НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
імені адмірала Макарова

ІННОВАЦІЇ В СУДНОБУДУВАННІ ТА ОКЕАНОТЕХНІЦІ

МАТЕРІАЛИ

XI МІЖНАРОДНОЇ НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ

24 – 25 вересня 2020 року

Частина I



Миколаїв ■ НУК ■ 2020

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА

ІННОВАЦІЇ В СУДНОБУДУВАННІ ТА ОКЕАНОТЕХНІЦІ

XI Міжнародна науково-технічна конференція

МАТЕРІАЛИ КОНФЕРЕНЦІЇ
ЧАСТИНА І

24 – 25 вересня 2020 р.

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
просп. Героїв України, 9

Миколаїв ● НУК ● 2020

УДК 001.895:629.5
І 66

ОРГАНІЗАТОРИ

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА
МИКОЛАЇВСЬКА ОБЛАСНА ДЕРЖАВНА АДМІНІСТРАЦІЯ
ДЕПАРТАМЕНТ ОСВІТИ І НАУКИ МИКОЛАЇВСЬКОЇ ОБЛАСНОЇ ДЕРЖАВНОЇ АДМІНІСТРАЦІЇ
КОМПАНІЯ «АМІКО ГРУПП»
ПІВДЕННИЙ НАУКОВИЙ ЦЕНТР НАН УКРАЇНИ І МОН УКРАЇНИ
МОРСЬКЕ ІНЖЕНЕРНЕ БЮРО
АТ «ЗАВОД «ЕКВАТОР»
ГОЛОВНЕ УПРАВЛІННЯ ДЕРЖАВНОЇ СЛУЖБИ З НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЙ УКРАЇНИ
У МИКОЛАЇВСЬКІЙ ОБЛАСТІ
АСОЦІАЦІЯ ВЕТЕРАНІВ ВІЙСЬКОВО-МОРСЬКИХ СИЛ УКРАЇНИ
ДП «ДОСЛІДНО-ПРОЕКТНИЙ ЦЕНТР КОРАБЛЕБУДУВАННЯ»
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ»
ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ МОРСЬКИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БАТУМСЬКИЙ НАВЧАЛЬНО-НАВІГАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ГРУЗІЯ)
ХАРБІНСЬКИЙ ІНЖЕНЕРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (КИТАЙ)
УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ ЦЗЯНСУ (КИТАЙ)
ШАНЬДУНСЬКИЙ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (КИТАЙ)
ГДАНЬСЬКИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ПОЛЬЩА)
ЗАХІДНО-ПОМЕРАНСЬКИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ПОЛЬЩА)
КОШАЛІНСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ПОЛЬЩА)

Матеріали публікуються за оригіналами, наданими авторами.
Претензії до організаторів не приймаються.

Відповідальний за випуск:
Блінцов Володимир Степанович

І 66 **Інновації** в судобудуванні та океанотехніці : Матеріали XI Міжнародної науково-технічної конференції, в 2 ч. — Ч. 1. — Миколаїв : НУК, 2020. — 640 с.

У збірнику наведенні матеріали XI Міжнародної науково-технічної конференції «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці». Збірник становить інтерес для наукових працівників, викладачів, інженерів та студентів.

УДК 001.895:629.5

ISBN:978-966-321-XXX-X

© Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, 2020



18 вересня 2020 року виповнюється 100 років Національному університету кораблебудування імені адмірала Макарова (МКІ, УДМТУ, НУК). Безумовно, це славетна дата для навчального закладу, який визначав життєвий і творчий шлях багатьох людей, спроектував вектор розвитку нашого міста, заклав фундамент вітчизняної науки кораблебудування та сформував відповідні освітні традиції. За роки свого існування університет підготував біля 100 тисяч висококваліфікованих фахівців для підприємств й організацій України та багатьох країн світу.

Сьогодні університет – єдиний в Україні заклад вищої освіти, який готує фахівців для суднобудівної галузі та морегосподарського комплексу держави, країн зарубіжжя за міжнародними нормами і вимогами. Підтвердженням цього є отримання в 2017 році міжнародного і державного сертифікатів якості підготовки фахівців ISO 9001:2015 та ДСТУ ISO 9001:2015 від одного із кращих світових кваліфікаційних товариств «Бюро Верітас Сертифікейшн Україна».

Сьогодні університет – це 5 навчально-наукових інститутів, 4 факультетів, 2 філії, 9 представництв, у тому числі закордонних, 6 навчально-наукових центрів, 9 науково-дослідних інститутів, наукова бібліотека із 770000 примірниками друкованих видань.

На 63 кафедрах університету (з урахуванням філій) працює 7 лауреатів Державної премії України, 26 лауреатів премій Президента України і Верховної Ради для молодих вчених, 8 Заслужених діячів науки і техніки України, 3 заслужених працівника освіти України, 3 Заслужених винахідника України, 2 Заслужених діяча мистецтва України, 2 Заслужених тренера та працівника фізичної культури і спорту України, 1 Заслужений працівник промисловості України, 93 доктора науки, професора, 281 кандидат наук, доцент; функціонує 27 наукових шкіл, які очолюють вчені зі світовим іменем – академіки, члени-кореспонденти галузевих та міжнародних академій наук.

НУК готує висококваліфікованих молодших спеціалістів, бакалаврів та магістрів за 31 спеціальністю, 55 освітніми програмами бакалаврського рівня та 52 програмами магістерського рівня. На очній та заочній формах навчається близько 9 тисяч юнаків та дівчат, серед них 1240 іноземних студента з 17 країн світу. Міжнародна діяльність займає особливе місце в діяльності університету, який має багаторічну історію

співпраці з освітніми закладами, науково-дослідними установами і промисловими підприємствами Китаю, Грузії, В'єтнаму, США, Нідерландів, Норвегії, країн Балтії, Росії, Азербайджану, Туркменістану та інших країн світу. За даними МОН України у 2019/20 навчальному році НУК посів 1 місце в країні серед закладів вищої освіти за кількістю іноземних студентів з КНР та Грузії, 3 місце – за кількістю студентів з Туркменістану, та увійшов до 20-ти ЗВО України, де навчаються найбільша кількість іноземців.

Нині наш університет – це працездатний колектив науково-педагогічних працівників, співробітників, аспірантів й студентів, а також потужна матеріально-технічна база з сучасними навчальними корпусами, науково-дослідними центрами та лабораторіями. Для надання послуг працівникам та студентам працює студентський комплекс харчування «Камбуз», відділення банку, музичний клуб, спортивні зали, яхт-клуб, дві бази відпочинку на березі Чорного моря і багато інших об'єктів.

З метою подальшого розвитку університету розроблено наймасштабніший проект – перспективний генеральний план розвитку НУК з будівництвом найбільшої на півдні України електронної бібліотеки, необхідної науково-дослідницької бази та інфраструктури для викладачів та студентів.

Університет приймає активну участь у підготовці кадрів для військово-морських сил ЗС України. На базі наших лабораторій проходять навчання військові моряки, а підводна техніка університету задіяна на виконання спеціальних завдань військово-морських сил та служби надзвичайних ситуацій. В 2019 році відновлено роботу Миколаївської Морехідної школи, яка стала структурним підрозділом університету.

Ми пишаємося своїми видатними випускниками різних поколінь, серед яких видатні вчені, науковці, викладачі, керівники відомих підприємств, державні та громадські діячі, військовослужбовці, діячі культури, мистецтва, талановиті музиканти, славетні спортсмени, Олімпійські чемпіони, чиї імена з великої літери назавжди вкарбовані в золотий фонд науки, освіти, мистецтва, культури і спорту, які всі ці роки прославляли університет, підіймали його престиж і авторитет в багатьох країнах світу. Ось тільки невеличкий перелік наших видатних випускників МКІ/УДМТУ/НУК, серед яких − керівники підприємств, Герої Праці, державні діячі, військовослужбовці, діячі мистецтва, культури та спорту: Бабаєв Георгій Матвійович, директор суднобудівного заводу імені 61 Комунара, лауреат Державної премії СРСР; Волик Георгій Кононович, директор суднобудівного заводу в м. Комсомольськ – на Амурі; Ганькевич Анатолій Борисович, директор Чорноморського суднобудівного заводу, лауреат Державної премії СРСР; Єгоров Євгеній Павлович, генеральний директор Сєверного машинобудівного підприємства (м. Сєвєродвінськ), лауреат Ленінської премії; Заболін Всеволод Федорович, генеральний директор Херсонського виробничого суднобудівного заводу, лауреат Ленінської і Державної премії СРСР; Ковальов Сергій Іванович, головний конструктор ЦКБ (м. Ленінград), двічі Герой Соціалістичної Праці; Макаров Юрій Іванович, директор Чорноморського суднобудівного заводу; Просянкін Григорій Лазарович, директор Сєверного машинобудівного підприємства, лауреат Ленінської і Державної премії; Романчук Микола Павлович, генеральний директор заводу «Океан»; Савченко Іван Михайлович, генеральний директор НПО «Ритм», лауреат Ленінської премії; Цибань Микола Григорович, генеральний директор ПО «Зоря», лауреат Державної премії; Чернишов Георгій Миколайович, начальник СПМБ машинобудування «Малахіт», лауреат Державної премії; Бузник Віктор Михайлович, член-кореспондент АН УССР; Крючков Юрій Семенович, заслужений діяч культури України; Чайка Володимир Дмитрович, мер м. Миколаєва; Чибінєєв Валерій Вікторович, Герой України; Меладзе Костянтин Шотайович, композитор; Меладзе Валерій Шотайович, співак; Харлан Ольга Геннадіївна, Олімпійська чемпіонка; Хомрова Олена Миколаївна, Олімпійська чемпіонка; Абраменко Олександр Володимирович, Олімпійський чемпіон; Цвєтов Ігор, дворазовий переможець літніх Паралімпійських ігор, та багато інш. .

І сьогодні, зустрічаючи свій ювілей, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова йде впевненим курсом розбудови сучасного науково-освітнього простору, зберігаючи при цьому ті традиції і досвід, які були закладені його професорсько-викладацьким складом та студентами всіх поколінь.

Ректор Національного університету кораблебудування
Імені адмірала Макарова, проф. **Є.І. Трушляков**

ПЛЕНАРНЕ ЗАСІДАННЯ

АКТУАЛЬНИЙ СТАН ВАНТАЖНОГО ФЛОТУ ЗМІШАНОГО ПЛАВАННЯ

Єгоров Геннадій Вячеславович, д.т.н., проф., генеральний директор1
Морське Інженерне Бюро
Україна, Одеса
1 egorov@meb.com.ua

Анотація. Визначено основні фактичні напрямки роботи суден змішаного плавання. Показана необхідність в даному типі суден, підкреслено їх особливості. Представлено оновлену інформацію по аналізу флоту суден змішаного плавання. Дано прогнози на середньострокову перспективу, а також приведені нові концепти вантажних суден.
Ключові слова: судно змішаного плавання; суховантажне судно; танкер; прогноз.

Реальный интерес судоходного бизнеса сосредоточен в нескольких главных направлениях:
• перевозка грузов из(в) мелководных и устьевых портов на морские порты;
• работа на рейдовые перевалочных комплексы;
• перевозка по внутренним водным путям;
• "северный" завоз;
• транзит через внутренние водные пути в (из) Каспийское море;
а также мелкопартионные (от 2 до 8 тыс. тонн) перевозки между морскими портами.

Эти суда смешанного река-море плавания и морских ограниченных районов плавания в силу особых путевых условий сильно отличаются от мирового флота.

Парадокс состоит в том, что на открытом морском рынке этим судам делать нечего (они не смогут быть конкурентоспособными с судами существенно большего размера - хендисайзами, панамаксами, суэцмаксами, кэпсайзами) - это эффект размера (5-7 тысяч тонн против 50-300 тыс. тонн груза). Но и, наоборот, на мировом рынке нет морских судов, которые могли бы "заместить" суда смешанного река-море флота.

Для сведений, и речные суда из Европы тоже не могут быть конкурентоспособными на нашем водном рынке - опять же из-за эффекта размера (у них типовая грузоподъемность европейского судна смешанного река-море плавания 1700-2500 тонн против наших 5000-7000 тонн), а европейские суда ограниченных морских районов плавания имеют дедвейты около 4500 тонн при осадке 5-6 м (предел наших портов на Азовском и Каспийском море - 4,5 м).

Именно в этом и состоит особенность флота большинства постсоветских компаний. Основу торгового флота в исследуемом сегменте река-море составляют в первую очередь сухогрузные, нефтеналивные и комбинированные суда смешанного река-море плавания и суда морских ограниченных районов плавания, а также морские суда с дедвейтом до 8000 т (называемые коастерами).

Только в 2017 году было списано 41 судно [1], в 2018 году - 31 судно, в 2019 году - 20 судов (данные будут уточняться). Среди списанных судов продолжают превалировать "трехтысячники" - 16 судов проекта 1557 типа "Сормовский", 16 судов проектов 2-95, 2-95A/R и 791 типа "Волго-Балт".

Среди нефтеналивных лидируют "Нефтерудовозы" - 14 утилизировано. Также за последние три года списаны восемь судов проектов 507 и 1565 типа "Волго-Дон" (и поставлены на утилизацию еще 17 единиц), десять танкеров типа "Волгонефть", три судна проекта 1743 типа "Омский", по более ранним оценкам, относящиеся к объектам, которые будут ремонтировать "до последнего". Кроме того, заработал механизм утилизационного гранта.

По мере выбывания устаревшего торгового флота в сегменте река-море на отечественном рынке грузоперевозок в ближайшие годы будут востребованы суда классов "Днепро-макс" / "Волго-Дон макс" в сухогрузном, нефтеналивном и комбинированном вариантах. Скорее всего, строительство новых танкеров для замены старых типа "Волгонефть" будет вновь оправдано к 2023 году, когда должны будут ввести в строй Багаевский гидроузел на Нижнем Дону. Утилизация нефтеналивных судов заметно отстает по темпам от сухогрузных судов, хотя после 2011 года наблюдается относительный рост списания танкеров на металлолом.

Сегодня в работе примерно 1561 грузовое судно, из них "старых" 71%, остальные 29% построены в XXI веке. При этом действующий грузовой флот - это не только "советские" серии судов. С 2000-го года построены (или куплены на рынке) 454 грузовых судов смешанного, внутреннего и морского ограниченного района плавания (в среднем по 23 судна в год).

Интересно, что 10% приобретены, а не специально заказаны под путевые условия. Это 45 судов, в том числе 25 сухогрузов и 20 танкеров. Причем китайской постройки 21 судно, турецкой - 12, голландской - пять, болгарской - четыре, немецкой - два, польской - один. Данные приведены без учета специально построенных в Китае для СЗП коастеров концепта DCV36 (10 судов) и ряда подобных проектов.

Среди новых судов - 233 танкера и комбинированных судна, а также 221 сухогрузов. В постройке на разных стадиях находятся еще 71 судно, в том числе 59 сухогрузов и 12 танкеров. Танкеры составили 51% от общего количества сданных заказов и 16% от находящихся в постройке. Сухогрузы - 49% и 84%, соответственно.

Таким образом, до 2017 года доминировали заказы на строительство нефтеналивных судов, химовозов и комбинированных судов, однако с 2016 года превалирует постройка сухогрузных судов.

Британское Королевское общество корабельных инженеров RINA в число лучших судов года в мире дважды включало проект "сверхполного" танкера RST27 (Significant Ships of 2012 и Significant Ships of 2013), что само по себе случается редко, в 2014 году проект комбинированного судна RST54 (Significant Ships of 2014), в 2017 году - проект танкера-химовоза RST27M (Significant Ships of 2017).

Это не случайно, так как экономика перевозки нефтепродуктов на судах смешанного река-море плавания примерно до 2016 года была существенно лучше, чем у "сухих" грузов. Косвенно это подтверждается тем, что новых танкеров "Волго-Дон макс" класса было построено 163 судно (в 2,3 раза больше).

Кроме того, на уже строящихся сериях танкеров (RST22M, RST27, RST25) произошло существенное расширение спектра перевозимых наливных грузов, к нефти и нефтепродуктами сначала были добавлены патока и грузы, подпадающие под общее название "растительное масло" (а среди них и компоненты биотоплива, и знаменитое сейчас пальмовое масло и т.п.), а затем и другая "легкая" химия, в прочем требующая выполнение нормативов по непотопляемости и оборудовании, а также покрытиям танков к химовозу типа ИМО 2.

Однако, как показывает анализ закономерностей списания существующего флота, постройка новых танкеров для замены старых типа "Волгонефть" будет вновь оправдана к 2023 году - слишком много еще в работе судов "советской постройки".

Даже если сейчас часть потерянного нефтегруза вернется на реку, его возьмут на себя доведенные до конвенционных требований "Волгонефти", а также уже имеющиеся в наличии новые танкеры проектов RST27, RST22, RST25 и 19614.

Британское Королевское общество корабельных инженеров RINA в число лучших судов года в мире в 2018 году включило судно "Пола Макария" проекта RSD59 - первое сухогрузное судно со "сверхполными" обводами. На июнь 2020 года в эксплуатации находятся уже 19 таких судов, всего заказано 60 судов этого проекта. Проработана версия проекта RSD59 на газомоторном топливе.

Сопоставление технико-эксплуатационных характеристик проекта RSD59 с соответствующими характеристиками судов класса "Волго-Дон макс" показывает, что новый концепт по энергозатратам на единицу транспортной производительности лучше, чем проекты RSD49 и 006RSD05, выполненные на основе популярных в начале XXI века обводов "Армад", и заметно лучше, чем сухогрузные суда типа "Волга" и "Русич".

Если к этому добавить и существенный рост абсолютного значения дедвейта (и с ним коэффициента утилизации дедвейта по водоизмещению), причем как на полной осадке, так, что еще более весомо, в реке (прибавка от 800 т в сравнении с "Невой-Лидером" и до 1495 т в сравнении с "Волгой"), при примерно одинаковых массе порожнем и пакете оборудования, то преимущество нового концепта RSD59 типа "Пола Макария" становится подавляющим.

Однако следует понимать, что речь идет именно о философии "сверхполного" судна, а не о деталях, так как вряд ли стоит всем строить только двухтрюмные суда с длинным 80-метровым трюмом; классом РС, который необходим для работы вокруг Европы. Вероятно, зерновая грузовая база требует суда в таких же "сверхполных" обводах и с сохранением наиболее сложных частей судна (корма, машинное отделение, надстройка, новая оконечность), но с более легкими корпусами и меньшей высотой борта в средней части. Это даст добавку примерно 200 т груза на осадках от 3,60 до 4,00 м (развитие RSD59 - концепт RSD62), с привычным количеством трюмов - 3-4, как сделано, например, на RSD79, возможно с люковыми закрытиями иного типа (фолдинг, пиги-бег).

Кроме того, отмечается значительный интерес средних и малых судовладельцев к судам взамен "Омских" проекта RSD34, но для "запуска" таких серий требуется следующий шаг, а именно операционный лизинг. Вопрос о постройке судов, и особенно толкаемых составов с грузоподъемностью 2000-3000 т, становится все более актуальным, но пока не ясно, как финансировать такие новые заказы, ведь их прибыльность меньше, чем у "Волго-Дон максов", но при этом именно такими судами и составами перевозится значительная часть грузов на реке.

Наконец, все как-то забыли, что Волжское пароходство уже практически десять лет успешно эксплуатирует десять новых сухогрузных судов проекта RSD44, в том числе на РПК рейда морского порта Кавказ в классе "М-ПР".

Дедвейт судна при осадке 3,60 м в реке - около 5543 тонн, при осадке 3,53 м в море - 5562 тонн.

Дедвейт судна пр. RSD44 при осадке 3,60 м в реке выше примерно на 100 тонн, чем у RSD59, а стоимость в постройке меньше (они легче по массе и проще по требованиям класса).

Надводный габарит в балласте RSD44 составляет всего 5,4 м (в грузу еще меньше), что позволит ему, в отличие от всех остальных, проходить под мостами через реку Неву, под Ростовским железнодорожным мостом без их разводки. В результате судно будет экономить время на ожидание очереди в разводку мостов, которое составляет до 20 суток за навигацию.

Таким образом, суда проекта RSD44 представляют собой уникальный инженерный комплекс, сочетающий оптимальные для внутренних водных путей габариты с современным оборудованием и навигационной техникой, имеющий значительные преимущества по сравнению с существующими аналогами.

Заключение. Из исследованных 2214 построенных с 1956 по 2000 год судов смешанного, внутреннего и ограниченного морского плавания самых известных серий на сегодня списано 919 судов (41.5%). Потеряно в катастрофах 107 (11.6%) со средним возрастом 30,5 лет. Утилизировано 812 судов со средним возрастом сдачи на металлом 36,1 лет.

Работает 1072 единицы со средним возрастом 39,8 лет. В отстое 223 судна со средним возрастом 43,0 года.

Сухогрузных судов работает 831 единица со средним возрастом 39,8 лет. В отстое 138 судов со средним возрастом 44,2 года.

Танкеров работает 241 единица со средним возрастом 39,6 лет. В отстое 85 судов со средним возрастом 41,0 год.

Прогноз на 2025 год – 722 судна старого типа, на 2030 год – 248 судов.

То есть через 5-10 лет вполне объективно будут списаны более 50-70% эксплуатируемого в настоящее время флота, что приведет к обвалу объемов перевозок на водном транспорте.

Несмотря на средний возраст, достаточно высокий в серии, два типа судов списывают достаточно мало и, как правило, по техническому состоянию – суда «Волго-Дон макс» класса («Волго-Доны» российской и румынской постройки, «Волгонефти» российской и болгарской постройки), обеспечивающие наиболее возможную грузоподъемность на речных осадках из всех существующих судов и суда типа «Омский» грузоподъемностью 3000 тонн при осадке около 3,20 м, которая, по сути, не зависит от погоды («водности»).

Это позволяет рекомендовать строить новые суда именно с такой философией работы – «Волго-Дон максы» в сухогрузном, нефтеналивном и комбинированном вариантах и суда взамен «Омских» как типы судов, фактически выбранные рынком.

REFERENCES

[1] Egorov, G. & Egorov, A. (2017). Actual decommissioning of river-sea ships and prognosis of fleet up to 2025. ONMU Reporter. - Odessa. – Vol. 3 (52). - 96-131 p. (in Russian).

Egorov Gennadiy

Actual condition of river-sea cargo fleet

Text of the annotation. *The main actual directions of operation of river-sea ships are determined. The need for this type of ships is shown, their features are emphasized. Updated information on the analysis of the fleet of river-sea ships is presented. Forecasts for the medium term as well as new concepts of cargo ship are given s.*

Keywords: *river-sea ship; dry-cargo ship; tanker; review.*

Егоров Геннадий Вячеславович

Актуальное состояние грузового флота смешанного плавания

Текст аннотации. *Определены основные фактические направления работы судов смешанного плавания. Показана необходимость в данном типе судов, подчеркнуты их особенности. Представлена обновленная информация по анализу флота судов смешанного плавания. Даны прогнозы на среднесрочную перспективу, а также приведены новые концепты грузовых судов.*

Ключевые слова: *судно смешанного плавания; сухогрузное судно; танкер; обзор.*

УДК 629.5.01

ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ ВОДНОГО ТРАНСПОРТУ США І ЕВРОПИ

Єгоров Геннадій Вячеславович, д.т.н., проф., генеральний директор1
Морське Інженерне Бюро
Україна, Одеса
1 egorov@meb.com.ua

Анотація. Виконано аналіз роботи водного транспорту США і Європи. Показано особливості даного виду перевезень, їх переваги та недоліки перед іншими видами транспорту. Наведено основні робочі транспортні схеми із зазначенням типів флоту.
Ключові слова: річкові перевезення; річка-море перевезення; економіка; екологія.

США. Сегодня водный транспорт (ВВТ) США перевозит 20% угля, из которого вырабатывается 10% электроэнергии по стране; 60% экспортного зерна; 24% нефти и нефтепродуктов.
ВВТ США обеспечивает 13% всего грузооборота по стране, причем всего лишь за 3% всех расходов на транспорт в целом по стране. Для примера грузовики - 28%, но при этом расходы на автодороги составляют 80% всех расходов на транспорт в целом по стране.
В действительности, несмотря на сегодняшнюю грандиозную роль ВВТ в США, в его истории были и взлеты, и падения.
Первый секционный состав из двух секций появился на реке Миссисипи в 1945 году, а уже в 1948 году работал десятисекционный состав длиной 307 м и грузоподъемностью 12 тыс. тонн.
Крупные компании запустили линейные сервисы на длинные расстояния, когда составы уподобились железной дороге с движением по расписанию.
Сейчас общая протяженность ВВП США без учета Великих Озер составляет 41,5 тыс. км, в том числе 6,5 тыс. км каналов.
Все водные пути имеют гарантированные размеры судового хода, причем практически вся сеть зарегулирована (не считая нижней Миссисипи и реки Миссури) с помощью 238 шлюзов. Строительство и содержание ВВП осуществляет US Army Corps of Engineers, наблюдение за безопасностью плавания - US Coast Guard, классификацию судов, разработку правил, наблюдение за проектированием и постройкой - классификационное общество, член МАКО American Bureau of Shipping (ABS).
Водные магистрали в значительной мере совпадают с направлениями потоков массовых грузов, что во многом предопределяет высокую эффективность и востребованность речного транспорта.
В 2015 году внутренний водный транспорт США перевез по рекам 513 млн. тонн, по Великим Озерам - 76 млн. тонн, в морском каботаже - 159 млн. тонн груза.
Интересно отметить, что наивысшее достижение речников СССР составляло 562 млн. тонн грузов в 1990 году, Россия сейчас перевозит 115-150 млн. тонн.
Основными грузами являются уголь - 165 млн. тонн в год, нефтепродукты - 174 млн. тонн, зерно - 64 млн. тонн.

Свыше 60% (17,7 тыс. км) ВВП имеют глубину 2,7 м и более, поэтому практически все сухогрузные и наливные баржи построены на осадку 2,7 м, а магистральные толкачи - на осадку 2,6-2,7 м. Основной упор на ВВП делается не на поддержание больших глубин (как, например, в СССР, где главной целью было достижение глубины до 4,0 м), а габаритов барже-буксирных составов.

В отличие от рейнского бассейна, где более 90% грузов перевозится на самоходных судах, в Северной Америке самоходные грузовые суда используются только на Великих Озерах.

Главное достижение речников США в том, что более, чем 130 лет перевозка грузов по ВВП осуществляется методом толкания барже-буксирными составами.

Грузоподъемность толкаемых составов в среднем около 22 тыс. тонн, а наибольшие до 100 тыс. тонн. Например, состав из 25 сухогрузных и 12 нефтеналивных секций общей грузоподъемностью 35 тыс. тонн имеет длину 360 м и ширину 45 м.

Рейдовые работы обеспечиваются малыми толкачами, которые растаскивают прибывшие на место назначения секции, ставят на их место следующие "вагоны" и "поезд" следует дальше.

По американским данным, толкачи и буксиры работают в течение 80-90% навигационного времени. Мощность магистральных толкачей достигает 10 тыс. кВт с длиной до 60 м, шириной до 16,4 м, высотой борта около 3,8 м. Толкачи имеют подъемные рубки. Команды магистральных толкачей обычно делятся на две половины - одна в течение месяца работает в две смены, а другая в это время отдыхает на берегу. Затем происходит смена.

Стандартные баржи имеют простую конструкцию и двойное дно. Толщина корпусных элементов 8-19 мм, что позволяет такой тоннаж обычно не ремонтировать вообще. Интересно отметить, что эксплуатация допускается даже при наличии повреждений корпуса, если последние не приводят к водотечности.

Сухогрузные секции типа Jumbo имеют длину 61.0 м, ширину 10,7 м, грузоподъемность около 1591 тонн при осадке 2,7 м, высоту борта 3,7 м, массу порожнем 295 тонн.

Стоимость сухогрузной бункерной баржи составляет примерно 500 тыс. долларов США (без люковых закрытий) и 550 тыс. долларов США (с пластмассовыми люковыми закрытиями). Средний срок службы - 20-30 лет.

Типовые нефтеналивные - длину около 90,5 м, ширину 16,5 м, грузоподъемность 3754 тонны при осадке 2,7 м.

Стоимость нефтеналивной баржи составляет примерно 1,500-3,000 тыс. долларов США. Средний срок службы - 20-40 лет. С 2015 года эксплуатация однокорпусных нефтеналивных барж запрещена.

Европа. Как отмечает ЕЭК ООН в документе SC.3 № 4 [1] "На ВВТ приходится существенная доля от общего объема перевозок там, где существует доступ к рекам и каналам. Совокупный объем грузов, перевозимых по внутренним водным путям в Европейском союзе, составляет ... 6,2% от всех перевозок, однако при этом в Бельгии, Германии и Нидерландах доля внутренних перевозок, приходящаяся на ВВТ, составляет в среднем 25%. В Нидерландах, где доля ВВТ в распределении по видам транспорта является наивысшей, в сегменте контейнерных перевозок на национальные внутренние водные пути приходится целых 40% перевозок".

Основные направления перевозок:

- Рейн (как главная магистраль), канализированные реки Мозель, Майн, Некар и другие, которые служат "подвозными" путями для Рейна, являясь как бы "фидерными" маршрутами;
- Север - Юг (Нидерланды - Бельгия - Франция);
- Дунай (включая соединительный канал Дунай - Майн - Рейн);
- Восток (Германия - Польша - Чехия).

Роль речного транспорта в экономике европейской страны (на примере Германии).

В 2018 году - 198 млн. тонн (в 2014 году - 228 млн. тонн). Контейнеры - 21,1 млн. тонн.

Грузооборот - 47 млн. тонно-км (35% от данных по ЕС в целом), контейнеры 5,7 млн. тонно-км (39% ЕС). Руда и минерально-строительные грузы 8,7 млн. тонно-км (25% ЕС). Нефтепродукты - 7,8 млн. тонно-км (38% ЕС). Химия - 5,8 млн. тонно-км (38% ЕС).

Всего в Европе примерно 53 тыс. км водных путей.

Объемы международных перевозок по Европейским ВВП напрямую зависят от возможности совместного использования водных коммуникаций судами разных стран, т.е. от проходных осадок, габаритов каналов и шлюзов, минимальных надводных габаритов.

Концепция создания Единой сети европейских ВВП впервые рассматривалась еще в 1953 году на первой сессии Европейской конференции министров транспорта, когда был принят список из 12 проектов строительства и реконструкции водных путей в целях создания Единой сети (например канал Дунай - Майн -

Рейн). Сейчас продолжительность рейса от Роттердама до Сулины (т.е. полный маршрут Рейн - Майн - Дунай от Северного моря до Черного моря через всю Европу) составляет для самоходных судов 10,5 суток, для толкаемого состава - 13,5 суток, в обратном направлении - соответственно 17 и 18 суток.

Стремясь учесть все многообразие конкретных объектов, ЕЭК ООН приняла в ноябре 1992 года резолюцию № 30, содержащую новую систему классификации европейских ВВП.

Эта система классификации была более наглядной и строгой в описании существующих ВВП, универсальна, согласована в части классов так, что судно, обычно эксплуатируемое на ВВП одного класса, могло беспрепятственно пользоваться ВВП более высокого класса и соответствовала принципам модульности габаритов судна.

Морское Инженерное Бюро в своих публикациях неоднократно показывало, что судно внутреннего плавания тогда будет оптимально по своей экономике, когда его размеры будут максимально приближенными к габаритным ограничениям тех водных путей, для которых оно предназначено [2].

Поэтому в Европе в качестве базового элемента для унификации были приняты сухогрузные и наливные баржи-секции типа "Европа" ("Европа-2", например, имеют длину около 76 м и ширину 11 - 11,4 м), составы из которых в различных сочетаниях и определили класс ВВП. Выбор таких размеров барж, в свое время, был связан с наличием шлюзов с камерой длиной 180 - 190 м и шириной 12 м.

Морское Инженерное Бюро в разное время спроектировало несколько проектов барж типа "Европа-2Б" Например, в период с 1999 по 2005 год Килийский судостроительно-судоремонтный завод (КССРЗ) построил 19 барж типа "Европа-2Б" конверсионного типа проектов 1635ОУ и 1635ОМДЛ, спроектированных Морским Инженерным Бюро и КБ КССРЗ под руководством главного конструктора В.А. Кириченко. Они строились путем соединения двух корпусов сухогрузных лихтеров "Дунай - море" класса РС IICП, оставшихся после прекращения деятельности "Интерлихтера". Баржи пр. 1635ОУ конверсировались путем стыковки двух лихтеров типа ДМ пр. 1635К после удаления ахтерпиков на длине 2,75 м.

В дальнейшем была спроектирована новая баржа-секция типа "Европа-2Б" пр. RDB06 для генеральных и навалочных грузов, в том числе зерна. Головная баржа пр. RDB06 DS 1863 была спущена 8 апреля 2005 года на КССРЗ. Они строились по схеме кредитования австрийскими банками. Баржи новой конструкции сейчас работают на Верхнем Дунае с выходом на Рейн. Планировалась активная загрузка в контейнерном варианте от Роттердама до Будапешта, с в движением в устьевые дунайские порты. Предполагалось, что суда пр. RDB06 будут элементами перспективной транспортной системы с участием морских сухогрузных судов. Такая схема позволяла замкнуть трансконтинентальную систему перевозок от Северного моря до портов Северной Африки через порты на нижнем Дунае.

В 2017 году на реке Дунай работало 615 толкачей и буксиров, 392 самоходных (355 сухогрузных и 96 танкеров) и 2055 несамоходных грузовых судов. На Дунае преобладает несамоходный флот, составляющий 88% общей грузоподъемности. Большинство судов приспособлено к толканию (1588 единиц). Их тоннаж составлял 86% общей грузоподъемности всех несамоходных судов. Буксируемые баржи обеспечивали только 14% общей грузоподъемности.

Однако "сводить" эффективные решения только к толкаемым составам не стоит, так как раз на наиболее "продвинутой" части ВВП Европы - Рейне, где перевозиться намного больше грузов, преобладают самоходные суда и особенно - самоходные суда с толкаемыми баржами (приставками).

74% Европейского флота работает на Рейне. В 2017 года он состоял из 1241 толкачей и буксиров и 8593 грузовых судов (из них 85% самоходных). Средний возраст сухогрузного судна составлял 52 года, нефтеналивного - 38 лет. Но при этом моложе 20 лет было 15% сухогрузов и 37% танкеров.

Рейнское составное судно - самоходное сухогрузное судно длиной 110 м (классика для бассейна), шириной 11,4 м и осадкой 3,5 м, которое толкает сухогрузную баржу типа "Европа 2Б" длиной 76 м (суммарной грузоподъемностью 6000 тонн) заменяет 240 автопоездов.

Евростат определяет "река-море" перевозка как "транспортную операцию, осуществляемую частично по внутренним водным путям (ВВП) и частично морем без перегрузки. Она может осуществляться судами внутреннего плавания или морскими судами. Любое судно внутреннего плавания, осуществляющее такую перевозку, должно иметь соответствующее разрешение на эксплуатацию в море".

Как правило, в Европе такие перевозки река-море осуществляют морские суда, но приспособленные к работе на внутренних водных путях. И один из главных их признаков, помимо выше названных технических условий, это наличие конвенционных документов. Безусловно, есть морские суда без таких документов, но это, как правило, исключения.

Таких судов в мире достаточно много. Не смотря на пример Нового Орлеана или Великих Озер, размер судов, работающих с речных портов, как правило, ограничен. Обычно это суда дедвейтом до 5000 тонн или

от 5000 до 10000 тонн. На апрель 2020 года в мире работало около 22 тыс. грузовых судов с дедвейтом до 5 тыс. тонн и 6 тыс. грузовых судов с дедвейтом от 5 до 10 тыс. тонн. Итого, около 28 тыс. единиц.

По данным Центральной комиссии судоходства по Рейну большего всего в режиме "река-море" перевозится грузов в Великобритании (в 2017 году - 47,6 млн. тонн). Наибольшая доля перевозок "река-море" приходится на сегмент перевозимой наливом сырой нефти и нефтепродуктов. В 2014-2017 годах его доля колебалась в пределах 37-40%. Доля всех видов жидких грузов, взятых вместе, в 2017 году составила 43%. В 2017 году доля перевозок навалом (сельскохозяйственная продукция, железная руда, уголь и т. д.) составила 33%. Далее следуют унифицированные грузы (контейнеры, поддоны и т. д.) с долей 17%, генеральные грузы (продукция лесного хозяйства, черная металлургия и прочая продукция) с долей 7%.

По данным Центральной комиссии судоходства по Рейну в 2018 году судами "река-море" в Швецию и из Швеции, а также между портами Швеции было перевезено 6,62 млн. тонн грузов, из которых 3,3 млн. тонн приходилось на импорт, а 0,93 млн. тонн - на экспорт. Объем внутренних перевозок "река-море" составил 2,4 млн. тонн. В 2017-2018 годах общий объем перевозок "река-море" в Швеции увеличился на 5%.

Румыния, порты Нижнего Дуная: морские (такие, как порт Констанца), речно-морские (Галац, Браила и Тульчеа) и речные порты. Морским транспортом по Дунаю на судах типа "река-море" или морских судах по Сулинскому каналу Румынии было перевезено 4,44 млн. тонн грузов.

В порту Галац переваливали металлы и металлопродукцию (27% от общего объема перевозок "река-море" в 2018 году), сельскохозяйственную продукцию (22% от общего объема) и железную руду (14% от общего объема перевозок).

На Браилу, второй по величине румынский порт "река-море", приходится большая часть перевозок зерна, объем которых оставался относительно постоянным в 2015-2018 годах.

Заключение. По США:

• грузы доставляются барже-буксирными составами;

• используется, как наиболее эффективный, метод толкания;

• применяется "линейный" сервис, близкий по сути к контейнерному;

• баржи-секции имеют относительно простую конструкцию и небольшую грузоподъемность, что позволяет их использовать как средства укрупнения груза, как унифицированные грузовые места и как склады временного хранения;

• на 1 толкач в среднем приходится 25 сухогрузных барж или 5 нефтеналивных барж, при этом толкач в работе 80-90% времени, а баржа - 30% и меньше;

• применяются передовые методы организации технического обслуживания (агрегатный ремонт толкачей, минимизированные сроки эксплуатации барж, повышенные толщины конструкций);

• массово используются высокопродуктивные методы погрузки и выгрузки.

По Европе:

• на речной транспорт приходится существенная доля от общего объема перевозок там, где существует доступ предприятий к рекам и каналам, т.е. промышленности, логистически привязанной к реке;

• в связи с известной проблемой мелководности и переменности путевых условий часто нельзя выбрать такие габариты в плане (по длине и ширине) единым корпусом. Поэтому обычным инженерным решением являются составы и составные суда, т.е. несколько судов, состав из которых отвечает максимальным возможностям пути;

• на Рейне "максимизация" - крупнейшие суда имеют 135 м в длину и 14, 15, 17 или даже 22 м в ширину с грузоподъемностью до 9000 тонн;

• в качестве базового элемента для унификации водных путей были приняты баржи-секции типа "Европа", составы из которых в различных сочетаниях и определили класс внутренних водных путей;

• толкачи тоже унифицированы (по размерам и мощностям), хотя и не так детально как баржи;

• "сводить" эффективные решения только к толкаемым составам не стоит, так как раз на наиболее "продвинутой" части ВВП Европы - Рейне, где перевозиться намного больше грузов, преобладают самоходные суда и особенно - самоходные суда с толкаемыми баржами (приставками);

• на рейнских судах минимальный состав экипажа вполне "минимален". Например, на самоходном судне длиной более 86 м (в том числе 110-135 м) - три человека;

• инновация - электродвижение и нескольких движителей и нескольких дизель - генераторов позволяет реализовывать кратные режимы мощности и движения, т.е. тратить равно столько энергии, сколько надо в каждый конкретный момент.

REFERENCES
[1] (2020). Observation of river-sea transportations in Europe. Report ECE/TRANS/SC.3/WP.3/2020/5. - CCNR. – 14 p (in Russian).
[2] Egorov, G. (2007). Design of ships of restricted area navigation based on risk theory. Sudostroenie. - SPb. - 384 p. (in Russian).

Egorov Gennadiy
Features of water transport operation in the USA and Europe
Text of the annotation. The analysis of operation of water transport in the United States and Europe is executed. The features of this type of transport, its advantages and disadvantages over other types of transport are shown. The main working transport schemes with indication of the types of fleet are given.
Keywords: river transportations; river-sea transportations; economy; ecology.

Егоров Геннадий Вячеславович
Особенности работы водного транспорта США и Европы
Текст аннотации. Выполнен анализ работы водного транспорта США и Европы. Показаны особенности данного вида перевозок, их преимущества и недостатки перед другими видами транспорта. Приведены основные рабочие транспортные схемы с указанием типов флота.
Ключевые слова: речные перевозки; река-море перевозки; экономика; экология.

УДК 681.05

НАУКОВА ШКОЛА «ПІДВОДНА ТЕХНІКА»: ЗДОБУТКИ ТА ПЕРСПЕКТИВИ

Блінцов Володимир Степанович, д-р техн. наук, професор,
Блінцов Олександр Володимирович, д-р техн. наук, професор,
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
м. Миколаїв
volodymyr.blintsov@nuos.edu.ua, alex_blintsov@ukr.net

Анотація. *Розглянуто основні етапи створення, становлення і розвитку наукової школи «Підводна техніка» у Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова. Надано інформацію про наукові та виробничі досягнення, а також про підготовку наукових кадрів. Сформульовано основні напрямки діяльності наукової школи, які залепечуть її подальший розвиток в сучасних умовах*.
Ключові слова*: наукова школа, підводна техніка, наукові дослідження.*

Вступна частина.

Розвиток України як морської держави визначається розвитком суднобудівної галузі, у цілому, та її складових. До таких складових, без сумніву, належить розробка і створення засобів морської робототехніки. У Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова (далі – НУК) ще у часи СРСР було започатковано прикладний науковий напрямок «Підводна техніка», який успішно розвивався у трьох напрямках, характерних для потужного закладу вищої освіти – суто науковому, виробничо-технічному та навчальному.

Нижче наводяться короткі історичні відомості про зародження і становлення цього напрямку, висвітлюються основні здобутки та обговорюються перспективи подальшого розвитку в умовах тимчасової деіндустріалізації держави.

Започаткування наукової школи

Засновниками наукової школи були ректор Миколаївського кораблебудівного інституту імені адмірала С.Й. Макарова, доктор технічних наук, професор Александров Михайло Миколайович та кандидат технічних наук, доцент Вашедченко Альвіан Миколайович.

Рік заснування наукової школи – 1988, коли було організовано «Відділення підводної техніки» науково-дослідної частини Інституту. Його першим керівником був проф. Александров М.М.

Під їх науковим та організаційним керівництвом було закладено основні наукові напрямки досліджень у галузі морської робототехніки та побудовано низку унікальних ненаселених підводних апаратів – «Акватор», «Скарус-1», «Дельта», «Adeline» та ін. (рис. 1).



«Акватор»



«Скарус-1»



«Дельта»


«Adeline»

Рис. 1 – Перші підводні апарати наукової школи «Підводна техніка» (1988-1993 рр.)

Становленню та успішному розвитку наукової школи сприяли видатні науковці Миколаївського інституту кораблебудування імені С. Й. Макарова, професори Боград В.М., Бугаєнко Б.А., Магула В.Е., Романовський Г.Ф.

Становлення та розвиток наукової школи

З 1993 року і по теперішній час очолює наукову школу доктор технічних наук, професор Блінцов Володимир Степанович, проректор з наукової роботи НУК. Діяльність наукової школи здійснюється в рамках двох структурних підрозділів науково-дослідної частини НУК:

- науково-дослідного інституту підводної техніки (керівник – д.т.н., проф. Блінцов В.С.);
- морської лабораторії «Дельта» (керівник – д.т.н., проф. Блінцов О.В.).

Наукова школа розвиває проблемні питання проектування, побудови та застосування засобів підводної робототехніки в рамках спеціальностей «Суднобудування», «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології» та «Управління проектами та програмами».

Головною науковою проблемою, над якою працює наукова школа, є розвиток теоретичних основ проектування та експлуатації засобів підводної робототехніки.

До найбільш вагомих теоретичних досягнень наукової школи можна віднести:

- створення теорії проектування підводних апаратів-роботів на засадах системного підходу;
- розвиток теорії автоматичного керування рухом підводних комплексів з гнучкими зв'язками, зокрема, в умовах невизначеності власних параметрів та зовнішніх збурень;
- розвиток теоретичних основ управління проектами створення та застосування підводних апаратів-роботів;
- створення нових та розвиток існуючих роботизованих технологій виконання підводних пошукових, аварійно-рятувальних, науково-дослідних, природоохоронних та спеціальних робіт.

Одночасно з проведенням наукових досліджень наукова школа розв'язує задачі:

- підготовка наукових та інженерних кадрів у галузі підводної робототехніки;
- проектування та будівництво підводних апаратів-роботів;
- морська експедиційна діяльність із застосуванням спроектованих та побудованих підводних апаратів-роботів.

За результатами наукових досліджень успішно захищено 2 докторські та 21 кандидатську дисертації, у тому числі – 5 дисертацій іноземними громадянами.

Результати досліджень опубліковано у 15 наукових монографіях та навчальних посібниках, у більш ніж 500 наукових публікаціях у періодичних наукових виданнях [1-7].

До найбільш вагомих практичних досягнень наукової школи можна віднести проектування, будівництво, морські натурні випробування та передачу вітчизняним та зарубіжним замовникам більше 30 зразків підводної техніки – самохідних прив'язних підводних систем (СППС), буксируваних підводних систем (БПС) та опускних підводних систем (ОПС). З них дві підводні системи наказом Міністра оборони України поставлені на озброєння ВМС ЗС України.

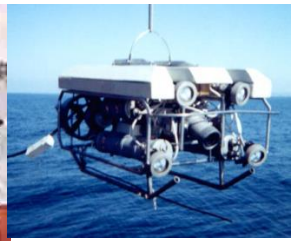
На рис. 2 наведено основні створені зразки підводної техніки.



СППС «Атлеш», 1994 р.



СППС «The North Star», 1995 р.



СППС «Пошуковець», 2003 р.



СППС «Агент-1», 2004 р.



БПС «Арго-Буй»,



БПС «Арго-Буй»,



БПС «Арго-Буй», 2004



БПС «Арго-Буй»,



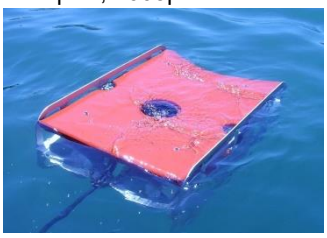
Картографічний комплекс донної поверхні, 2003р.



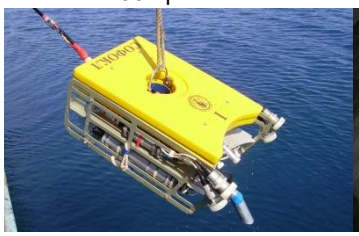
ОПС «ЕГІР», 2004 р.



СППС «МТК-200», 2007 р.



СППС «Інспектор», 2008 р.



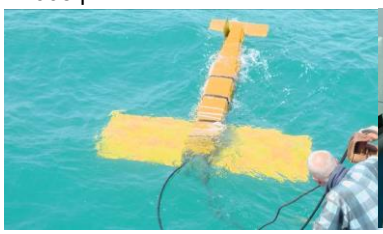
СППС «Софокл», 2009 р.



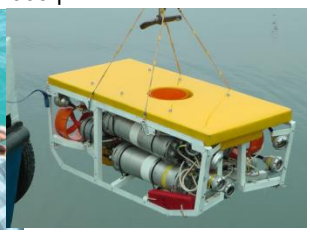
СППС «Архімед», 2010 р.



ОПС «ПСВ-90/100», 2011 р., 2012 р.



БПС «Планер», 2012 р.



СППС Гідрограф», 2014р.



СППС «ВСПН», 2016 р.



БПС «Глайдер», 2019

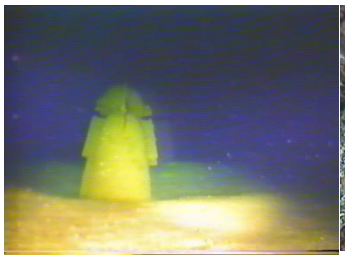
Рис. 2 – Засоби підводної техніки, створені в НУК та передані замовникам на протязі 1994-2019 рр. Керівник – д.т.н., проф. Блінцов В.С.

Активну роль у будівництві та випробуваннях підводної техніки відігравали учасники наукової школи: Алоба Л.Т., Бабкін Г.В., Блінцов О.В., Блінцов С.В., Буруніна Ж.Ю., Войтасик А.М., Гертов С.П., Єжов А.В., Касьянов Ю.І., Клочков О.П., Корицький В.І., Костенко Д.В., Красюк О.М., Кузьменко О.В., Надточій В.А., Надточий А.В., Нужний С.М., Ольшевський С.І., Роздільський В.М., Сірівчук А.С., Сухоносов В.П., Трибулькевич С.Л., Щелконогов О.О. та інші.

Характерною складовою діяльності наукової школи була і залишається експедиційна діяльність, яка дає змогу перевіряти ефективність проектних рішень і проводити унікальні підводні роботи.

Починаючи з 1993 року було організовано і проведено більше 20 морських та річкових роботизованих експедицій з пошуку та обстеження підводних потенційно небезпечних об'єктів та затонулих суден, у тому числі у зоні АТО (сектор «М»).

Типові затонулі об’єкти, виявлені та обстежені членами наукової школи «Підводна техніка», та учасники морських експедицій наведені на рис. 3.


Затонула авіаційна протичовнова ракета


Снаряди у трюмі затонулого корабля


Палубна гармата затонулого судна


Боєприпаси на морському дні


Роботизоване обстеження бойової галери часів Візантійської імперії




Роботизований підйом артефакту з судна, яке затонуло у IX сторіччі




Науковці НУК – члени екіпажів СППС


З командою судна НУК «Дельта»


Оператори СППС «Софокл» за роботою


З Президентом України В.Ющенко

Рис. 3 – Деякі результати роботизованих підводних досліджень та учасники експедицій НУК, виконаних під керівництвом д.т.н., проф. Блінцова В.С.

Серед найбільш значущих експедицій можна виділити наступні:

- природоохоронне обстеження очисних споруд причорноморських міст України;
- картографування й комплексне приладове обстеження стаціонарних морських платформ і морських трубопроводів на Чорному морі;
- обстеження причалів морських портів на Чорному морі та на р. Єнісей;
- обстеження підводних частин суден на плаву для Регістру судноплавства України;
- контроль стану протекторного захисту морських трубопроводів;
- пошук і обстеження аварійного газопроводу;
- підкригове обстеження трубопроводів та затонулих суден;
- дослідження процесів наморожування льоду на підводний газопровід у період його зимової експлуатації;
- пошук екологічно небезпечних затонулих об’єктів;
- природоохоронне обстеження очисних споруд;
- обстеження пляжних зон і картографування небезпечних об'єктів;
- об’єктова та інформаційна безпека захищених акваторій;
- археологічна експедиція «Берег богів» на Чорному морі;
- пошук та документування підводних потенційно небезпечних об’єктів за завданнями ДСНС України.

Значні обсяги виробничих робіт, пов'язаних з виготовленням складних вузлів та систем підводних апаратів, виконуються науково-виробничим відділенням НУК (керівник – Савенко М.О.), та кафедрою проектування та виробництва конструкцій із композиційних матеріалів (зав. кафедри – доцент Бурдун Є.Т.).

На цей час кількісний склад наукової школи: 15 науковців, з них 2 доктори технічних наук (Блінцов В.С. та Блінцов О.В.), 5 кандидатів технічних наук (Бабкін Г.В., Буруніна Ж.Ю., Надточий А.В., Надточій В.А., Трунін К.С.), 2 аспіранти (Буссов Д.Є., Трибулькевич В.В.), 5 викладачів університету (Алоба Л.Т., Войтасик А.М., Клочков О.П., Корицький В.І., Сірівчук А.С.) та 1 науковий співробітник НДЧ (Куценко П.С.).

До роботи наукової школи постійно залучаються студенти магістратури, які навчаються за освітньою програмою «Морська робототехніка».

Починаючи з 2009 року наукова школа започаткувала Всеукраїнську науково-технічну конференцію з міжнародною участю «Підводна техніка і технологія», яка щорічно проводиться на базі НУК. Наукові та прикладні результати діяльності наукової школи широко відомі в Україні та за кордоном.

Члени колективу наукової школи відзначені Державною премією України в галузі науки і техніки, відзнаками Президента України та Кабінету Міністрів України, відзнаками Державної служби з надзвичайних ситуацій України, Міністерства освіти і науки України, Міністерства оборони України, Товариства польських електриків, громадських спілок та організацій України.

Перспективні напрямки подальших досліджень наукової школи

Процеси деіндустріалізації у державі негативно впливають на подальший розвиток досліджень наукової школи «Підводна техніка», оскільки за останні роки суттєво скоротилось фінансування як за держбюджетними програмами, так і за рахунок позабюджетних джерел. Значна кількість нових проектів, виконаних науковцями школи, на цей час знаходиться у «замороженому» стані.

Зокрема, на невизначений термін призупинено роботи з проектування і побудови корабельної СППС для українського корабля класу «корвет», для якого у 2009 році вже було розроблено технічний проект.

Без ясних перспектив на продовження призупинено фінансування унікального підводно-технічного комплексу – СППС «ВСПН», хоча об'єкт знаходиться на стадії випробувань діючого зразка.

Крім того, тимчасова втрата Україною частини своїх чорноморських акваторій у 2014 році обмежила актуальність розробок підводної техніки для середніх і великих глибин. На цей час найбільш актуальними для вітчизняних організацій є підводні апарати-роботи з робочими глибинами до 100 метрів.

Вказані труднощі з'явились у період, коли світова підводна робототехніка розвивається у напрямках створення технічних засобів для роботи на надвеликих глибинах, підвищення автономності роботів та розвитку систем підводного зв'язку і навігації для роботи на великих за площами акваторіях. До традиційних світових лідерів у цій галузі – США, Канади, Франції, Німеччини, Італії та Росії – сьогодні додались Китай, Корея та інші.

У цих умовах вбачається за доцільне подальші дослідження проводити у двох основних напрямках:

- проектування, побудова та дослідна експлуатація підводних апаратів-роботів цивільного й оборонного призначення для надмалих глибин;
- пошук іноземних замовників, для яких актуальним є створення сучасних засобів підводної робототехніки для великих глибин та тривалих за часом підводних місій.

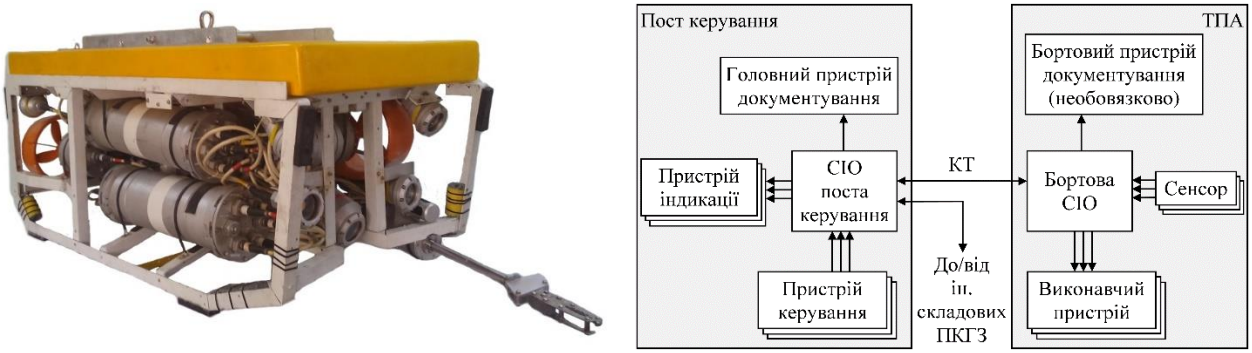
З загальнотеоретичних позицій вказані напрямки необхідно забезпечувати наступними дослідженнями:

- удосконалення існуючих та розробка нових методів проектування і побудови засобів підводної робототехніки для мілководних акваторій на основі системного підходу, що має забезпечити скорочення витрат проектних ресурсів і підвищить їх конкурентоспроможність на внутрішньому і зовнішньому ринках морської техніки;
- розробка нових технологій застосування створюваних засобів підводної робототехніки, які б забезпечували суттєве скорочення витрат ресурсів та, одночасно, підвищували б якість виконуваних підводних місій.

Суттєві теоретичні результати досліджень отримані д.т.н., професором Блінцовим О.В. [4, 7]:

- розроблено концепцію створення багатоцільових підводних комплексів з централізованим інформаційним обміном та модульною структурою;
- розвинуто теоретичні основи керованого руху прив'язного підводного апарата;
- розроблено метод математичного моделювання динаміки гнучкого зв'язку: кабель-троса, кабель-буксира тощо;
- розроблено методи автоматичного керування рухом елементів підводних комплексів та покращення їх кінематичних параметрів під час виконання підводної місії.

Отримані теоретичні результати реалізовані на практиці в підводному комплексі з гнучкими зв'язками на базі підводного апарата проекту «Гідрограф» (рис. 4).



а ***б***

Рис. 4 – Телекерований підводний апарат (ТПА) з централізованою системою інформаційного обміну (СІО): ***а*** – зовнішній вигляд ТПА, ***б*** – структура СІО.
Керівник – д.т.н., проф. Блінцов О.В.

Перший напрямок сьогодні втілюється дослідниками школи в наукову і проектну практику, зокрема, у проектах створення автономних ненаселених підводних апаратів з буксируваними радіобуями, що забезпечує режим реального часу при виконанні пошукових та інспекційних підводних місій на мілководних акваторіях (рис. 5).

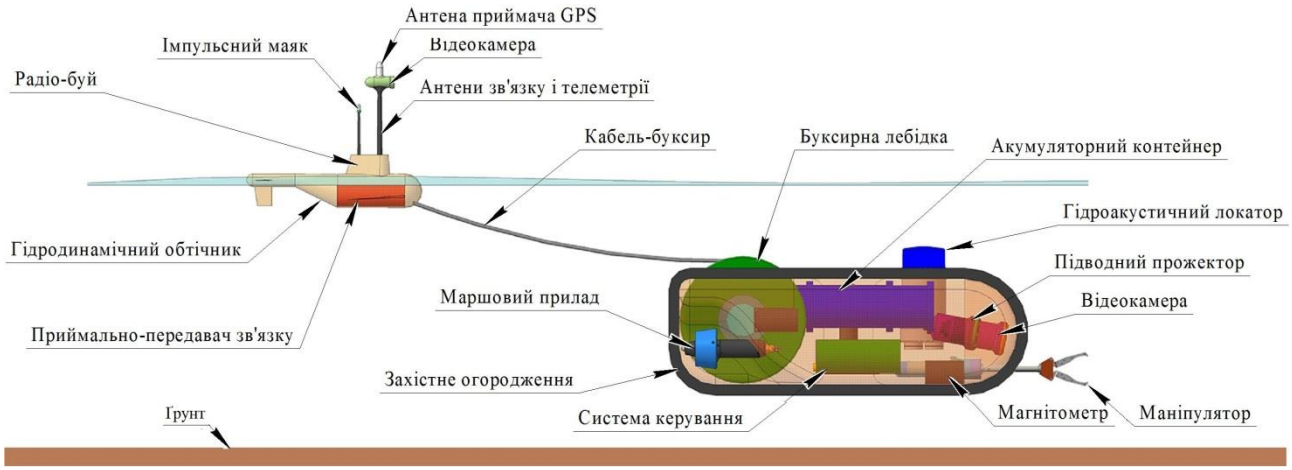


Рис. 5 – Проект автономного ненаселеного підводного апарата «АНПА-РБ».
Керівник – д.т.н., проф. Блінцов В.С.

Другий напрямок сьогодні пов'язується з розробкою теорії автоматичного керування групою малорозмірних автономних підводних апаратів-роботів, які здатні спільно виконувати пошукові підводні місії, коли кожний підводний апарат виконує свою частину місії узгоджено з іншими апаратами групи (рис. 6).

Проведені дослідження вказують на те, що перспективним є застосування універсальних технологічних рішень при проектуванні окремих вузлів підводних робототехнічних засобів та модульного принципу при проектуванні спеціалізованих апаратів-роботів, які б ефективно виконували конкретні підводні місії.

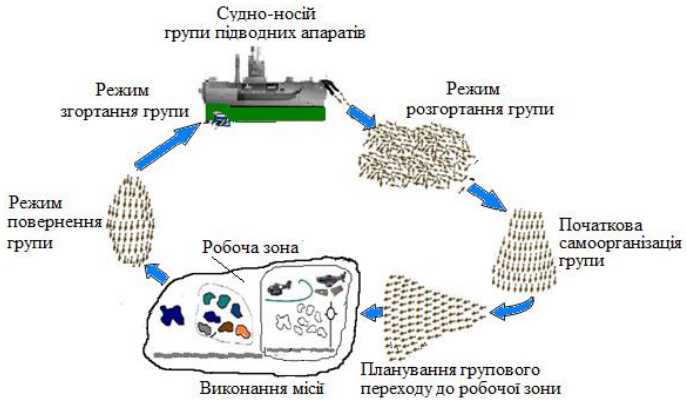


Рис. 6 – Приклад групового застосування малорозмірних пошукових АНПА

Висновки

1. Наведено основні етапи створення, становлення і розвитку наукової школи «Підводна техніка» у Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова.

2. Сформульовано основні напрямки подальшого розвитку наукової школи «Підводна техніка» в умовах скорочення фінансування наукових програм державою та змінами на зовнішньому ринку морської техніки.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

1. Блинцов В.С., Магула В.Э. Проектирование самоходных привязных подводных систем. – К.: Наукова думка, 1997. – 140 с.

2. Блинцов, В.С. Привязные подводные системы. – К.: Наукова думка, 1998. – 232 с. (Для служебного пользования)

3. Створення універсальних транспортних суден і засобів океанотехніки: Монографія / С.С. Рижков, В.С. Блінцов, Г.В. Єгоров, Ю.Д. Жуков, В.Ф. Квасницький, К.В. Кошкін, І.В. Крівцун, В.О. Нєкрасов, В.В. Севрюков, Ю.В. Солоніченко. – Миколаїв: Видавництво НУК, 2011. – 340 с.

4. Блінцов, О. В. Автоматизація керування одноланковими самохідними прив'язними підводними системи: Навчальний посібник [Текст] / О. В. Блінцов, В. А. Надточій // – Миколаїв: Вид-во НУК, 2014. – 124 с.

5. Блінцов, В.С. Створення та застосування засобів морської робототехніки для знешкодження підводних потенційно небезпечних об'єктів : монографія / В. С. Блінцов, О. В. Блінцов, Г. В. Бабкін, М. Г. Грицаєнко. – Миколаїв: Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, 2016. – 336 с. (Для службового користування).

6. Підводна археологія північного Причорномор'я : Стан та перспективи розвитку : монографія / М. М. Ієвлев, О. В. Чубенко, В. С. Блінцов, А. В. Надточий. – Миколаїв, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, 2019. – 336 с.

7. Блінцов, О. В. Автоматичне керування підводними комплексами з гнучкими зв'язками : монографія. – Миколаїв: Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, 2017. – 356 с. (Для службового користування)

Blintsov V.S., Blintsov O.V.

Scientific school "Underwater Vehicles": Achievements and prospects

Abstract. The main stages of creation, formation and development of the scientific school "Underwater equipment" at the Admiral Makarov National University of Shipbuilding are considered. Information on scientific and production achievements, as well as on the training of scientific personnel is provided. The basic directions of activity of scientific school which will fix its further development in modern conditions are formulated.

Keywords: scientific school, underwater vehicles, research.

Блинцов В.С., Блинцов А.В.

Научная школа "Подводная техника": достижения и перспективы

Аннотация. Рассмотрены основные этапы создания, становления и развития научной школы "Подводная техника" в Национальном университете кораблестроения имени адмирала Макарова. Предоставлена информация о научных и производственных достижениях, а также о подготовке научных кадров.

Сформулированы основные направления деятельности научной школы, которые обеспечат ее дальнейшее развитие в современных условиях.
Ключевые слова: научная школа, подводная техника, исследования.

УДК 387.30

ПЕРСПЕКТИВИ ПІДНЕСЕННЯ НАУКОВОЇ ДІЯЛЬНОСТІ ФАКУЛЬТЕТУ ЕКОНОМІКИ МОРЯ

Парсяк В.Н., д-р. екон. наук., професор
volodymyr.parsyak@nuos.edu.ua
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, Миколаїв

***Анотація**. Автор представив бачення майбутнього досліджень актуальних проблем розвитку морського господарського комплексу України, інших задач, які перебувають в центрі уваги команди Центру економічних досліджень та управлінського консалтингу ФЕМ. Дослідження ґрунтується на результатах аналізу наукової діяльності Факультету економіки моря впродовж останніх років.*
***Ключові слова:** економіка, освіта, наукова діяльність, перспективи.*

Забезпечення стабільного піднесення наукового напряму «соціальні та поведінкові науки», як визначальної умови підвищення якості освітніх послуг та посилення конкурентної спроможності ЗВО на ринку праці, перебуває у центрі уваги вченої ради ФЕМ. Серед ключових задач, які мають бути розв'язані у цьому контексті, перебувають:

1. Розвиток та оновлення наукових шкіл – творчих команд висококваліфікованих дослідників, які увібрали у собі досвід декількох поколінь, інтегрованих спільними теоретико-методологічними підходами до розв'язання злободенних проблеми, стилем роботи, способом мислення та генерування ідей, методами їх практичної імплементації. Серед них:

1.1. «Дослідження наслідків трансформації економічних відносин». Засновник – доктор економічних наук, професор, завідувач кафедри економіки та організації виробництва, перший декан Інженерно-економічного факультету (з 2013 р. – Факультет економіки моря) В.Ч. Лі (1937-2003). Справу свого вчителя та наставника продовжують:

доктор економічних наук, професор, заслужений діяч науки і техніки України, а академік Академії економічних наук України, декан Факультету економіки моря, професор кафедри економіки та організації виробництва НУК Парсяк В.Н.;

доктор економічних наук, професор НУК, завідувачка кафедрою економічної політики та безпеки НУК Єфімова Г.В.; кандидат економічних наук, професор, завідувач кафедри економіки та організації виробництва НУК Гурченков О.П.;

їхні послідовники наступної генерації:

кандидати економічних наук, доценти кафедри економіки та організації виробництва Дибач І.Л., Жукова О.Ю., Корнієнко О.П.; кандидати економічних наук, доценти кафедри економічної політики та безпеки Волосюк М.В., Марущак С.М., Вдовиченко Л. Ю. та інші.

Докладеними зусиллями вони розширюються обрії наукових розвідок, які висвітлюють метаморфози відносин між учасниками бізнес-процесів, що виникають в наслідок реформ, вже проведених та знову започаткованих в Україні. Є підстави очікувати у найближчі п'ять рок захисти дисертацій на здобуття наукового ступеня: доктора економічних наук – Дибач І.Л., Волосюк М. В.; доктор філософії – Рогова В.Г., Кошари К.А, Канаш О.Є.

1.2. «Механізми управління економічним розвитком Причорноморського регіону». Засновник – доктор економічних наук, професор, завідувач кафедри менеджменту Іртищева І.О. До її складу входять: доктори економічних наук, доцент кафедри менеджменту Бойко Є.О.; кандидати економічних наук, доценти, доценти кафедри менеджменту Гришина Н.В., Сіренко І.В., Сергійчук С.І., Михайлов М.С., Іщенко О.А. Заплановані захисти дисертацій на здобуття наукового ступеня: доктора економічних наук – Гришина Н.В.; доктор філософії – Арчибісова Б.С., Сенотрусова Н.А., Трушлякова А.С.

2. Пріоритетними тематичними напрями для ЗВО на п'ятирічний період вважаємо:

а) визначення векторів та оцінку соціально-економічних наслідків четвертої промислової революції у суднобудування та споріднених видах діяльності;

б) економічні аспекти запровадження електронного маркетингу промислових високотехнологічних товарів (B2B сфера) корабельної індустрії;

в) створення інституціональних та організаційно-економічних умов формування й піднесення в Україні та у її окремих регіонах морської господарської діяльності;

г) комерціалізація функціонування закладів вищої освіти на засадах академічного капіталізму в умовах збіднiння джерел державного фінансування;

д) обґрунтування інноваційної моделі розвитку аквакультури в системі забезпечення продовольчої безпеки.

3. Дослідницька діяльність молодих вчених має на меті:

- подальше поглиблення наукових розвідок в галузях знань, опрацьованих фундаторами та продовжувачами розвитку сформованих наукових шкіл;

- започаткування нових студій, які відповідають нагальним суспільним запитам, пов'язаним з новітніми викликами та загрозами сталому економічному розвитку, що викликані прагненням бізнесу до підвищення його поточної ефективності без піклування про збереження прийнятних умов господарювання для прийдешніх поколінь мешканців країни.

Для досягнення окреслених цілей важливо знаходити досконалі форми та методи виявлення і залучення до наукової роботи талановитих особистостей на початкових етапах навчального процесу. В тому числі через студентські наукові гуртки, про ефективність яких свідчать чисельні перемоги наймолодших дослідників на міжнародних та всеукраїнських предметних олімпіадах та конкурсах. Зокрема: «Суднобудування та водний транспорт», «Туризм», «Економіка природокористування та охорони навколишнього середовища», «Гендерні дослідження», «Конкурентоспроможність підприємницької діяльності», «Управління спортивно-оздоровчою діяльністю», «Підприємництво, торгівля та біржова діяльність»

4. Підготовка наукових кадрів – обов'язкова умова забезпечення спадкоємності здобутків, отриманих науковими школами, посилення їх кадрового потенціалу талановитими особистостями, які збагатили власні фахові компетенції, навчаючись в аспірантурі, докторантурі під опікою керівників та консультантів з кола викладачів НУК, науковців – організацій-партнерів (включаючи інститути НАН України), відомих в країні та за її межами. Разом з тим, як засвідчує досвід, виправдовує себе підготовка науково-педагогічних кадрів через інститут здобувачів. Особливо, якщо йдеться про осіб, які професійно, на постійній основі займаються академічною та науковою діяльністю.

Реалізація концепції дуальної освіти, яка поєднує накопичення студентами теоретичних знань з практичними павичками на робочих місцях на відповідних підприємствах, в установах та організаціях, висуває на порядок денний проблему отримання наукових ступенів та звань керівниками практик. З одного боку, вони здатні збільшити попит на освітні послуги ЗВО. З іншого – посилити якісний склад наукових шкіл, скоротити шлях від виникнення наукових ідей до їх застосування з очевидною користю для усіх зацікавлених сторін.

5. Дослідницька інфраструктура, яка використовується при проведенні наукових розвідок, складається з:

а) технічних та програмних засобів, зосереджених на кафедрах, які об'єднують пошуковців відповідних наукових команд;

б) інформаційних ресурсів, що гуртуються на:

систематизованих знаннях (бази даних Державної служби статистики України, Євростату, Статистичного відділу ООН. Європейської економічної комісії, Світового банку, Конференції ООН з торгівлі та розвитку (ЮНКТАД). Організації економічного співробітництва та розвитку (OECD), Міжнародного інституту статистики (ISI), Міжнародного валютного фонду, міжнародних міжурядових організацій тощо);

відомостях з міжнародних наукометричних баз (Web of Science, Scopus, Web of Knowledge, Astrophysics, PubMed, Mathematics, Chemical Abstracts, Springer, Agris тощо)

електронних архівів наукових періодичних видань, депозитаріїв, які вміщують публікації де висвітлені проміжні та підсумкову результати (узагальнення, висновки та рекомендації) виконаних студій);

в) фінансових ресурсах, сконцентрованих у державних програмах *(наприклад, «Горизонт 2020»)* та позадержавних фондах, звернення до яких відбувається на засадах змагальності претендентів (наприклад, Max Weber Programme for Postdoctoral Studies).

6. Інноваційна та виробнича інфраструктура. Під час проведення наукових досліджень планується, при необхідності, звертатися до послуг державних і приватних установ та організацій, які забезпечують відповідну підтримку пошуковцям на всіх етапах інноваційного циклу. Зокрема:

технопарків, інноваційно-технологічних центрів, бізнес-інкубаторів;

агенцій з технологічного менеджменту для (комерціалізації отриманих результатів;

систем консалтингу з питань охорони, захисту, оцінки і використання інтелектуальної власності, сертифікації, стандартизації й акредитації.

7. Академічна доброчесність. Прагнучи відповідати міжнародним етичним нормам щодо здійснення наукової діяльності, особи, які представляють дослідницькі школи напрямку «соціальні та поведінкові науки», зобов'язуються бути відданими академічній доброчесності, вдаючись до:

дотримання норм законодавства про авторське право та суміжних прав;

посилання на джерела інформації, з яких запозичувалися ідеї, тверджень, узагальнення попередників;

оприлюднення перевіреної інформації про результати досліджень, здобуті власноруч або у співавторстві;

контролю за дотриманням академічної доброчесності отримувачами освітніх послуг.

8. Популяризація наукового напряму має на меті сприяти просуванню відомостей щодо наукових напрацювань:

серед підприємств-партнерів, які розглядаються як потенціальні замовники або споживачі розроблених продуктів. В тому числі, беручи участь у спільних конференціях, виставках, круглих столах;

у широких суспільних колах, через участь у науково-інформаційних заходах, засіданнях робочих груп, комітетів, створених органами державної влади та місцевого самоврядування, громадськими організаціями;

у засобах масової інформації завдяки публікації статей, залученню до експертних обговорень, надання інтерв'ю, проведення брифінгів та прес-конференцій.

9. Публікаційна активність розглядається як заздалегідь спланований та підтриманий відповідними ресурсами комплекс дій та заходів, що мають на меті розміщення якомога більшої кількості матеріалів, які висвітлюють результати проведених досліджень, у статтях, монографіях, науково-навчальних виданнях (підручниках, навчальних посібниках). Пріоритетом при цьому мають користуватися ті журнали та видавництва, які визнаються рейтинговими наукометричними базами (особливо Scopus та Web of Science), характеризуються високим імпакт-фактором. У такий спосіб співробітники ЗВО:

залучаються до світових наукових комунікацій;

посилюють особистий авторитет в середині академічних та дослідницьких спільнот, а також знаність закладу вищої освіти, де вони працюють;

отримують зворотну інформацію про важливість своїх здобутків для світової науки.

10. Співпраця з бізнесом має на меті диверсифікувати джерела надходження фінансових ресурсів, потрібних для проведення наукових досліджень та реалізації академічних проєктів в умовах скорочення надходжень з бюджету, інтегрувати освітню діяльність в індустріальне середовище, сприяючи у такий спосіб якнайшвидшій адаптації випускників до професійної діяльності, починаючи з першого робочого місця. Найбільш перспективними формами кооперації виглядають:

спільні з підприємствами дослідження у стратегічних наукових сферах;

контрактні дослідження щодо розв'язання задач, актуальних для організацій;

надання послуг з експертного оцінювання, підвищення кваліфікації, використання ресурсів ЗВО малими та середніми підприємствами, приватними підприємцями;

створення творчих команд для підготовки до видання наукових монографій, статей, а також підручників, навчальних посібників, які б вбирали у себе результати виконаних досліджень та досвід їх практичного впровадження;

залучення співробітників ЗВО до роботи на підприємствах-партнерах, а їх менеджменту та провідних фахівців – до участі у реалізації освітніх програм;

запровадження скоординованих студентських практик для набуття практичного досвіду під час роботи на робочому місці, де в перспективі планується вакансія;

залучення топ-менеджерів підприємств до очолювання кафедрами та факультетом з відповідним впливом на зміст навчальних планів та робочих програм академічних курсів, з яких вони складаються.

11. Співпраця з міжнародними закладами та організаціями, іноземними фірмами та виробниками матиме на меті:

закріплення напрацьованих ділових контактів між науковцями університету та представниками закордонного бізнесу і дослідними центрами, розташованими за межами України;

вивчення потреб та запитів ймовірних споживачів створених наукових продуктів, та тих, які б могли зацікавити потенційних закордонних замовників;

пошуки партнерів для спільного долучення до грантових програм, які б компенсували брак

фінансування НДР та сприяли формуванню позитивного іміджу чинних наукових шкіл у світовій спільноті;

здійснення спільних розвідок, публікацій (статей, монографій, підручників, навчальних посібників), участь у конференціях та проєктах з науково-академічної мобільності;

Висновки: 1. Наукова діяльність Факультету економіки моря має славну історію, яка пов'язана з чисельними розвідками, виконаними учасниками наукових шкіл в останні десятиріччя. 2. Накопичений досвід складає підґрунті для окреслення перспектив подальшої роботи в інтересах українського бізнесу, у продуктивній співпраці з вітчизняними та закордонними дослідницькими центрами, з дотриманням норм академічної доброчесності.

Parsyak V. Doctor of Sciences, professor

Mission of maritime industrial clusters and professional support of their activities

Abstract. *The author presents the vision of future research on current issues of development of the maritime economic complex of Ukraine, other issues that are in the center of attention of the team of the Center for Economic Research and Management Consulting FEM. The study is based on the results of the analysis of scientific activity of the Faculty of Marine Economics in recent years.*

Keywords*: economics, education, scientific activity, prospects*

Парсяк В.Н., д-р. экон. наук., проф.

Перспективы развития научной деятельности Факультета экономики моря

Аннотация*. Автором представлено видение будущего исследований актуальных проблем развития морского хозяйственного комплекса Украины, других задач, которые находятся в центре внимания команды Центра экономических исследований и управленческого консалтинга ФЭМ. Исследование основывается на результатах анализа научной деятельности факультета экономики моря в течение последних лет.*

Ключевые слова*: экономика, образование, научная деятельность, перспективы.*

УДК: 005:656.6 (477)

ПРОБЛЕМИ СТАНОВЛЕННЯ ТА РОЗВИТКУ ВНУТРІШНЬОГО ВОДНОГО ТРАНСПОРТУ УКРАЇНИ

Козир Б.Ю., Фатєєв М.В.
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, м.Миколаїв
e-mail: ipdo@nuos.edu.ua

Анотація. В доповіді приведена узагальнена характеристика системи внутрішнього водного транспорту (ВВТ) України. Обґрунтована необхідність реформування системи для забезпечення її виходу на траєкторію сталого розвитку. Сформульовані першочергові проблеми, які необхідно вирішити для успішного реформування системи ВВТ України.

Ключові слова: Внутрішній водний транспорт, внутрішні водні шляхи, транспортні судна, конкурентоспроможність, сталий розвиток, інвестиції.

Вступна частина. Річковий транспорт є найбільш дешевим, екологічним і ефективним в усьому світі. Але поки Україна використовує річковий потенціал на 12-15%. Хоча в останні роки потреба в цьому виді транспорту зростає. Так, перевезення по Дніпру тільки зернових в 2019р. збільшилось на 15% — до 3, 2 млн. т. Але основні аспекти функціонування річкового транспорту до цих пір не урегульовані, вирішення важливих проблем по різному трактуються представниками влади, бізнесу, науковцями, що підтверджує актуальність теми та змісту доповіді.

Основний текст. Україна має розгалужену мережу внутрішніх водних шляхів. По території України проходить біля 4 тис. км внутрішніх водних шляхів, які потенційно можуть виконувати перевезення вантажів. Сьогодні транспортування ведеться по Дніпру, Дунаю та Південному Бугу (90% перевезень приходяться на Дніпро). Протяжність водних шляхів, на яких виконується судноплавство, в порівнянні з 1990 роком скоротилась майже вдвічі — з 4 тис. км до 2,2 тис. км. А протяжність водних шляхів з гарантованими глибинами — з 3 тис. км до 1,2 тис. км. [1].

Безумовними перевагами внутрішніх водних перевезень є:

— сама низька собівартість вантажних перевезень в перерахунку на одну умовну тону вантажу;

— порівняно низькі інвестиції, необхідні для відновлення галузі;
— незначний вплив на природнє оточення.

Дніпро — третя по довжені та площі басейну річка Європи. Дніпро використовується для вантажних та пасажирських перевезень, а також виконує ряд інших функцій. Гідроелектростанції генерують енергію, річка є джерелом питної води для значної кількості людей та сільського господарства. Тому важливим елементом реформи внутрішнього водного транспорту (ВВТ) є організація *ефективного державного управління річковою системою.*

Правовою базою реформ ВВТ повинен стати Закон «Про внутрішній водний транспорт», який опрацьовується в Верховній Раді України біля 10 років. В цьому законі передбачено реструктуризацію та посилення державних структур, що займаються управлінням, експлуатацією та обслуговуванням ВВТ. Приватний сектор також повинен стати активним учасником структурних перетворень на базі положень закону про державно-приватне партнерство.

До першочергових проблем, які необхідно вирішити на шляху виходу ВВТ України на траєкторію сталого розвитку, необхідно віднести.

1. Розробка організаційної схеми системи ВВТ на основі результатів професійного аналізу структури галузі. Дієвим механізмом реструктуризації систем такого класу складності є обґрунтована декомпозиція системи. Логістичний аналіз окремих елементів системи дозволить з використанням механізмів синтезу побудувати ефективну функціональну структуру, схему інформаційних та фінансових потоків. Така робота потребує інтеграції зусиль державних органів управління, бізнесу та науки.

2. Створення дієвої тарифної політики в галузі ВВТ. Знаходження компромісного варіанту по структурі тарифів потребує зваженого всебічного аналізу існуючої системи тарифів. В останньому варіанті проекту ЗУ «Про внутрішній водний транспорт» передбачено три джерела фінансування: державний бюджет, канальний сбір та доходи гідроелектростанцій. Таке рішення майже унеможливлює ризики недофінансування річки. В майбутньому можливість річкового збору стане актуальною, коли вантажопотік на річках суттєво зросте та не буде необхідність в використанні додаткових джерел фінансування.

3. Сформувався блок проблем відносно пересування по внутрішнім водним шляхам України транспортних суден під іноземним прапором. Тут необхідно знайти обґрунтовані компроміси між існуючими можливостями вітчизняного флоту, динамікою зростання вантажопотоків (по обсягам і видам) та можливостями суднобудівної галузі. При цьому необхідно враховувати необхідність підтримки конкурентного середовища між українськими та іноземними судноплавними компаніями.

4. Сьогодні експерти (як вчені так і представники бізнесу) виокремлюють проблему обслуговування шлюзів і портової інфраструктури. Вся інфраструктура річкових шляхів добігає граничного терміну експлуатації. Залучення до фінансування процесів утримання, ремонту, реконструкції та охорони судноплавних гідротехнічних споруд та водних підходів до них власника всіх ГЕС Дніпровського каскаду ВАТ «Укргідроенерго» дасть можливість отримати додаткові інвестиційні ресурси.

5. Майже 20 років не виконувались роботи по ремонтному днопоглибленню річок і приведенню річкових шляхів до повноцінного функціонування. Тут необхідно розробити державну програму днопоглиблювання з урахуванням стану спеціального флоту, відповідного кадрового складу, сформувати нормативну базу з урахуванням досвіду країн ЄС.

6. Прийняття та успішна реалізація ЗУ «Про внутрішній водний транспорт» повинно опиратись на консенсус влади, бізнесу, других стейкхолдерів. Для цього доцільно організувати регулярні і структуровані обговорення проблем та механізмів їх вирішення. Прикладом може слугувати унікальна європейська платформа CESNI. Ця платформа як майданчик для конструктивного діалогу підтримує сталий розвиток, забезпечує доступ до нових технологій, ефективну інтеграцію європейської транспортної системи. [2]. Перед Україною стає задача приєднатися до цього процесу сталого розвитку водного транспорту.

7. Важливим фактором реформування ВВТ України є забезпечення фахівцями, що володіють відповідними знаннями та компетенціями. Галузь водного транспорту потребує досить великий перелік необхідних професій: експлуатація флоту, експлуатація та розвиток інфраструктури (річкові порти, система навігації, річкова інформаційна служба та ін.). Систему освіти для галузі водного транспорту необхідно привести в відповідність до сучасних вимог. По ініціативі уряду ЄС в 2015р. організована Асоціація навчальних закладів внутрішнього водного транспорту (EDINNA). Основні задачі цієї асоціації — гармонізація системи підготовки плавскладу для ВВТ, обмін досвідом, знаннями і прикладами успішних практик. [3]. Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова (НУК) має досвід підготовки плавскладу (механіки та електромеханіки), а також управлінців для судноплавних компаній, портів, державних інституцій транспортної галузі. Між НУК та Міністерством інфраструктури України укладено Меморандум про

співпрацю в підготовці фахівців для морської і річкової галузі та виконання наукових досліджень з проблем водного транспорту.

8. Проблема поповнення транспортного флоту для ВВТ може бути вирішена паралельно з заходами по відновленню суднобудівних підприємств України. Пропонується розробити програму побудови суден, основу якої складає логістична система проектування, побудови та експлуатацію суден на Дніпрі. На основі зарубіжного досвіду ефективної реалізації програм такого типу підприємства та організації, що складають логістичну систему, доцільно об'єднати в кластерну інтеграцію. Така форма співробітництва визначає доцільність та ефективність використання фінансового лізингу як основного елемента фінансової інфраструктури кластера. Вітчизняний ринок лізингу транспортних суден відсутній. Причинами є складність фінансового стану підприємств суднобудування, а також специфічні проблеми, що виникають перед універсальними лізинговими компаніями при плануванні і реалізації проектів лізингу суден. Тому необхідним є організація спеціалізованої лізингової компанії, яка буде використовувати різні форми залучення фінансових ресурсів, включаючи комерційні кредити європейських фінансових інститутів.

Висновки. Головною задачею в контексті виходу ВВТ на траєкторію сталого розвитку є розробка довгострокової стратегії, що повинна включати запровадження стандартів ЄС в транспортній галузі. Важливим елементом програми є приєднання до зовнішніх шляхів річкового сполучення, включаючи водний маршрут Е-40 Балтика-Чорне Море. Вузловою умовою розвитку ВВТ є вихід суднобудівних та судноремонтних підприємств на конкурентоспроможні позиції.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Центр транспортних стратегій. Електронний ресурс, режим доступу: https://cfts.org.ua/

[2] Європейський комітет по розробці стандартів в області внутрішнього судноплавства. Електронний ресурс, режим доступу: https://cesni.eu/en/about-cesni/

[3] Освітня мережа шкіл і навчальних закладів внутрішнього водного транспорту - EDINNA. Електронний ресурс, режим доступу: https://www.edinna.eu/

Kozyr B.Yu., Fateev M.V.

PROBLEMS OF FORMATION AND DEVELOPMENT OF INLAND WATER TRANSPORT OF UKRAINE

Abstract. The report summarizes the characteristics of the inland water transport system of Ukraine. The necessity of reforming the system to ensure its entry into the trajectory of sustainable development is substantiated. The priority problems that need to be solved for the successful reform of the system of inland water transport of Ukraine are formulated.

Key words*:* Inland water transport, inland waterways, transport vessels, competitiveness, sustainable development, investment.

УДК005: 627.21: 627.3:338.28

SHIPBUILDING 4.0: ВИКЛИКИ ДО ВИЩОЇ ОСВІТИ

[1] Слободян С.О.,канд. техн. наук, доцент [2] Харитонов Ю.М., д-р техн. наук, проф.,
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, м. Миколаїв
[1]ORCID–0000-0002-2439-074X; [2] ORCID–0000-0002-2425-1758

Анотація.
Виконано аналіз стану суднобудування в світі. Визначені основні тренди, які впливають на подальший розвиток суднобудівної галузі, а також складові четвертої індустріальної революції. Розглянуті елементи інноваційної платформи Shipbuilding 4.0. Обговорюються основні напрямки реформування вищої освіти для її відповідності завданню впровадження платформи Shipbuilding 4.0 в Україні.

Ключові слова*: індустріальна революція 4.0, суднобудування, вища школа, проєкт, програма*

На теперішній час суднобудування залишається однією з галузей господарювання, яка динамічно розвивається у відповідності до запитів світової економіки та державних військових програм (рис.1,2), [1].

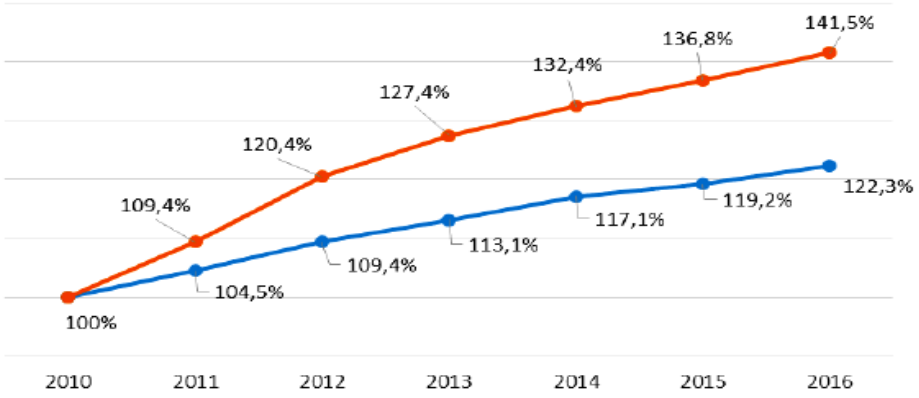


Рисунок 1– Зростання світового флоту( ) та міжнародних морських перевезень( )

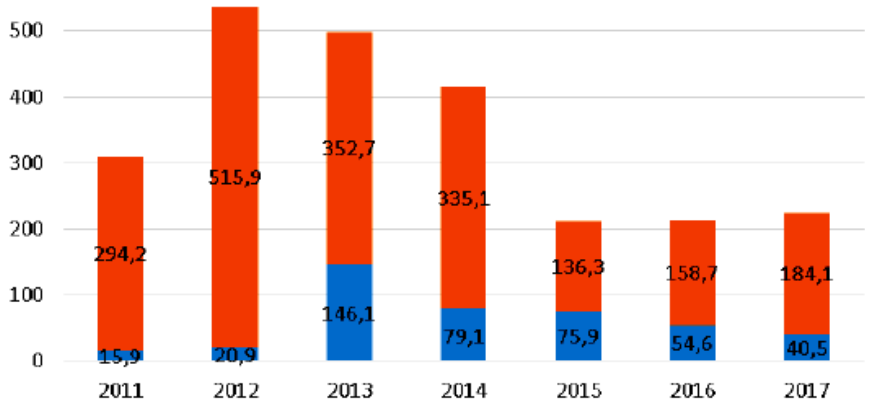


Рисунок 2– Динаміка сукупного тоннажу цивільних та військових суден збудованих у РФ: – цивільні; – воєнні.

Серед глобальних трендів, які впливають на подальший розвиток суднобудівної галузі слід вважати складові четвертої індустріальної революції (Industry 4.0) [2]: перехід на повністю автоматизоване цифрове виробництво, кероване інтелектуальними системами в режимі реального часу в постійній взаємодії із зовнішнім середовищем, що виходить за межі одного підприємства, з перспективою об'єднання в глобальну промислову мережу «Речей» і послуг. Це в свою чергу формує елементи інноваційної платформи стосовно суднобудівної галузі – Shipbuilding 4.0.

Впровадження складових інноваційної платформи Shipbuilding 4.0 у суднобудівну галузь, в загальному розумінні, представляє модель її майбутнього функціонування, тобто ефективне створення нової цінності отримується із значним скороченням виробничих та експлуатаційних витрат при одночасному підвищенні ефективності суднобудівного та суміжних виробництв,що досягається за рахунок розвитку інноваційних комп'ютерних технологій.

До основного тренду, що робить більш ефективною галузь суднобудування слід віднести її цифровізацію (рис.3), яка включає наступні напрямки розвитку технологій: штучний інтелект (розпізнавання шаблонів, автоматизація процесів, моделювання тощо), системи сумісності та перерозподілу завдань (охорона праці та безпека праці, прийняття рішень тощо), віртуальна і доповнена реальності, виготовлення нових матеріалів та Інтернету речей та багато іншого, зокрема, автоматичного генерування термінів, створення моделей математичного аналізу та оцінки виробничих процесів, інтеграція високоякісних алгоритмів із автоматизованим дизайном (CAD), із системами управління життєвим циклом продукції (PLM) та інші.



Рисунок 3 – Основні напрямки розвитку технологій платформи Shipbuilding 4.0

Розглядаються тенденції щодо запровадження складових четвертої індустріальної революції в суднобудівну галузь в різних країнах світу: РФ, Німеччині, США, КНР, Кореї, Японії,тощо.

Показано, що у світовій практиці суднобудування створенню платформи Shipbuilding 4.0 приділяється велике значення, бюджети окремих держав стосовно розробки платформи становлять мільярди доларів. Так, в Німеччині майже 12 мільярдів євро буде вкладено в інновації та оборот суднобудівної галузі в рамках програми Shipbuilding 4.0., в Австралії цифрова трансформація Shipbuilding 4.0 передбачає понад 1 млрд. доларів інвестицій, в тому числі, з них майже 70 млн. доларів буде вкладено в інформаційні технології, в Російській Федерації планами розвитку суднобудівної галузі в даному напрямку передбачається витрати на рівні 6 млрд. руб.

Наведено аналіз різних аспектів проблеми функціонування та запровадження окремих елементів платформи Shipbuilding 4.0 в Україні: відсутність науково -обгрунтованної державної програми розвитку суднобудування та судноремонту, а також, необхідного нормативно-законодавчого забезпечення; низький рівень конкурентоздатності та технологічного оснащення суднобудівних та судноремонтних підприємств; низьке ресурсне забезпечення відповідних проєктів та програм, тощо.

Показано, що відтермінування прийняття відповідних дій з боку органів державного управління, адміністрацій суднобудівних і суміжних до них підприємств та організацій України ставить під загрозу майбутнє суднобудівної галузі.

Враховуючи визначені тренди світового розвитку суднобудування актуальним питанням становлення платформи Shipbuilding 4.0 в Україні слід вважати, перш за все, реформування системи вищого освіти (ВО), як на державному рівні, так і на рівні закладів освіти: від підготовки висококваліфікованих робітників – до підготовки фахівців вищої кваліфікації.

На підставі аналізу дійсного стану справ у вищій освіті, а також, закордонного досвіду, обговорюються основні напрямки реформування ВО для забезпечення вирішення завдання впровадження платформи Shipbuilding 4.0 в Україні. Серед першочергових заходів слід відмітити: підготовку відповідних рішень з боку МОН України, зацікавлених підприємств та організацій щодо розробки комплексної цільової програми «Shipbuilding 4.0 UA», визначення її змісту та першочергових заходів; визначення обсягів необхідного ресурсного забезпечення (дослідницькі стенди, людські ресурси, програмне забезпечення, тощо); створення робочих груп, щодо розробки відповідних навчальних програм підготовки фахівців, визначення пріоритетних напрямків їх підготовки за спеціальностями; створення відповідних кафедр, наукових центрів, лабораторій та інших організаційних структур, які спроможні вирішувати завдання програми, тощо.

Результати виконаних досліджень можуть стати основою програми розвитку вищої освіти щодо запровадження елементів платформи Shipbuilding 4.0 в Україні.

Виконаний аналіз організаційної структури та рівня потенціалу науково-педагогічного складу Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова дозволяє запропонувати його в

якості координаційного центру та генерального державного підрядника з розробки та впровадження платформи Shipbuilding 4.0 в Україні.

Список літератури

[1] Бутов А.М. Рынок продукции судостроения(2018) *Национальный исследовательский університет,С.73*
[2] Hribernik K., (2016). Industry 4.0 in the Maritime Sector, *SEA*, Tokyo, Japan.
[3] V. Stanic, N. Fafandjel, M. Hadjina (2018) Toward shipbuilding 4.0-an industry 4.0 changing the face of the shipbuilding. *Brodogradnja/Shipbuilding/Open access, p.p.* 111-128

Y. Kharytonov, S. Slobodian

Shipbuilding 4.0: challenges to higher education

The results of the analysis of the current state of shipbuilding in the world are given. The main trends that affect the further development of the shipbuilding industry and the components of the fourth industrial revolution are identified. The components of the innovative platform Shipbuilding 4.0 are considered. The main directions of reforming higher education for its compliance with the task of implementing the Shipbuilding 4.0 platform in Ukraine are discussed
Keywords industrial revolution 4.0, shipbuilding, concept, high school, project, program

УДК 378.1

ПРИНЦИПЫ ОРГАНИЗАЦИИ И ПУТИ РАЗВИТИЯ КОРАБЛЕСТРОИТЕЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ В УКРАИНЕ

Некрасов В.А. д.т.н. профессор,
Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, г. Николаев,
valery.nekrasov@nuos.edu.ua

Анотація. *Розглядається стан вищої кораблебудівної освіти в вузах України і престижних університетах світу. Намічаються шляхи виходу української кораблебудівної освіти на рівень конкурентоспроможних освітніх послуг.*

Ключові слова: *вища кораблебудівна освіта; учбові плани; структура кораблебудівного інституту.*

Состояние кораблестроения и кораблестроительного образования в развитых странах. Судостроение, или **кораблестроение**, это процесс создания и ремонта, включая модернизацию и утилизацию, плавучих сооружений, таких как суда, корабли и другие плавучие объекты и средства океанотехники [1],[2].

Плавучие сооружения строят на специализированных предприятиях – верфях. Понятие **“верфь”** трактуется или как место постройки и ремонта судов (**сборочная площадка)**, или как предприятие для постройки и/или ремонта судов, кораблей и других плавучих сооружений и средств океанотехники [3]. Верфь включает в себя ряд подразделений: доков, цехов, стапелей, эллингов, мастерских, складов и арсеналов. Она также имеет проектно-технологическое бюро, в котором на этапах концептуального, предконтрактного и рабочего проектирования выполняются необходимые проектные работы и определяется весь цикл работ по технологической подготовке судостоительного производства к постройке сооружения, управлению этим производством в процессе строительства сооружения и монтаже поставляемых машиностроительными и электротехническими предприятиями механизмов, машин, оборудования, устройств и систем, по достройке сооружения и его сдаточным испытаниям [4].

Осуществляется выполнение таких работ с помощью корпоративных информационных систем (КИС), которые представляет собой совокупность интегрированных программных модулей и/или различных систем. Система Product Data Management (PDM) управляет данными о сооружении. В качестве PDM-системы используется Foran, SmartTeam, AVEVA Engineering, Tronix PDM, Лоцман:PLM и др. В качестве САПР – AutoCAD, Rhinoceros, Maxsurf, SACS, Tribon, ShipConstructor, SolidWorks, Cadmatic Marine и пр. Финансово-бухгалтерскими системами являются – 1С, Компас, BAAN и др. В качестве системы управления проектами используются MS Project и Tronix PM. К этой совокупности систем добавляется система планирования производственных ресурсов MRP-II (Manufacturing Resource Planning - II,) и CAM (Computer-Added Manufacturing). Единое информационное пространство судостроительного предприятия формируется на базе

общего хранилища данных и механизма обмена необходимыми данными между составными частями системы планирования ресурсов предприятия ERP (Enterprise Resource Planning).

Система мирового кораблестроительного образования поставляет на судостротительные верфи специалистов одной специальности – Naval Architecture & Marine Engineering, с двумя **совмещенными** направлениями деятельности:

— проектирование кораблей, судов и средств океанотехники с включением в проекты всего состава необходимой продукции машиностроительних и электротехнических предпроятий и надзор за реализацией проектов на верфях, осуществляемый совместно с классификационными обществами – Naval Architecture;

— строительство кораблей, судов и средств океанотехники в процессе изготовления и сборки конструкций, а также монтажа всего необходимого состава продукции машиностроительних и электротехнических предпроятий, поставляемой этими контрагентами на верфь – Marine Engineering.

Первые из таких специалистов в соответствии с родом занятости на верфях называются морскими архитекторами (Naval Architects или конструкторами), вторые, – морскими инженерами (Marine Engineers или технологами, организаторами судостроительного производства). Последние участвуют в технологической подготовке производства и ее реализации, включая монтаж машин, механизмов, электрооборудования, фурнитуры, устройств и систем, управлении производством и сдаточных испытаниях плавучего сооружения.

Следует особо отметить, что все операции монтажа на верфях являются технологическими операциями судостроения. Их изучение является предметом соответствующих дисциплин технологии судостроения.

Специалистов такого типа подготавливают Департаменты военно-морской архитектуры и морской инженерии (Departments of Naval Architecture and Marine Engineering). При этом их обучение ведется по единому учебному плану, в котором основные лекционные курсы, курсовое и дипломное проектирование ведется преподавателями Департамента военно-морской архитектуры и морской инженерии. На чтение дисциплин, связанных с машиностроением и электротехникой приглашеются преподаватели Департаментов машиностроения (Department of Mechanical Engineering) и электротехники (Department of Electrical Engineering), входящих в тот же университетский комплекс, основным занятием которых является выпуск своих специалистов для корпораций машиностроения и электротехнического оборудования.

Типичный набор дисциплин учебного плана для студентов-соискателей первого (базового) уровня высшего образования (Бакалавр) Департамента военно-морской архитектуры и морской инженерии приведен в табл. 1. При чтении этих дисциплин в число рассматриваемых объектов морской техники включаются: грузовые суда, скоростные парусные и моторные катера, круизные лайнеры, военные корабли, моторные мегаяхты, морские буровые платформы, плавающие ветряные турбины, подводные аппараты и роботы, атомные подводные лодки, парусные яхты и парусные суда.

Сравнение учебных планов. Николаевскийй кораблестроиельный инстиут (НКИ), Украинский государственный морской технический университет (УГМТУ) и Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова (НУК) до появления в 2015 году Перечня отраслей знаний и специальностей [5,6], по которым должна осуществляется подготовка соискателей высшего образования в области судостроения, вел подготовку проектантов и технологов судостроительного производства в соответствии с перечнем основных дисциплин, который приведен в таблице 2.

Сравнение данных таблиц 1 и 2 показывает, что все разделы перечня основных дисциплин подготовки в НУК инженеров-кораблестроителей как Морских архитекторов (проектантов кораблей, судов и технических средств освоения океана), так и как Морских инженеров (технологов и строителей - специалистов по производству конструкций, их монтажу и монтажу механизмов, машин, электрооборудования, устройств и систем на плавучих сооружениях) соответствуют международному стандарту кораблестроительного образования.

Это означает, что введенная Перечнем [5] специальность “135 Суднобудування” должна полностью соответствовать международно признанной специальности “Naval Architecture & Marine Engineering”. Это обстоятельство должно было бы способствовать успешному развитию кораблестроительного образования, которое реализует Кораблестроительный институт НУК, как в области образовательных услуг для отечественного судостроения, так и для межународного рынка труда. Однако!

ОДНА СПЕЦИАЛЬНОСТЬ – ДВА НАПРАВЛЕНИЯ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ: МОРСКАЯ АРХИТЕКТУРА и МОРСКАЯ ИНЖЕНЕРИЯ (ПРОЕКТИРОВАНИЕ СУДОВ И ТЕХНОЛОГИЯ СУДОСТРОЕНИЯ)

Таблица 1 – Основные дисциплины Департамента военно-морской архитектурыи и морской инженерии (Michigan University)

I. Naval Architecture	
1	Hydrostatics, Hull Form, and Stability
2	Structural Analysis and Design
3	Hydrodynamics, Maneuvering, and Seakeeping
4	Resistance and Propulsion
5	Design Project
II. Marine Engineering	
1	Diesel Engines, Steam, and Gas Turbines
2	Auxiliary Machinery and Systems
III. Technology and Organization of Shipbuilding	
1	Marine System Production
2	Marine System Production Business Strategy & Operation Management
IV. Engineering and Science Core Requirements	
1	Electrical Engineering
2	Physics, Chemistry, and Materials Science
3	Fluid Mechanics and Thermodynamics
4	Engineering Drawing and Computer-Aided Drafting
V. Mathematics and Computer Science	
1	Calculus and Differential Equations
2	Advanced Engineering Mathematics
3	Computer Programming and Applications

Таблица 2 – Основные дисциплины кораблестроительного факультета НКИ, кораблестроительных институтов УГМТУ и НУК по подготовке кораблестроителей, которые могут специализироваться или как морские архитекторы (проектанты кораблей, судов и средств океанотехники), или как морские инженеры (технологи-строители этих объектов, специалисты по проиизводству и монтажу конструкций, а также монтажу машин, механизмов, электрооборудования, фурнитуры, устройств и систем)

I. Naval Architecture	
1	Теоретичне креслення, плавучість, остійність та непотоплюваність суден та технічних засобів освоєння океану (ТЗОО)
2	Конструкція корпусу та будівельна механіка суден та ТЗОО
3	Гідродинаміка, Керованість і Морехідність суден та ТЗОО
4	Ходовість суден та ТЗОО
5	Проектування суден та ТЗОО
II. Marine Engineering	
1	Суднові енергетичні установки
2	Загальносуднові пристрої та системи
III. Technology and Organization of Shipbuilding	
1	Основи технології суднобудування та ТЗОО
2	Основи економіки та управління підприємством
IV. Engineering and Science Core Requirements	
1	Електротехніка та основи електроніки
2	Фізика, Хімія, Матеріалознавство та технологія конструктивних матеріалів
3	Гідромеханіка, Термодинаміка
4	Нарисна геометрія, інженерна та комп'ютерна графіка,
V. Mathematics and Computer Science	
1	Вища математика 1
2	Вища математика 2,3
3	Основи інформаційних технологій та програмування

Постанова КМ України від 29 квітня 2015 р. № 266 [5]				Результат дії таблиці відповідності згідно з Наказом МОНУ від 6 листопаду 2015 № 1151 [6]	
Шифр галузі	Галузь знань	Код спеціальності	Найменування спеціальності	Кафедри НУК	Освітньо-професійні програми другого (магістерського) рівня вищої освіти
13	Механічна інженерія	131	Прикладна механіка	1. Інженерної механіки та технології машинобудування 2. Кафедра зварювального виробництва	1. "Технології автоматизованого виробництва" (машинобудування), “Технології машинобудування” 2. Інжиніринг зварювання та споріднених процесів
		132	Матеріалознавство	1. Матеріалознавства та технології металів	1. Композиційні та порошкові матеріали, покриття
		133	Галузеве машинобудування	?	Де суднове (галузеве) машинобудування?
		134	Авіаційна та ракетно-космічна техніка	1. Проектування та виробництва конструкцій із композиційних матеріалів	1. Проектування та виробництва конструкцій із композиційних матеріалів (Перший рівень Бакалавр)
		135	Суднобудування	1. Машинобудівний інститут 1.1 Кафедра експлуатації судових енергетичних установок та теплоенергетики	1.1 Суднові енергетичні установки та устаткування, Експлуатація, випробування та монтаж СЕУ (Перший рівень - Бакалавр)
			?	2. Кораблебудівний інститут 2.1 Кафедри: Теорії та проектування суден 2.2 Конструкції та механіки судна 2.3 Кафедра будівництва та ремонту суден 2.4 Кафедра морських технологій та океанотехніки	2.1 Кораблі та океанотехніка, Яхтінг та малі судна 2.2 Міжнародна технічна інформація у морський діяльності 2.3 Суднокорпусобудування 2.4 Суднові машини і механізми
			?	3. Факультет морської інфраструктури 3.1 Кафедра системотехніки морської інфраструктури і енерге-тичного менеджменту	3.1 Системотехніка об’єктів морської інфраструктури
		136	Металургія		
14	Електрична інженерія	141	Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка	1. Суднових електроенергетичних систем	1.Системи генерування електроенергії та електропостачання
		142	Енергетичне машинобудування (Електричні машини для виробництва електричної енергії)*	1. Кондиціювання і рефрижерації 2. Турбін 3. Двигуни внутрішнього згоряння, установки та технічна експлуатації	1. Холодильні машини і установки та системи рефрижерації 2. Турбіни, Газотурбінні установки і компресорні станції 3. Двигуни внутрішнього згоряння»
		143	Атомна енергетика (Атомні електростанції)*		
		144	Теплоенергетика (Теплові електростанції)*	1. Експлуатації судових енергетичних установок та теплоенергетики	1. Теплоенергетика
		145	Гідроенергетика (Гидроелектростанції)*		

Таблица 3 – Реализация постановления КМ Украины от 29 апреля 2015 г. № 226

*- відповідність галузі «Електрична інженерія»

Последствия реформы высшего образования в Украине. Для инженерно–технических специальностей НУК результаты очередного этапа Реформы высшего образования в Украине, ознаменовавшийся выпуском в 2015 году нового Перечня отраслей знаний и специальностей, по которым должна осуществляться подготовка соискателей высшего образования [5], и появлением так называемой Таблицы соответствия старых и новых специальностей [6] приведены в табл. 3.

Из этого “соответствия” следует, что специальности кафедр Турбин и Двигателей внутреннего сгорания НУК, ранее являющиеся разделами “Морской техники”, теперь относятся к “Электрической инженерии” – “Энергетическому машиностроению”. По определению энергетическим машиностроением является отрасль производства промышленного оборудования для генерации и передачи электрической энергии, в которую входят предприятия по производству турбин, электрических генераторов, силовых трансформаторов для **тепловых, атомных и гидроэлектростанций** [7] и в которой ведущая роль принадлежит специалистам по электрическим машинам обычно подбирающих необходимое механическое оборудование (дизеля, негидравлические турбины и т.д.) по каталогам общего машиностроения [8]. Таким же образом, проектирование и производство судовых энергетических установок (судовых двигателей внутреннего сгорания, судовых паровых и газовых турбин и т.д.) в целом, а также судовых механизмов, устройств и общесудовых систем, которое всегда являлось **отраслевым машиностроением** и входило в “Общее машиностроение”– “Транспортное машиностроение” – отрасль “Судостроение” [8, 9], стало специальностью собственно судостроения, т.е. – специальностью проектирования и строительства судов на верфях, где также всегда доминировал или каталожный подход при выборе продукции машиностроения и электротехники или формироваись специальные заказы судостроения для машиностроительной и электротехнической отраслей.

Таким образом, отраслевое машиностроение для судостроения, а также отраслевое машиностроение для электротехнического производства, которые должны занять свое достойное положение в специальности “133 Галузеве машинобудування” в этом разделе специальностей Перечня [5] не обнаруживаются.

Это смысловое несоответствие отраслей знаний и включенных в них специалностей и, далее, специальностей – смысловому содержанию основной деятельности реально существующих производств, порожденное Таблицей “соответствия” [6], затем начало тиражироваться.

В 2018 и 2019 году появились новые Стандарты высшего образования по специальности “135 Суднобудування” галузи знань “Механічна інженерія” для першого (бакалаврського) и другого (магістерського) рівнів вищої освіти” [10, 11]. Эти стандарты начнаются со следующей преамбулы:

“Об’єкти вивчення та/або діяльності – явища та проблеми, пов'язані з усіма етапами життєвого циклу:

– суден різних типів, морських плавучих споруд і технічних засобів освоєння океану;

– суднових енергетичних установок та їх устаткування;

– систем електроенергетики і автоматизації суден;

– суднових машин, механізмів і устаткування;

– системотехніки об’єктів морської інфраструктури.

Мета навчання – підготовка фахівців, здатних розв'язувати спеціалізовані завдання та прикладні проблеми професійної діяльності у сфері суднобудування”.

Первая часть этой преамбулы находится в существенном противоречии со второй. Действительно, на этапе концептуального проектирования плавучих сооружений рассматриваются все операции, связанные с их созданием и эксплуатацией как в геогафических, так и в других сферах функционирования. В число этих операций включается добыча плезных ископаемых или биологических ресурсов района функционирования, региональные транспортные операции и их портовое обслуживание, операции, связанные с работой судовых энергетических установок и их вспомогательного оборудования, систем электроэнергетики и автоматизации судов, других судовых машин, механизмов, устройств, специального оборудования и общесудовых систем. Но это не значит, что все они должны быть отнесены к сфере **профессиональной деятельности судостроения – проектированию и постройке судов**.

Так, например, проектирование и производство “суднових енергетичних установок та їх устаткування” (двигателей внутреннего сгорания, паровых и газовых турбин и их оборудования), а также “суднових машин, механізмів і устаткування” (других судовых машин, механизмов, специального механического оборудования и общесудовых систем), как уже было отмечено, являются предметами деятельности корпораций

машиностроения и дожнны быть отнесены к специальности «133 Галузеве машинобудування» галузі знань «Механічна інженерія» Перечня отраслей знаний и специальностей [5], см. табл.3.

Проектирование и производство систем судовой электроэнергетики (электрических машин) и автоматизации судов, указанных в преамбуле к Стандартам судостроения [10,11], по своему смыслу и принадлежности относятся к специальности «141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» галузі знань «Електрична інженерія», см. табл. 3.

Особое внимание следует обратить на указанную в преамбуле к Стандартам [10,11] системотехнику объектов морской инфраструктуры. По определению инфраструктурой является комплекс взаимосвязанных обслуживающих структур или объектов, составляющих основу и обеспечивающих функционирование рассматриваемой системы [12]. В инфраструктуре морской системы рассматриваются составляющие природно-ресурсного потенциала приморско-акваториальных пространств морского государства и проблемы его трансформации. При этом объектами морской инфраструктуры являются [13]: морской транспорт, морские порты, другие специализированные (ресурсодобывающие) объекты морской инфраструктуры, морское образование и наука, особенности формирования и развития судостроения, как источника подвижных и неподвижных средств инфраструктуры морской системы, структурные подразделения общего назначения, навигационно-географическое и гидрометеорологическое обеспечение.

Появление в составе НУК факультета морской инфраструктуры является большим достижением университета. Однако почему это достижение стало числиться в специальности “135 Суднобудування”, в столь коротких “шортах” для такого гиганта?.

Таким образом в стандарте специальности “135 Суднобудування” должна присутствовать следующая преамбула, однозначно определяющая объекты изучения и деятельности судостроения: проектирование и строительство судов разных типов, морских плавучих сооружений, плавучих технических средств освоения океана.

Кораблестроительный институт НУК. В структуру Кораблестроительного института входят кафедры: Теории и проектирования судов, Конструкции и механики судна, Строительства и ремонта судов, Морских технологий и океанотехники, а также Лаборатория гидромеханики, которые обеспечивают преподавание дисциплин разделов I –III, приведенных в табл. 2 и соответствующих специальности “135 Суднобудування”.

При этом в отличие от современного принципа формирования высшего образования – принципа обеспечения возможности получить профессиональные навыки индивидуально, в хорошо оборудованнх лабораториях, в результате активного взаимодействия с преподавателем как подмастерья с мастером, в институте культивируется принцип прошедшего времени, порожденный Таблицей “соответствия” [6]. Выпущенные в соответствии с этой таблицей Стандарты [10,11] закрепляет “принцип подготовки специалистов” судостроения по множеству специальностей кораблестроения, машиностоения и электротехнического производства, что порождает лишь шаблонные попытки научить студента понемногу всему, а в итоге – ничему.

Так, например, дипломная работа бакалавра в Кораблестроительном институте стандартно выполняется для одного и того же, очень узкого перечня плавучих сооружений и традиционно содержит такие разделы как проектирование, теория корабля, конструкция корпуса, прочность, судовые устройства, технология, охрана труда и окружающей среды. Некоторые из этих разделов содержат по 20 и более страниц описаний алгоритмов правил классификационных обществ, в каждую формулу которых нужно врукопашную подставить необходимые числа, и поэтому по-просту регулярно переписываются. Многие из указанных выше компьютерных технологий на первом уровне подготовки не изучаются и не применяется. Некоторые из кафедр вообще не используют в учебном процессе бакалавра профессиональные программные продукты. Вместе с тем, все выпускающие кафедры Кораблестроительного института руководят дипломными работами бакалавров под общим названием ”Проект плавучего сооружения”, которыми по смыслу должна заниматься кафедра Проектирования судов. При этом другие выпускающие кафедры не демонстрируют свои возможности по своему выпуску.

Если в дальнейшем следовать канонам Стандартов [10,11] и культивируемуму ими включению множества специальностей из разных отраслей знаний в одну специальность, т.е. распылению средств, то о существовании украинского кораблестроительного образования, не говоря уже об его интеграции в международное сообщество, можно по-просту забыть. Особенно очевидным это стало в процессе подготовки материалов по вхождению Кораблестроительного институа в консорциум Кораблестроительных вузов Польши, Португалии и Италии по прогамме ERASMUS+. В этих вузах подготовка бакалавров и магистров кораблестроения осуществляется в соответствии со специальностью Naval Architecture & Marine Engineering.

Современные принципы обучения и организации учебного процесса. Такие принципы положены в основу работы престижных высших учебных заведений зарубежных стран. В результате индивидуализации высшего образования и развития в первую очередь творческих навыков при его освоении в Департаментах военно-морской архитектуры и морской инженерии на дипломные работы бакалавров инициативно выносятся морские объекты из перечня, приведенного в пояснениях к табл.1, или отдельные части этих объектов. Если это дипломный проект, а не работа, то он выполняется, как правило, командой студентов, в которой каждому из них отводится определенная творческая роль, курируемая преподавателем определенной выпускающей лаборатории. В число выпускающих лабораторий такого Департамента традиционно входят: лаборатория теории корабля; лаборатория конструкции и прочности; лаборатория технологии и организации судостроительного производства; лаборатория проектирования кораблей, судов и средств океанотехники.

Выводы. Выход нового Перечня областей знаний и специальностей, а также Таблицы “соответствия” старых и новых специальностей (2015) вместо ожидаемой концентрации усилий и средств создали в высшем кораблесторительном образовании Украины условия, способствующие его аморфности. К сожалению, эти условия получили оддержку в НУК. Слепо следуя Таблице “соответствия” Кораблестроительный институт распредилил специальность “135 Суднобудування” на ряд образовательных программ, см. табл. 3, среди которых необоснованную позицию заняли несвойственные специальности проектирования и постройки судов образовательные программы кафедры СЭУ. В специальности появились и другие, несвойственные ей слабо ресурсо обеспеченные образовательные программы, такие как “Международная техническая информация в морской (?) деятельности” и “Судовые машины (?) и механизмы”. Последняя, не имеет даже базового курса “Теория механизмов и машин” в учебных планах первичной подготовки. В итоге, разработанные стандарты подготовки бакалавров и магистров и соответствующие учебные планы не способствуют подготвке соискателей третьего образовательного уровня, Ph.D., а также кооперации на всех трех уровнях специальностей “135 Суднобудування” и “Naval Architecture & Marine Engineering”.

Изложенное обуславливает необходимость возвращения к концентрации средств и усилий на основных направлениях образовательной деятельности университета. В связи с этим, для восстновления кораблестроительного образования в НУК, интегрирования его в международное образовательное сообщество с конкурентной способностью хотя бы на уровне некоторых зарубежных стран необходимо:

– осущесвить корректировку реализуемого варианта реформы высшего образования в области судостроения, машиностроения и электротехники. Исправить наследие Таблицы “соответствия” [6], изменить и переиздать выпущенные стандарты [10,11], внести необходимые изменения в учебные планы и организацию учебного процесса;

– иметь ввиду, что предельным вариантом преобразования Кораблестроительного института является Департамент военно-морской архитектуры и инженерии с правами выпускающей кафедры;

– включить в состав такого Департамента комплекс выпускающих лабораторий: теории корабля; конструкции и прочности; технологии и организации судостроительного производства; проектирования кораблей, судов и средств океанотехники.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

[1] Судостроение // Энциклопедический словарь Брокгауза и Ефрона: в 86 т. (82 т. и 4 доп.). — СПб., 1890—1907.

[2] Судостроение // Морской энциклопедический словарь, 1994.

[3] Верфь // Энциклопедический словарь Брокгауза и Ефрона: в 86 т. (82 т. и 4 доп.). — СПб., 1890—1907.

[4] Створення універсальних транспортних суден та засобів океанотехніки: монографія / С.С. Рижков, В.С. Блінцов, Г.И. Егоров, Ю.Д. Жуков, В.Ф. Квасницький, К.В. Кошкін, І.В. Крівцун, В.О. Нєкрасов, В.В. Севрюков, Ю.В. Солоніченко: за ред. С.С. Рижкова. – Миколаїв: Видавництво НУК, 2011. – 340 с.

[5] Перелік галузей знань і спеціальностей, за якими здійснюється підготовка здобувачів вищої освіти. Постанова кабінету міністрів України. № 266. (2015).

[6] Про особливості запровадження переліку галузей знань і спеціальностей, за якими здійснюється підготовка здобувачів вищої освіти, затвердженого постановою Кабінету Міністрів України від 29 квітня 2015 року № 266. Наказ МОНУ № 1151. (2015).

[7] Энергетическое машиностроение. Взято з https://ru.wikipedia.org/wiki/

[8] Машиностроение. Взято з https://ru.wikipedia.org/wiki/

[9] Машиностроение Украины. Взято з https://ru.wikipedia.org/wiki/

[10] Стандарт вищої освіти за спеціальністю “135 Суднобудування галузи знань «Механічна інженерія» для першого (бакалаврського) рівня вищої освіти”. Наказ МОНУ №1073. (2018).
[11] Стандарт вищої освіти за спеціальністю “135 Суднобудування галузи знань «Механічна інженерія» для другого (магістерського) рівня вищої освіти”. Наказ МОНУ №963. (2019).
[12] Глоссарий.ru: Инфраструктура. Взято з http://www.glossary.ru/cgi-bin/gl_sch2.cgi?-RIt-(wgxywzqyzwg
[13] Александрова Т.Е. Морская инфраструктура России. – СПб.: Аврора-Дизайн, 2010. – 352 с.

Nekrasov V.A. Doctor of Technical Sciences, Professor,
Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Nikolaev,
valery.nekrasov@nuos.edu.ua

ORGANIZATION PRINCIPLES AND WAYS OF DEVELOPMENT THE SHIPBUILDING EDUCATION IN UKRAINE

Annotation. *The state of higher shipbuilding education in Ukrainian universities and prestigious universities of the world is considered. The ways of entry of Ukrainian shipbuilding education to the level of competitive educational services are outlined.*

Key words: *higher shipbuilding education; educational plans; structure of the shipbuilding institute.*

СЕКЦІЯ №1
Інноваційні технології у суднобудуванні та судноремонті

УДК 629.5.04:629.514

ТЕХНОЛОГІЧНІ ОСОБЛИВОСТІ МОДУЛЬНОГО ФОРМУВАННЯ ПЛАВУЧИХ БУДИНКІВ

Щедролосєв Олександр Вікторович, д-р. техн. наук, професор[1];
Терлич Станіслав Володимирович, канд. техн. наук [2];
Коновалова Ганна Василівна, канд. істор. наук, доцент [3];
Щедролосєв Микола Олександрович, магістрант [4];
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, м. Миколаїв
[1]ORCID: 0000-0001-7972-3882, [2]ORCID: 0000-0002-6044-3087,
[3]ORCID: 0000-0003-1215-849X, [4]ORCID: 0000-0002-8297-6888

Анотація. *Розглянуто технологічні особливості модульного формування плавучих об'єктів для життя та відпочинку на воді*
Ключові слова: *модульні плавучі будинки, опорядження суднових приміщень.*

Постановка проблеми. Модульне формування житлових споруд на воді все частіше стає актуальним в наші дні. Особливої уваги стосовно вдосконалення добудівних технологій заслуговують плавучі споруди які проектуються та можуть бути побудовані на вітчізняних підприємствах. Перш за все це пов`язано із принципіально новим підходом до проектування загального розташування приміщень та сучасними вимогами судновласників стосовно дизайну приміщень [1-4].

Аналіз останніх досліджень та публікацій показав, що проблемам вдосконалення модульних систем формування кают присвячено багато праць, проте жодна з них не орієнтована безпосередньо на плавучі будинки (хаусботи), які на відміну від інших суден мають особливі розмірно-конструктивні характеристики приміщень. Теоретичною базою послужили наукові роботи в галузі проектування та конструювання хаусботів, дебаркадерів, понтонів; нормативно-правова база Регістру судноплавства України, а також дослідження щодо модульного формування та конструктивно-технологічних рішень плавучих та берегових споруд. У дослідженні прийнято до уваги розробки М.В. Савицького та С.Є. Шехоркіної, які відображають конструктивні задачі позиціонування хаусботів за допомогою якірних стійок, які водночас контролюють посадку плавучого будинку під час значних приливів та відливів, що характерно для нижньої течії Дніпра та Дунаю.

Архітектурі та конструюванню плавучих річкових вокзалів та павільйонів присвячено праці М.С. Єленського, Б.В. Іонова, Р.Я. Хігера. Архітектурі малоповерхових будівель на воді присвячено наукові праці І.С. Еконномова, А.В. Панфілової, В.Є. Баришева. В них розглянуті актуальні питання технологій формування плавучих споруд в різних умовах.

Питання залізобетонного суднобудування освітлені у працях М.Г. Слуцького, О.С. Рашковського, В.М. Коннова, О.М. Поступальсткого. Також у дослідженні використано результати авторських розробок.

У відповідності до поставленої мети необхідно вирішити наступні наукові **задачі**:

- виявити сучасні тенденції проектування та будування споруд на плавучій основі;

- провести аналіз сучасного та закордонного досвіду проектування та будування інфраструктури на плавучих спорудах;

- на основі узагальненого досвіду проектування та будування хаусботів виявити їх типологічні особливості та створити їх класифікацію;

- виявити особливості функціонально-планувальної організації хаусботів.

Мета дослідження полягає у визначенні основних проблем та недоліків зашиття та опорядження приміщень для деборкадерів, плавучих готелів та гуртожитків які в подальшому будуть використані при вдосконаленні модульних систем для перелічених типів суден.

Виклад основного матеріалу. Виходячи із сучасного орієнтування вітчизняних суднобудівних та судноремонтних підприємств на закородонних замовників координально змінилися вимоги щодо архітектури та інтер`єру плавучих об'єктів, які розглядаються. Основними замовниками плавучих будинків, понтонів для них та плавучих готелів на даний період є країни Близького Сходу (Катар, Іран, Йєменська арабська республіка) які мають наступні особливості: значна кількість житлових приміщень, підвищений рівень комфорту для екіпажів обслуговуючого персоналу, відповідність закордонним стандартам якості.

На даному етапі зашиття суднових приміщень використовується «на місті» практично без використання модульних методів, стандартні модульні каюти та блок-каюти не використовуються. При впровадженні цих факторів очевидні такі переваги як зменшення трудомісткоті добудівних робіт та скорочення часу побудови плавзасобу. Житлові каюти раціонально розташувати в одному районі плавзасобу та формувати їх як окремий житловий або службовий модуль кают в умовах цеху з подальшим використанням його при нарощувані житлової надбудови або ярусу плавучого готелю. Такі конструкторсько-технологічні рішення сприятимуть підвищенню технологічності елементів формування приміщень та збільшать економічну ефективність проекту.

Висновки. 1. Існуючі методи виготовлення та монтажу елементів суднових приміщень потребують нових конструктивних, технологічних та виробничих вдосконалень. 2. Питання системного розгляду конструктивно-технологічних рішень модульного формування приміщень для хаусботів наш час не пророблені. Відсутні комплексні теоретичні рішення. 3. Актуальним питанням є розробка наукового методу забезпечення та прогнозування конструкторських та технологічних рішень модульної системи, що дозволяє привести її техніко-економічні показники на необхідний рівень.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Шехоркина С. Е. Рациональное проектирование конструкций малоэтажных жилых зданий на воде: дис... канд. техн. наук : 05.23.01. Днепропетровск, 2013. 168 с.

[2] Экономов И. С. Принципы формирования малоэтажных жилых объектов на воде: диссертация ... кандидата архитектуры : 05.23.21. Москва, 2010. 131 с.

[3] Экономов И.С. Современные способы строительства архитектурных объектов на воде. Труды МАРХИ. Материалы научно-практической конференции (Москва, 10 нояб. 2010 г.). Москва, 2010. – С. 238-244.

[4] Koekoek M. Connecting Modular Floating Structures : A General Survey and Structural Design of a Modular Floating Pavilion URL: http://repository.tudelft.nl/view/ir/uuid:33b59201-1718-4dda-98f8-ee16d5b7c023/pdf. (дата звернення 12.11.2019).

O. Shchedrolosiev, S. Terlych, H. Konovalova, M. Shchedrolosiev

TECHNOLOGICAL FEATURES OF MODULAR FORMATION OF FLOATING BUILDINGS

Technological features of modular formation of floating objects for life and recreation on the water are considered *Key words: modular houseboats, furnishing of ship premises.*

Щедролосев О.В., Терлыч С.В., Коновалова А.В., Щедролосев Н.А.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ ПЛАВУЧИХ ДОМОВ

Рассмотрены технологические особенности модульного формирования плавучих объектов для жизни и отдыха на воде

Ключевые слова: модульные плавучие дома, формирование судовых помещений

ОСОБЛИВОСТІ МОРЕХІДНИХ ЯКОСТЕЙ ОДНОЯРУСНИХ САМОХІДНИХ БУДИНКІВ НА ВОДІ

Щедролосєв О.В., д-р. техн. наук, професор;
Терлич С.В., канд. техн. наук;
Коновалова Г.В., к.і.н., доцент;
Щедролосєв М.О., магістрант
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова м. Миколаїв, Україна
[1]ORCID: 0000-0001-7972-3882, [2]ORCID: 0000-0002-6044-3087,
[3]ORCID: 0000-0003-1215-849X, [4]ORCID: 0000-0002-8297-6888

Анотація. *Виконано аналіз морехідних якостей одноярусних плавучих споруд та надано рекомендації щодо проектування, конструювання та побудови плавучих споруд для водного туризму.*
Ключові слова: *модульні плавучі будинки, морехідні якості, туризм на воді.*

Вступ. Плавучі будинки, дачі, «хаус-боути» - відносно новий напрямок у сучасному суднобудуванні. Проте ці об’єкти швидко та надійно завоювали стійку позицію у рейтингах продаж та симпатії у прихильників водного туризму. Плавучі будинки використовують в основному для відпочинку у закритих водоймищах, на річках та у прибережних морських затоках. Нерідко плавучі дачі використовують для проведення гідротехнічних, науково-дослідних та інших робіт за рахунок їх достатньої міцності, остійності та надійності експлуатації [1, 2].

Актуальність дослідження. В Україні цікавість до плавучих будинків виник нещодавно, що у значному ступені пов’язано із цінами на житло [3]. Для плавучого будинку немає необхідності вирішувати питання кадастру та відповідні санітарно-битові умови.

Аналіз останніх публікацій за тематикою дослідження. У статті авторами прийнято до уваги типоряд плавучих будинків, запропонованих у дослідженні [3] (рисунок 1), які за морехідними якостями відповідають вимогам Регістру судноплавства України [4].



Рисунок 1. Проект дому на воді типу «C-Type»

В той же час, на відміну від базових проектів, які мають самопідіймальну основу, запропоновано універсальний самохідний понтон тримаранного типу. Конструктивну схему понтону та його 3D модель наведено на рисунку 2.

Переваги плавучого будинку. Плавучи й будинок за рівнем комфорту може бути порівняний із наземним житлом, я для яхти чи катера навіть перевищувати цей рівень. Він може будь-який час базуватися в конкретній точці, але при бажанні може бути переміщений у будь-яке місце. За своїми характеристиками плавучий будинок не підлягає нагляду класифікаційних товариств, а лише вимогам Державного нагляду судноплавства. Будинок може бути складеним із будь-яких доступних матеріалів. Плавучий будинок не реєструється як нерухомість. Плавучий будинок має можливість підійти до будь-якого узбережжя завдяки малій осадці.

Недоліки плавучого будинку. Необхідність постійного контролю технічного стану корпусу, забезпеченню плавучості, остійності, непотоплюваності. Практично повна відсутність в Україні юридичної бази щодо плавучих будинків. Складність життєзабезпечення при низьких температурах. Підвищена вологість, шум, вібрація. При необхідності ремонту на суднoремонтному підприємстві – організаційні проблеми та пошук тимчасового житла.

Виділення раніше недосліджених питань. У якості рушіїв доцільно використати підвісні мотори, як дешевий та доступний варіант, що не потребує забезпечення непроникності дейдвудної труби для лінії вала, а двигуни максимально доступні для обслуговування та ремонту.

Виконано попередню оцінку ходовості плавучого будинку. Основним завданням при визначенні ходових характеристик є оцінка опору руху. Складність пов'язана із наявністю повздовжніх труб – корпусів тримарану, між якими виникає інтерференція хвильових систем (цей ефект має місце при швидкостях більше 4 вузлів). Також на опір впливають поперечні труби. Вони спричиняють хвильовий опір та опір форми.

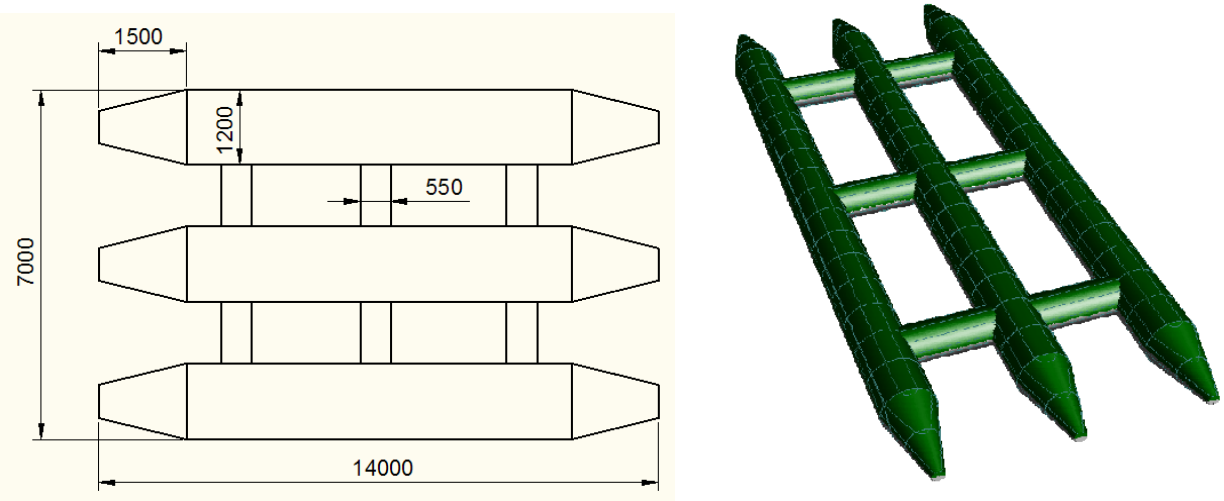


Рисунок 2. Конструкція понтону плавучого будинку (ліворуч) та його 3D-модель у середовищі FreeShip+

Опір тертя розраховано традиційними методами теорії корабля через сумарну площу змоченої поверхні. Додатково враховано опір форми усіх поперечних труб у припущенні, що вони не впливають одна на одну. Це припущення не повинне привести до великої похибки, оскільки відстань між вісями більше 4-х діаметрів. Коефіцієнт лобового опору прийнято 0,45. Хвильовий опір не враховувався. При швидкості 4-5 вузлів воно не може бути істотним.

У якості рушія для плавучого дому прийнято два гребних гвинта, які розташовано у кормі бокових корпусів. Розрахунки виконувались для двох діаметрів гвинтів – 0,40 м та 0,55м. Перший з них приблизно відповідає радіусу поперечних труб, а другий – повздовжніх. Діапазон швидкостей дослідження – 1…6 вузлів.

Визначенню підлягали раціональна частота обертання, крокові відношення та ККД гребного гвинта. Слід помітити, що при прийнятих припущеннях кавітація не представляє небезпеки при швидкостях, що не перевищують 6 вузлів, для гвинтів діаметром як 0,55 м, так і 0,40 м. Гвинти прийнятих діаметрів виходять важко навантаженими. Причини цього – погано обтічна форма підводної частини, мала осадка, яка сприяла на малий діаметр гвинтів. Результат – невисокий ККД (20…27%). Необхідна потужність все ж невелика у

зв'язку з невеликою швидкістю; при швидкості вузлів вона становить орієнтовно 25 - 35 кВт (на один з двох двигунів).

Раціональна частота обертання гвинта становить 3400 об·хв$^{-1}$ для гвинта діаметром 400 мм і 1600 об / хв для гвинта діаметром 550 мм. ця частота пропорційна швидкості, а потужність – кубу швидкості. Оптимальні крокові відношення для меншого гвинта – близько 0,65; для більшого – 0,70.

Висновок. Оригінальна конструкція плавучого будинку на базі понтона з труб не дозволяє скористатися прототипами і вимагає особливого підходу до проектування. Попередні розрахунки плавучості, остійності та ходовості показали, що спроектоване судно може володіти необхідними морехідними якостями для експлуатації у прибережних районах.

REFERENCES

[1] Антоненко, С. В. Выбор пропульсивного комплекса для судов с несколькими режимами движения [Текст] / Антоненко С.В., Китаев М.В. // Морской сборник. 2012. Т. 1978., № 1. С. 57-62.

[2] Житников, И. В. Оценка мореходных характеристик плавучего дома [Текст] / Житников И. В., Новиков В. В., Антоненко С. В. // Мореходство и морские науки-2012: избранные доклады Четвёртой Сахалинской региональной морской научно-технической конференции (5-7 сентября 2012 г.). Южно-Сахалинск: СахГУ, 2012. – С. 115 - 123.

[3] Шехоркина, С. Е. Рациональное проектирование конструкций малоэтажных жилых зданий на воде : дис...канд. техн. наук / С. Е. Шехоркина. – Днепропетровск, 2013. 168 с. – Библиогр.: С. 123–138.

[4] Регістр судноплавства України. Правила класифікації та побудови малих суден. Том 2. – Київ.: Регістр судноплавства України, 2011. – 394 с.

O. Shchedrolosiev, S. Terlych, A. Konovalova, M. Shchedrolosiev

FEATURES OF SEA QUALITIES OF SINGLE-STOREY SELF-PROPELLED BUILDINGS ON WATER

An analysis of the seaworthiness of single-storey floating structures and recommendations for the design, construction and construction of floating structures for water tourism.

Key words: modular houseboats, analysis of construction and formation, history of architecture on water.

Щедролосев О.В., Терлыч С.В., Коновалова А.В., Щедролосев Н.А.

ОСОБЕНОСТИ МОРЕХОДНЫХ КАЧЕСТВ ОДНОЯРУСНЫХ САМОХОДНЫХ ДОМОВ НА ВОДЕ

Выполнен анализ мореходных качеств одноярусных плавучих сооружений и даны рекомендации по проектированию, конструированию и построения плавучих сооружений для водного туризма.

Ключевые слова: модульные плавучие дома, анализ построения и формирования, история архитектуры на воде.

УДК 629.5.128

ДО РОЗРАХУНКУ МІЦНОСТІ ДНИЩОВИХ ПЕРЕКРИТТІВ З УРАХУВАННЯМ ОСОБЛИВОСТЕЙ ПРИ СПУСКАННІ ТА ПОСТАНОВЦІ СУДЕН В ДОК

Лугінін Олег Євгенович, канд. техн. наук, професор[1];
Терлич Станіслав Володимирович, канд. техн. наук[2];
Коршиков Роман Юрійович, канд. техн. наук, доцент[3];
[1,2,3] Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, м. Миколаїв
[1]luginin49@ukr.net, [2]stterlych@ukr.net, [3]ro574@yandex.ru

Анотація. *Поширено універсалізований алгоритм та розрахункову методику визначення внутрішніх зусиль та перевірку міцності у в'язях днищових перекриттів з використанням методу п'яти моментів на задачі при спусканні та постановці суден в сухий або плавучий док.*

Ключові слова: *міцність днищових перекриттів, спускання та постановка суден в ремонтний док, спускові доріжки, докові опорні пристрої, метод п'яти моментів.*

Вступ. На ранніх стадіях проектування та в подальшому у доковому ремонті суден виникають задачі з оцінки міцності їх днищових конструкцій, які можуть бути реалізовані на основі спрощених балочних моделей та відповідних розрахункових методів. Ці спрощені моделі та методи їх реалізації, хоча і достатньо універсалізовані, дозволяють при невеликих витратах часу отримати оціночні результати, які у подальшому при необхідності можуть бути уточнені з використанням більш досконалих чисельних методів. Тому в даній публікації розглядається поширення раніше універсалізованого авторами підходи з розрахунку місцевої міцності на основі методу п'яти моментів на задачі місцевої міцності суден при різних їх варіантах спускання і постановці в сухих або плавучий доки.

Постановка проблеми. На ранніх стадіях проектування, доковому ремонті суден та у навчальному процесі виникають задачі оцінки міцності днищових перекриттів, де можуть бути використані спрощені моделі та методи їх реалізації. До таких методів можуть бути віднесені балочні методи [5-9], які засновані на нормативних документах [1-3]. В подальшому результати наближених методів можуть бути уточнені з використанням сучасних існуючих програмних комплексів на основі методу скінчених елементів (МСЕ) [4, 5], але ці комплекси можуть бути використані на останніх стадіях проектування і підготовки до докового ремонта та потребують значних витрат часу на підготовку вихідних даних і аналіз результатів розрахунку. У зв'язку з цим на ранніх стадіях проектування суден і до докового ремонту, а також у навчальному процесі доцільно використання спрощених розрахункових методів. До таких методів відноситься універсалізований і поширений авторами *метод п'яти моментів (М5М).*

Викладання основного матеріалу. М5М заснований на розгляді поперечно навантаженої непризматичної балки на пружних опорах різної податливості A_i та розставлених на прогонах рівної довжини l_i (рис. 1). Така математична модель реалізована авторами в розрахунках згинання суден при спусканні з повздовжнього стапеля та при докуванні суден [6-9]. Модель була універсалізована та поширена [6] за рахунок ряду факторів, що є важливими у практичних розрахунках: багатопрогонна балка вільно опирається на n пружних шарнірних опор з коефіцієнтами податливості A_i та пружньо затиснена у кінцевих перерізах з коефіцієнтами пружних затиснень A_1 та A_n (рис. 1а); у прогонах, балка завантажена ступенево-рівномірним навантаженням інтенсивності g_1, а у кінцевих перерізах – зосередженими силами P_1 та P_n і зовнішніми моментами M_1 … M_n; довжина прогонів l, момент перерізів M_i та площина стінок балки ω_i у прогонах загалом різні; у загальному випадку багатопрогонна балка може мати початкові прогини w_i^0; при навантаженні балки пружні опори отримують додаткові вертикальні переміщення w_i (рис. 1б); в розрахунку за М5М враховується деформація зсуву у стінках балки.

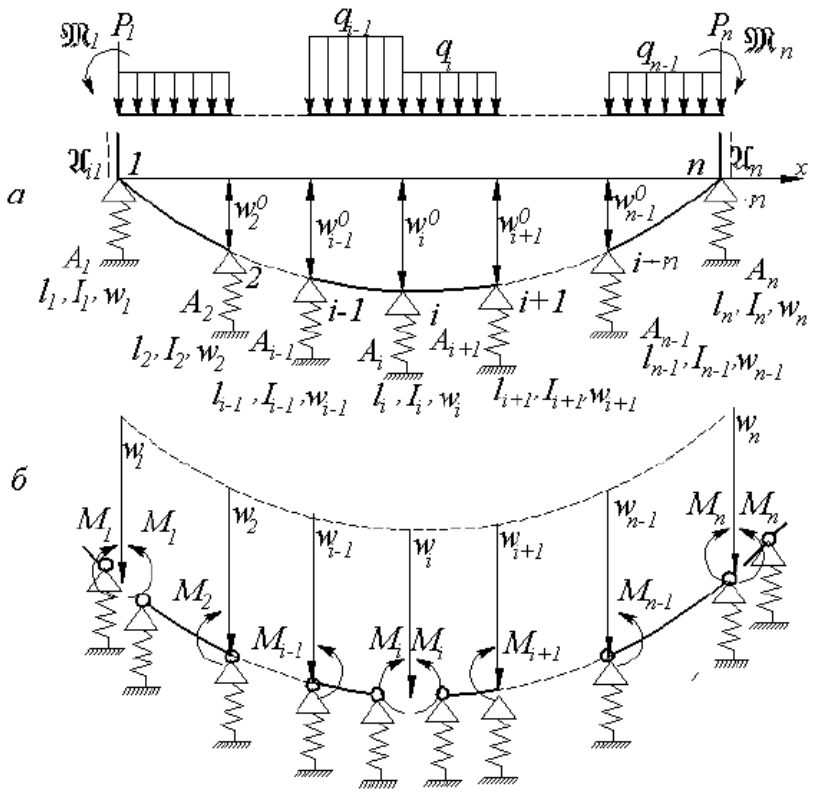


Рисунок 1 – Розрахункова схема згинання багато прогонної балки на пружних опорах

На основі розробленої математичної моделі згинання багато прогонної балки на пружних опорах використовує мий тут М5М був розповсюджений на іншу задачу про згин днищових перекриттів суден при їх експлуатації в морі [6]. Ідея цього підходу проявляється у такому.

Розглядається прямолінійне в плані суднове днищове перекриття, яке складається з *m* балок головного напряму (БГН) – флорів і *S* перехресних балок (ПБ) – вертикального кіля та стрингерів. Перекриття в загальному вигляді може бути завантажено поперечним навантаженням за трпецієдальним законом (випадок розгляду бортового перекриття). В'язі обох напрямків перекриття є призматичними, однак кожна з них може бути різною як для БГН з моментами інерції I_j (j = 1, …, m), так і для ПБ в загальному вигляді можуть бути розміщені несиметрично відносно поздовжньої осі перекриття. Кінцеві перетини балок розглядаються як пружньо затисненими на жорстких опорах. БГН – в узлах опорними моментами M_{js}, які є метою розрахунку з розкриття статичної невизначеності перекриття, а ПБ в узлах завантажені реакціями взаємодії з БГН. Розрахункова схема показана на рис. 2.

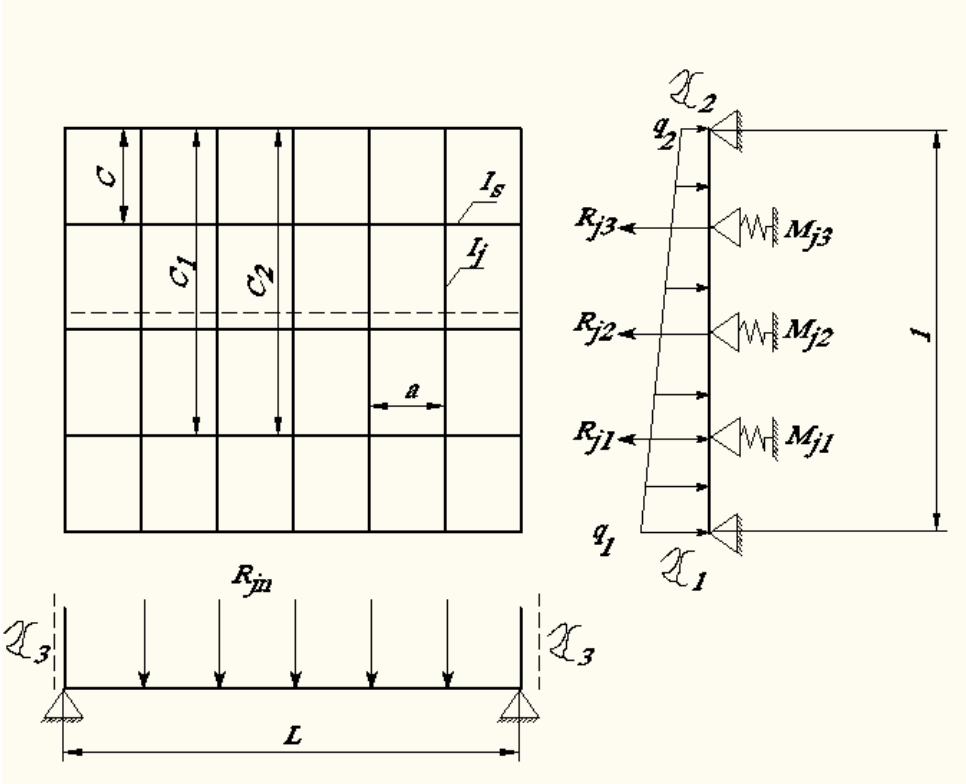


Рисунок 2 – Узагальнена розрахункова схема поперечного згину перекриття

Розглянутий підхід до згину днищових перекриттів був уніфікований і поширений з врахуванням таких факторів [6] нерегулярності розставлення балок перекриття; неортогональності перекриття в плані; врахування розподілу навантаження між БГН та ПБ; врахування деформацій зсуву у стінках балок перекриття.

Задача про згин днищових перекриттів з використанням М5М була подовжена у випадках спускання суден з поздовжнього похилого стапеля та постановок судна у сухий або плавучий док для здійснення ремонтних робіт (рис. 3 та 4). На рисунках M_1 та M_2 – це згинальні моменти від звисання носової та кормової кінцевостей корпусу судна за межі відповідно докового опорного пристрою (ДОП). Слід зауважити, що спускових доріжок і ДОП може бути декілька, симетрично розміщених відносно ДП судна.

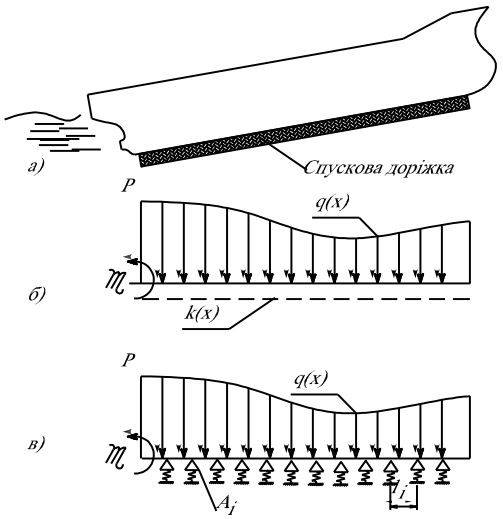


Рисунок 3 – Згинання судна при спуску з поздовжнього стапеля

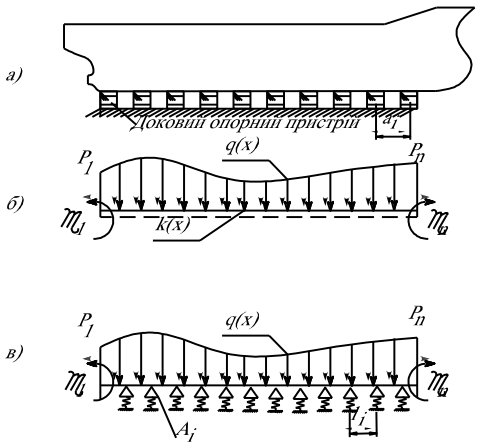


Рисунок 4 – Згинання судна при постановці в сухий док

При згинанні судна в процесі спускання або постановок в док відбувається і згин днищових перекриттів, ступінь дії яких в забезпеченні їх місцевої міцності необхідно оцінити. Хоча в роботі [5] зазначено, що місцева міцність днищових перекриттів при докуванні звичайно забезпечується, але це не пов'язано з задачами спуску суден з поздовжніх похилих стапелів та при докуванні з декількома ДОП. Тому була поставлена задача розробити алгоритм оцінки місцевої міцності днищових перекриттів на основі розробленого М5М з декількома ДОП при постановці суден в сухий або плавучий док. Розрахункові схеми перекриттів показані на рис. 5, 6.

У вирішені поставлених задач приймаються такі види навантаження на днищові перекриття інтенсивністю q, які сприймаються БГН: $q = \frac{D_1}{l}$ – при спусканні суден, де D_1 – спускова вага судна; l – довжина БГН (ширина перекриття); $q = \frac{D_2}{l}$ – при постановці судна в сухий док, де D_2 – докова маса судна; $q = \frac{D_2 + \gamma V}{l}$ – при постановці суден в плавучий док, γV – сила підтримки з боку води в доку.

Полосове навантаження від ДОП (рис. 6), яке сприймається ПБ, за результатами попередніх досліджень [3] замінюється еквівалентним розподіленим навантаженням реакцій ДОП $q_1 = \frac{R_{i\,CP}}{b_{CP}}$, де $R_{i\,CP}$ – осереднені реакції ДОП за осередньою відстанню між кіль блоками b_{CP} у межах перекриття.

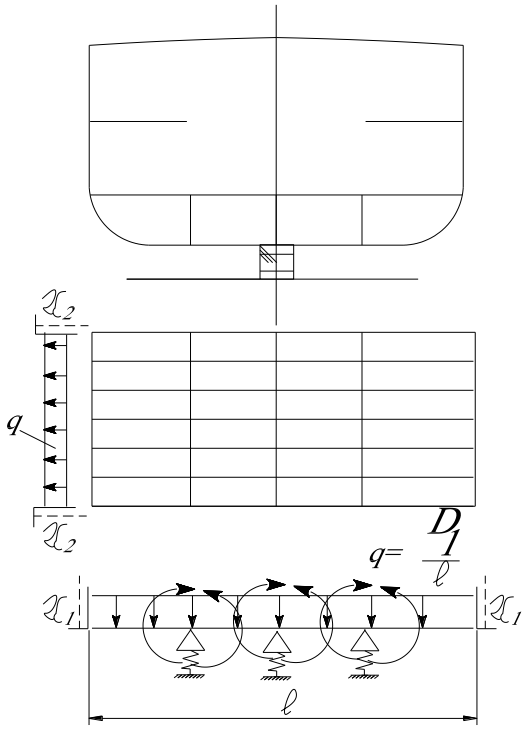


Рисунок 5 – Варіант спуску судна на одній спусковій доріжці в ДП судна

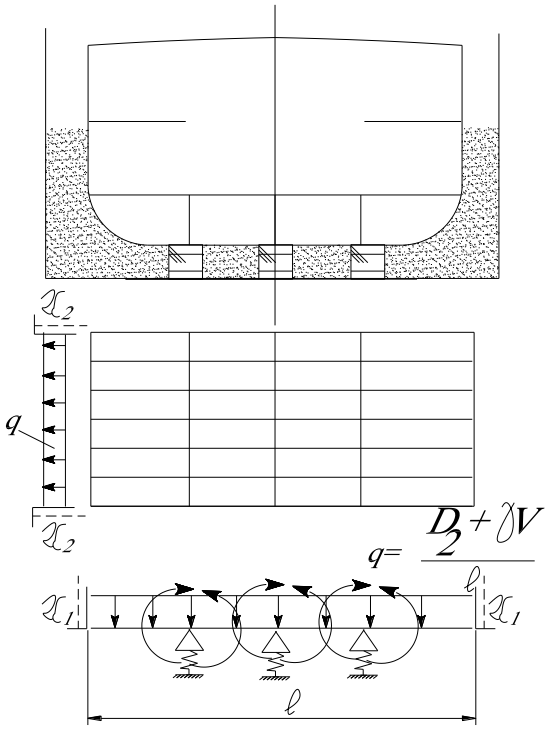


Рисунок 6 – Варіант постановки судна в плавучий док

Реакції полосового навантаження від спускової доріжки інтенсивністю q_2 також слід розглядати як осереднені значення реакцій пружних опор у межах ПБ конкретного перекриття.

За умови визначеної універсалізації М5М система лінійних алгебраїчних рівнянь відносно невідомих опорних моментів M_{js} має загальний вигляд [6]

$$\sum_{j=1}^{m}\sum_{s=1}^{n} d_{js}M_{js} = D_k,\ k = 1,...,K,$$

де d_{js} – коефіцієнти при невідомих опорних моментах, які залежать від лінійних розмірів балок перекриття та геометричних характеристик їх перерізів, коефіцієнтів впливу граничних умов на опорному контурі перекриття; D_k – вільні члени, які залежать також і від навантаження на балки перекриття.

Після розв'язку наведеної системи рівнянь розраховуються елементи згину балок перекриття.

Далі будуються епюри перерізуючи сил N і згинальних моментів M для середньої та крайніх балок головного напрямку, а також для перехресних балок. Визначаються найбільш навантажені перерізи балок у яких діють N_{max} та M_{max}. Розраховують нормальні та дотичні напруження, які порівнюються з величинами допустимих.

Висновки. 1) Розроблені алгоритми розрахунку згинання днищових перекриттів суден при спуску з поздовжнього похилого стапеля та постановці суден в сухий або плавучий док для проведення ремонтних робіт з урахуванням полосового навантаження на перекриття від реакцій опорного пристрою. 2) Реалізована балочна модель розрахунку згинання днищового перекриття з подальшою перевіркою його місцевої міцності на основі універсалізації М5М, що враховує неортогональність перекриття за планом, нерегулярність розставлення балок перекриття, довільності їх граничних умов, розподілу навантаження між балками з можливими урахуваннями деформації зсуву. 3) Враховано особливості в розрахунках місцевої міцності днищових перекриттів при спусканні суден з поздовжнього похилого стапеля, постановок суден в сухий та плавучий доки.

REFERENCES

[1] Спуск судов и кораблей с продольных наклонных стапелей. Нормы и требования, предъявляемые к корпусам судов и кораблей и спусковым устройствам (1972) Отраслевой стандарт ОСТ.51033-72. Приложение 1. Москва. 154 с.

[2] ОН9-964-69 Расчёт и конструирование докового опорного устройства при постановке судов в сухой и плавучий доки (1969). 118 с.

[3] РД5-076.011-82. Методические указания. Корпуса кораблей и судов. Методы расчёта прочности. Расчёт на ЭВМ общей и местной прочности кораблей и судов при постановке в сухой и плавучий доки (1982). 237 с.

[4] Проектирование доковіх опорніх устройств (1973) Козляков В.В., Финкель Г.Н., Хархурим И.Я. Ленинград. Судостроение. 176 с.

[5] Обеспечение прочности, остойчивости и непотопляемости судов при ремонте (2008). Антоненко С.В. Учебное пособие. Владивосток. ДВПИ. 231 с.

[6] Основи будівельної механіки, міцності та вібрації суден (2012) Сердюченко А.М., Лугінін О.Є., Коршиков Р.Ю. та інші. Навчальний посібник. Миколаїв. НУК. 424 с.

[7] До розрахунку міцності суден при спуску з поздовжнього стапеля (2017) Лугінін О.Є., Коршиков Р.Ю., Тютюник Ю.Ю. Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Транспорт: механічна інженерія, експлуатація, матеріалознавство». Херсон. ХДМА. С. 33-35.

[8] Універсалізація використання методу п'яти моментів в розрахунках згину суднових перекриттів на ПК (2018) Лугінін О.Є., Філатова Н.А. Матеріали всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю «Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд». Миколаїв. НУК. С. 63-64.

[9] Розрахунок міцності днищових перекриттів при постановці судна в сухий або плавучий док (2020) Лугінін О.Є., Терлич С.В. Матеріали всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю «Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд». Миколаїв. НУК. С. 114-117.

O. Looginin, S. Terlych, R. Korshykov

TO CALCULATE THE STRENGTH OF BOTTOM FLOORS TAKING INTO ACCOUNT THE FEATURES OF LOWERING AND PASSING VESSELS IN THE DOCK

A universal algorithm and calculation method for determining the internal forces and testing the strength in the joints of the bottom floors using the method of five points on the problem of lowering and placing ships in a dry or floating dock.

Key words: the strength of the bottom floors, lowering and placing ships in the repair dock, runways, dock support devices, the method of five moments.

Лугинин О.Е., Терлыч С.В., Коршиков Р.Ю.

К РАСЧЕТА ПРОЧНОСТИ ДНИЩЕВИХ ПЕРЕКРЫТИЙ С УЧЕТОМ ОСОБЕННОСТЕЙ ПРИ СПУСКЕ И ПОСТАНОВКЕ СУДОВ В ДОК

Распространено универсализований алгоритм и расчетная методика определения внутренних усилий и проверку прочности в связей днищевих перекрытий с использованием метода пяти моментов при спуске и постановке судов в сухой или плавучий док.

Ключевые слова: прочность днищевих перекрытий, спуск и постановка судов в ремонтный док, спусковые дорожки, доковые опорные устройства, метод пяти моментов.

УДК 621.79.03

МОДЕРНИЗАЦИЯ СВАРОЧНОГО ПРОИЗВОДСТВА НА ООО «СЗ «ОКЕАН»

Северин В.В.[1], (руководитель сварочной группы ООО «СЗ «Океан»), Гладченко Д.С.[2], инженер.
ООО «Судостроительный завод «Океан»;
Украина, г. Николаев
v.severin@ocean-shipyard.com[1],
d.hladchenko@ocean-shipyard.com[2]

Аннотация. Представлен комплексный план развития сварочного производства на ООО «СЗ «Океан», разработанный с учетом требований международных стандартов и передового опыта других предприятий. План направлен на реорганизацию и модернизацию всех структурных составляющих системы управления сварочным производством.

Ключевые слова: система управления сварочным производством; контроль качества; сварочное оборудование; система подготовки персонала.

Вступительная часть. Сложная экономическая ситуация, в которой находилось предприятие «Судостроительный завод «Океан» последние несколько лет, привела к ухудшению состояния материально-технической базы и, как следствие, падению производительности труда и снижению квалификации основных производственных кадров. С приходом нового собственника перед руководством предприятия была поставлена амбициозная цель - привести производственную базу в соответствие с международным стандартом качества и повысить конкурентоспособность завода на мировом рынке.

Особая роль в ходе модернизации предприятия уделяется сварочному производству и обработке металлопроката, доля которых в общей трудоемкости выполняемых работ составляет 70%.

Основная часть. Сварка является специальным технологическим процессом, так как свойства всего комплекса сварных соединений не могут быть подтверждены путем анализа отдельных сварных швов, к тому же качество соединений не может быть обеспечено одним лишь визуальным контролем швов и измерением их геометрических параметров. В связи с этим международной организацией по стандартизации были разработаны стандарты ISO 3834:2010 «Требования к качеству выполнения сварки плавлением металлических материалов» и ISO 14731:2019 «Координация в сварке. Задачи и обязанности», выполнение которых гарантирует соответствие совокупности свойств сварных соединений определенному уровню качества.

Одной из главных целей, поставленных руководством предприятия, стало создание общезаводской системы контроля и управления сварочным производством, в полной мере соответствующей указанным стандартам. Реализация данной цели достигается следующим образом:

- создание в структуре предприятия отдельных подразделений, с четко определенной сферой ответственности в рамках системы управления сварочным производством;
- делегирование прав и обязанностей каждому из этих подразделений;
- организация координации между всеми подразделениями в рамках единой системы.

Структурная схема управления сварочным производством, с учетом взаимодействия всех ее элементов, изображена на рис.1.

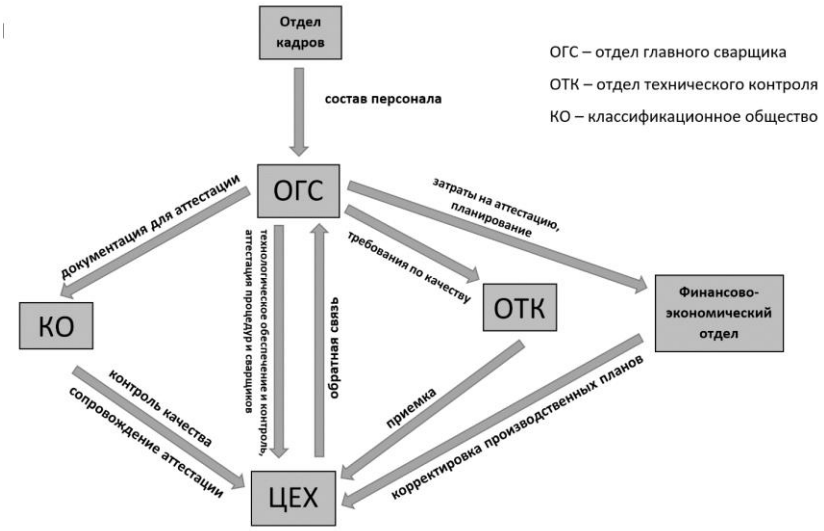


Рис. 1 Схема взаимодействия отделов в процессе организации сварочного производства

Для выполнения требований стандартов качества на предприятии вводится трехступенчатая система контроля: ОГС – Цех – ОТК. Основные этапы функционирования данной системы выглядят следующим образом:

- ОГС. Разрабатывает и согласует с организацией, обеспечивающей надзор, сварочные процедуры, на основании которых создает WPS (welding procedure specification - стандартизованный документ, содержащий все необходимые для выполнения конкретного сварочного процесса сведения). WPS является основным документом в процессе производства и контроля сварных соединений. Также ОГС проводит координацию работы сторон (цех – ОГС – ОТК) в процессе производства и контроля качества;

- Цех (мастера). Прорабатывает полученные WPS. Следит за соблюдением в производстве требований, прописанных в WPS. В случае нарушения требований ответственный мастер обязан остановить сварочный процесс, исправить обнаруженное нарушение и, если необходимо, привлечь к этому ответственного представителя ОГС. Мастер несет непосредственную ответственность перед специалистами ОТК при сдаче готовых сварных соединений;

- ОТК. Прорабатывает полученные WPS. Проводит приемку готовых сварных соединений. Специалисты ОТК имеют право остановить сварочное производство при обнаружении явных нарушений требований в процессе приемки готовых изделий либо на предшествующих этапах приемки. ОТК несет непосредственную ответственность перед заказчиком и организацией, осуществляющей надзор, за качество готовых сварных соединений.

Повышение производительности сборочно-сварочного производства. Реализация данной цели достигается за счет [1]:

- правильного проектирования производства и оптимальной организации межоперационных технологических переходов;

- комплексной механизации и автоматизации производства.

План и структура цехов предприятия «СЗ «Океан» изначально проектировались с учетом оптимальной организации производства. Автоматизация типовых сборочно-сварочных операций при производстве судокорпусных конструкций осуществлялась на механизированной поточной линии ESAB-HEBE. Сегодня многие агрегаты этой линии отсутствуют, а оставшиеся морально и физически изношены. Следовательно, требуется комплексная модернизация линии. Однако срок окупаемости дополнительных капиталовложений, с учетом текущей загрузки и мощностей предприятия, слишком велик, поэтому на данном этапе экономически целесообразно проводить «точечную модернизацию» за счет приобретения усовершенствованных моделей оборудования определенного типа, которое повысит производительность труда сварщиков и окупится в кратчайший срок.

Большинство элементов секций судов и мостов, которые изготавливаются в настоящее время на предприятии, – это полотнища с приваренными прямолинейными ребрами жесткости. Такая конструктивная конфигурация изделий позволяет в значительной мере автоматизировать процесс приварки набора, поэтому значительная часть продольных протяженных ребер жесткости приваривается на линии ESAB, оборудованной автоматическими сварочными головками типа А6. При этом, однако, процесс настройки

сварочных режимов осуществляется вручную оператором сварки, который проводит также визуальный мониторинг качества в процессе сварки соединения. Таким образом, в процессе автоматической сварки большое значение имеют квалификация и внимательность оператора.

Одним из путей повышения уровня автоматизации поточной линии представляется внедрение в производство програмно-управляемого процесса сварки с обратными связями [2]. Оснащение линии сварочной головкой типа ESAB A6S Arc Master, позволит в значительной мере нивелировать влияние оператора на сварочный процесс. Указанное оборудование обладает системой слежения и позиционирования, а также цифровой системой контроля с обратными связями. Комплексное использование этих систем гарантирует получение сварного соединения заданной геометрии, вне зависимости от изменения зазора, конфигурации кромок и других факторов, негативно влияющих на процесс сварки. Возможность записи параметров сварочных режимов в память системы управления автомата значительно упрощает процесс первичной настройки оборудования, что является особенно важным при обработке широкого диапазона толщин свариваемых изделий.

Следующий путь модернизации сварочного производства предусматривает мероприятия, направленные на повышение производительности труда путем замены имеющихся на предприятии мобильных сварочных автоматов типа weldtrac. Данные автоматы, несмотря на более высокую (по сравнению с полуавтоматической сваркой) производительностью процесса, обладают существенным недостатком – наличием лишь одной сварочной головки. Альтернативой данному оборудованию является применение сварочных автоматов типа ESAB A6 DK. Наличие двух независимых сварочных головок позволяет осуществлять сварку двусторонних тавровых соединений за один проход, что увеличивает производительность труда в два раза.

Эффективность производства повышается также за счет организационных мероприятий - глубокого разделения труда, введения поэтапной (конвейерной) сборки и распределения обязанностей между разными производственными участками. Так, например, изготовленные на отдельном участке узловой сборки малогабаритные элементы металлоконструкции (узлы) передаются на участок секционно-блочной сборки, что оказывается более эффективным, чем производство всей металлоконструкции на одном участке. Однако при этом возникла проблема, связанная с широкой номенклатурой изделий участка узловой сборки. Не существует способа сварки, обеспечивающего одинаково высокое качество изделий для всего диапазона толщин и марок материалов. Укомплектовать участок узловой сборки сварочным оборудованием для разных способов сварки (MIG / MAG, TIG, MMA), экономически нецелесообразно.

Выходом из данной ситуации является создание универсального сварочного поста, организованного по блочно-модульному принципу на основе мультипроцессорной сварочной системы. Ядро поста - мультифункциональная сварочная установка типа ESAB Aristo MIG 4004i Pulse, служащая источником тока для MIG/MAG, TIG, MMA способов сварки. Весомым преимуществом системы является наличие синергетического программного модуля, который автоматически поддерживает оптимальное соотношение параметров режима для каждой конкретной технологии сварки (формирование корневого / лицевого прохода при сварке трубопроводов, сварка в узкощелевую разделку, импульсная сварка тонколистового металла).

Идея универсального сварочного поста может быть реализована путем объединения указанной выше многофункциональной системы и устройств механизации сварочного процесса. Как показывает опыт, внедрение подобных устройств позволяет существенно повысить производительность сварочного процесса [3]. Механизировать процесс сварки кольцевых швов (трубопроводы, обечайки, наплавка тел вращения) позволят специализированные роликовые манипуляторы и опоры. Путем синхронизации скорости вращения манипулятора и настроек сварочного оборудования можно в широком диапазоне изменять параметры сварочного процесса, подбирая их оптимальное сочетание. Для сварки прямолинейных швов во всех пространственных положениях можно применять установки типа RailTrac. Все элементы данного поста объединены в систему, рабочие параметры каждого отдельно взятого устройства согласованы с режимами сварки, заданными сварочной установкой. При таком подходе к организации производственного процесса сварщик выполняет роль оператора сварочного процесса, способного обеспечить высокое качество вне зависимости от способа сварки и свариваемых материалов.

Следующим важным пунктом в модернизации сварочного производства является оборудование для ручной дуговой сварки (MMA). На предприятии данный способ сварки применяется в основном в процессе сборки металлоконструкций. При этом сварочное оборудование подключают к многопостовому источнику питания типа ВДМ через балластные реостаты. Учитывая крайне низкий КПД балластных реостатов и их физическую изношенность, данная технология требует существенной переработки.

На современном рынке сварочного оборудования имеется широкий выбор источников питания инверторного типа, которые лишены недостатков балластных реостатов, однако применение таких источников в судостроении связано с дополнительными затратами на обеспечение их высокой надежности в тяжелых условиях эксплуатации. Эти обстоятельства обуславливают весьма высокую цену источников (120-150 тыс. грн за единицу) [4].

Промежуточным вариантом между дорогими инверторными и дешевыми, но устаревшими балластными реостатами, является использование сварочных источников питания конверторного типа, которые по надежности превосходят инверторные, но при этом значительно дешевле их. Кроме того, сварочные конверторы могут в качестве источников питания использовать упомянутые выше выпрямители типа ВДМ.

Еще одним важным аспектом совершенствования сборочно-сварочного производства на ООО «СЗ «Океан» является процесс подготовки кромок сварных соединений. Качественно выполненная разделка кромок, обеспечивающая равномерную геометрию сварного соединения, существенно снижает как трудоемкость всего технологического процесса сварки, так и расход сварочных материалов. На сегодняшний день на предприятии технология снятия фаски с кромки листового проката обеспечивается применением механизированной газокислородной резки на установках типа «Смена-2М».

Альтернативой газокислородной резки служит плазменная резка, обладающая рядом существенных преимуществ [5].

Во-первых, высокая концентрация энергии при резке плазмой обеспечивает более высокую скорость обработки, а также существенно снижает тепловложение и, как следствие, остаточные деформации, неизбежно возникающие в процессе термической резки металла.

Во-вторых, плазменная резка характеризуется отсутствием грата и более высокой чистотой поверхности реза, что существенно снижает трудоемкость последующей механической обработки кромок после снятия фасок.

В-третьих, плазмотрон - более универсальный, по сравнению с газокислородным резаком, инструмент, позволяющий обрабатывать не только конструкционные низколегированные стали, но и высоколегированные и нержавеющие стали, а также алюминиевые сплавы.

Результаты экономической эффективности применения плазменной резки подтверждаются данными по основным параметрам технологического процесса (табл. 1).

Таблица 1. Сравнение параметров газокислородной и плазменной резки 1 м листовой стали толщиной 20 мм (по данным сайтов производителей оборудования ООО «Техногаз» и ESAB).

Способ резки	Параметр				
	Расход				Время резки, мин.
	кисло-род, л	природный газ, л	сжатый воздух, л	электро-энергия, кВт	
Газокислородная	390	72	-	-	3,2
Плазменная	45	-	45	1,5	0,6

Следующее направление – это система обеспечения сварочного производства. Во многом качество сварки зависит не только от непосредственного технологического процесса получения сварных соединений, но и от системы обеспечения этого процесса, которая включает в себя:

- входной контроль сварочных материалов;
- хранение и подготовку сварочных материалов;
- поверку и наладку сварочного оборудования.

Для создания условий хранения и подготовки сварочных материалов планируется организовать складские помещения с возможностью контроля параметров среды (температура, влажность). Каждое помещение обеспечивается печью для просушки электродов. В цехе с большим объемом использования автоматической сварки под флюсом необходимо создать систему рекуперации сварочного флюса.

Входной контроль сварочных материалов производится путем:

- проверки соответствия маркировки на упаковке данным сертификатов и документации на партию сварочных материалов;
- механического испытания контрольных проб.

Для выполнения последнего пункта требуется воссоздать и провести аттестацию заводской сварочной и механической лабораторий, обеспечить их всем необходимым оборудованием и специалистами.

Важное место в процессе управления сварочным производством занимает контроль состояния сварочного оборудования. Поэтому все без исключения оборудование должно проходить ППР согласно требованиям регламентов, утвержденных на предприятии.

Сварочные источники питания являются специфическим оборудованием, процедура их поверки, наладки и испытания, обусловлена рядом особенностей и требует соблюдения методик проведения испытаний. Некачественная поверка сварочного оборудования приводит к несоответствию показаний приборов индикации и реальных параметров сварочного процесса, что в итоге приводит к нарушению требований техпроцесса и появлению дефектов.

Существует специальное контрольно-измерительное оборудование, разработанное специально для диагностики сварочных источников питания. Примером такого оборудования является прибор WeldScanner Validator (производитель - концерн ESAB). Данное устройство позволяет проверять сварочное оборудование всех марок в соответствии со стандартом EN 50504, обеспечивает точное измерение сварочного напряжения, тока, скорости подачи проволоки т. д. Также прибор имеет два дополнительных канала, с помощью которых возможно измерение скорости перемещения. Гарантируется качественный контроль параметров источников питания сварочного тока для всех способов сварки: MMA, MIG/MAG, SAW, TIG.

Учитывая количество и реальное состояние оборудования на предприятии, приобретение данного контрольно-измерительного прибора экономически более целесообразно, чем постоянное привлечение сторонней фирмы для поверки и калибровки источников сварочного тока.

Повышение квалификации персонала. При любом уровне автоматизации и механизации сварочных процессов главной производительной силой остается человек. Уровень подготовки сварщиков и ИТР, участвующих в сварочном производстве – фактор, способный как усилить достоинства, так и нивелировать недостатки системы управления сварочным производством. Поэтому на предприятии «СЗ «Океан» вопросу подготовки кадров уделяется большое внимание.

В Украине действует международная квалификационная система подготовки персонала сварочного производства [6]. Наше предприятие взаимодействует с ИЭС им. Патона, где осуществляется подготовка кадров в рамках специальной программы. Также завод постоянно пользуется услугами Судостроительного учебного центра сварочной техники (СУЦСТ) на базе НУК им. адм. Макарова по аттестации сварочного персонала. Однако, этого на данный момент недостаточно. Для повышения квалификации сварщиков, привлечения молодежи и подготовки персонала до уровня, соответствующего высочайшим требованиям, на территории завода планируется создать центр подготовки сварщиков, в котором будет проводиться теоретическая и практическая подготовка, плановая проверка квалификации сварщиков.

На предприятии вводится система всеобщего контроля квалификации сварочного персонала, согласно которой каждый работник обязан периодически проходить проверку путем сварки контрольного образца.

Также планируется наладить взаимодействие с НУК им. адм. Макарова по созданию совместной программы подготовки бакалавров и магистров в области сварочного производства. Будут созданы условия для прохождения практики студентами старших курсов непосредственно на предприятии.

Учитывая масштабность и сложность поставленных задач, а также требуемый уровень финансирования, весь план реорганизации сварочного производства был разбит на ряд последовательных этапов и направлений (табл. 2). После выполнения каждого из этапов будет проведен анализ эффективности принятых решений, в случае необходимости введены корректировки в общий план.

Таблица 2. Этапы реализации плана по модернизации сварочного производства.

Этап	Материально-техническое обеспечение	Подготовка персонала	Контроль качества
1	Полная диагностика и наладка сварочного оборудования. Ремонт и наладка оборудования лаборатории механических испытаний.	Разработка и внедрение WPS. Составление графиков проведения всеобщей аттестации. Подготовка сварщиков к проведению аттестации.	Внедрение организованной 3-х сторонней системы контроля качества.
2	Организация сварочной лаборатории.	Проведение аттестации сварщиков и сварочных процедур.	Обеспечение условий хранения и подготовки сварочных материалов.

3	Закупка нового оборудования для производственных цехов и лабораторий	Организация учебно-аттестационного центра. Внедрение системы контроля квалификации сварщиков	Организация системы входного контроля качества.

Выводы. 1. Предложенная комплексная система организации, управления и контроля направлена на обеспечение качества сварочных процессов и повышение эффективности сварочного производства на предприятии ООО «СЗ «Океан».

2. Главными целями создания системы управления сварочным производством являются: общий контроль и мониторинг процессов в рамках всего предприятия; постоянное повышение производительности труда; повышение квалификации персонала.

3. При разработке и внедрении системы следует опираться на требования международных стандартов ISO 3834:2010 «Требования к качеству выполнения сварки плавлением металлических материалов» и ISO 14731:2019 «Координация в сварке. Задачи и обязанности», а также передовой опыт других предприятий в области изготовления металлоконструкций.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

[1] Драган, С. В, Сімутєнков, И. В., Голобородько, Ж. Г. (2017). *Технологія зварювання суднових корпусних конструкцій*. Миколаїв: НУК.

[2] Горбач, В. Д. (2001). Этап совершенствования технологии сварки под флюсом в судостроении. *Автоматическая сварка*, 3, 29-34.

[3] Лендел, И. В., Лебедев, В. А., Максимов, С. Ю., Жук, Г. В. (2017). Автоматизация сварочных процессов с использованием механического сварочного оборудования. *Автоматическая сварка*, 5-6, 99-104.

[4] Карасев, М.В., Работинский, Д.Н., Павленко, Г.В., Сорока, В.Л., Базарненко, С.Л., Беляев, А.Е. (2007). Новая серия сварочных конверторов КСУ-320, КСУ-400, КСУ-500 для ручной дуговой механизированной и аргонодуговой сварки. *Сварщик*, 4, 12-15.

[5] Голобородько, Ж.Г. (2013) Опыт Херсонского судостроительного завода по применению плазменной резки. *Автоматическая сварка*, 2, 43-48.

[6] Проценко, П. П. (2012). Международная квалификационная система подготовки персонала сварочного производства в Украине. *Автоматическая сварка*, 2, 54-56.

Severin Vitalii V., Hladchenko Dmytro S.

Modernization of welding production at LLC “Shipyard “Ocean”

Annotation. Taking into account, the requirements of international standards and the best practices of other enterprises, at LLC “Shipyard “Ocean” developed a comprehensive development plan for welding production. This plan is aimed at the reorganization and modernization of all structural components of the welding production control system.

Keywords: welding control system; quality control; welding equipment; staff training system.

УДК 629.5.081.326

УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКТИВНОГО ВУЗЛА З’ЄДНАННЯ ПОПЕРЕЧНОЇ ДІАФРАГМИ З ДНИЩЕМ ПОНТОНА КОМПОЗИТНОГО ПЛАВУЧОГО ДОКУ

Щедролосєв Олександр Вікторович, доктор технічних наук, професор[1],
Коннов Володимир Миколайович, головний конструктор[2],
Узлов Олександр Миколайович, старший викладач[3],
Кириченко Костянтин Володимирович, викладач[4]
[1,3,4] Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
[2] Державний завод «Палада»
Україна, Херсон
[1] http://orcid.org/0000-0001-7972-3882, [3] https://orcid.org/0000-0002-3790-5669,
[4] http://orcid.org/0000-0002-0974-6904

Анотація. *Проведено аналіз особливостей конструювання вузла з’єднання поперечної діафрагми з днищем понтона композитного плавучого доку, описано складнощі, які при цьому виникають. Розроблено*

конструкцію та технологічні рекомендації побудови вузла з'єднання поперечної діафрагми з днищем понтона. Наведено переріз традиційної схеми конструкції композитного доку та розроблено удосконалену конструктивно-технологічну схему композитного доку, яка дає змогу зменшити металоємність при побудові плавучих композитних доків.

***Ключові слова**: композитний плавучий док; залізобетонний понтон; поперечна діафрагма, конструювання доків.*

З врахуванням тенденцій збільшення частки судноремонтних робіт та необхідності обслуговуванні підводної частини суден, зберігається підвищений попит на плавучі доки. З економічної точки зори побудова плавучих композитних доків є більше доцільною. Ставлячи задачу раціоналізувати існуючі конструкції плавучих доків, необхідно зменшити металоємність понтона, для цього необхідно розробити конструктивно-технологічні вузли з'єднання частин понтона [1].

Мета дослідження: для зниження собівартості конструкцій композитних плавучих доків необхідно розробити конструктивно-технологічні вузли з'єднання частин понтона та перевірити їх міцність. Дана робота присвячена удосконаленню конструкції вузла з'єднання поперечної діафрагми з днищем понтона.

Основний текст: Корпус доку складається із залізобетонного понтону (днище, зовнішня обшивка, внутрішні поздовжні і поперечні конструкції) і двох сталевих башт (зовнішня і внутрішня обшивка, палуби, платформи, перегородки і набір, що підкріплює їх). Під час експлуатації доку на його корпус діє маса самого доку, сили підтримки, маса баласту, тиск судна, яке докується, вітрове навантаження, а під час перегону морем док отримує додаткові зусилля від вигину і кручення, хвильових ударних навантажень. При розрахунку основних зв'язків, що сприймають навантаження від судна, що докується, вважають, що зовнішні сили, що діють на систему док-судно, сприймаються корпусом доку і судна. Загальний момент, що вигинає, на міделі системи док-судно розподіляється між корпусом доку і судном пропорційно їх міцності. Тому за розрахунковий момент, що вигинає, приймають менший з моментів, який може виникнути під час експлуатації. При докуванні судна частина моменту, що вигинає, може бути понижена прийомом баласту. Величину вигину в допустимих межах зазвичай утримують прийомом водяного баласту[2]. На рис. 1 наведено поперечний перетин композитного плавучого доку «класичної конструкції».

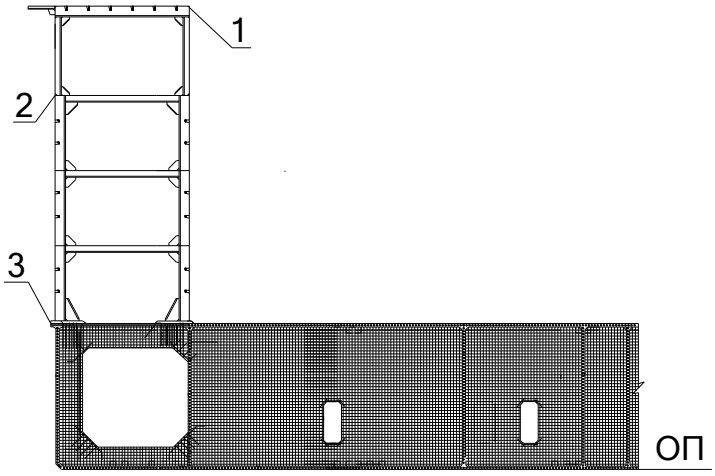


Рис. 1. Поперечний перетин композитного плавучого доку
«класичної конструкції»,
де 1 – топ-палуба, 2 – палуба безпеки, 3 – стапель палуба

Понтон доку ділять поздовжніми водонепроникними перегородками на декілька самостійних відсіків, які потрібні для забезпечення необхідної остійності при спливанні або зануренні доку без крену і число яких залежить від вантажопідйомності доку. Вони є основними зв'язками, що сприймають навантаження від центральної і бічних кільових доріжок. Центральну кільову доріжку розміщують над діаметральною перегородкою. Водопроникні поперечні перегородки встановлюють на відстані 1,5 м один від одного. Рамні шпангоути башт є продовженням поперечного набору понтонів. У краях понтона для збільшення робочої довжини стапель-палуби, яка зазвичай складає 0,8-0,9 довжини судна, встановлюють майданчики (кріноліни) з дерев'яним або металевим настилом.

У конструкції понтона доку зі зменшеною металоємністю поперечні перегородки встановлюють на відстані 3 м один від одного, а конструкція нижньої бетонної частини башт доку виконується без використання традиційних шпангоутів, флорів і бімсів [3]. Продовжуючи розробки [4], удосконалено вузол з'єднання днища понтона з поперечною діафрагмою. На рис. 2 наведено поперечний перетин композитного плавучого доку зі зменшеною кількістю набору у понтоні. Башта приварюється до вкладного елементу та з'єднується з понтоном.

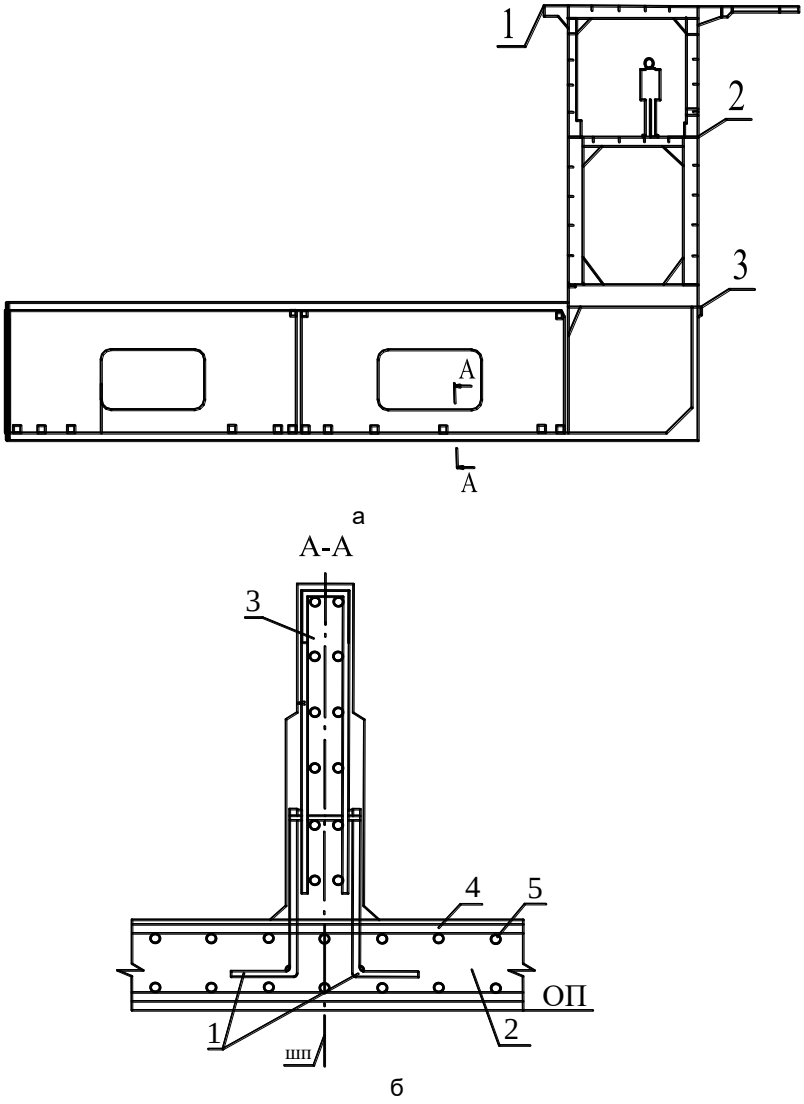


Рис. 2. Поперечний перетин композитного плавучого доку зі зменшеною кількістю набору у понтоні: а – вид на з'єднання башти з понтоном, де 1 – топ-палуба, 2 – палуба безпеки, 3 – стапель палуба, б – розріз А-А, де 1 - заставна деталь для кріплення зовнішнього та внутрішнього борту башти, 2 - залізобетонний понтон, 3 - поперечна діафрагма, 4 - продольна арматура, 5 - поперечна арматура.

Висновки. Розроблена конструкція та технологічні рекомендації побудови вузла з'єднання поперечної діафрагми з днищем понтона композитного плавучого доку, які дають змогу будувати плавучі композитні доки зі зменшеною кількістю набору у понтоні, за рахунок збільшення відстані в 2 рази між перегородками, що призводить до зниження металоємності конструкції доку.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Рашковский, А.С., Слуцкий Н.Г., Коннов В.Н., Щедролосев А.В., Узлов А.Н.. (2008). *Проектирование, технология и организация строительства композитных плавучих доков большой подъемной силы*: монография. – Николаев : РАЛ-полиграфия.

[2] Щедролосев О.В., Рашковський О.С., Прудивус В.П., Узлов О.М. (2011). *Основи проектування плавучих доків.* Навчальний посібник. – Миколаїв: РАЛ-полиграфия.

[3] Щедролосєв О.В., Кириченко К.В. (2020). *До питання побудови плавучих композитних доків зі зменшеною кількістю набору у понтоні.* Матеріали XII Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті MINTT-2020». – Херсон: ХДМА.

[4] Щедролосєв О.В., Коннов В. М., Узлов О. М., Кириченко К.В. (2020). *Удосконалення конструктивного вузла з'єднання металевої башти із залізобетонним понтоном.* Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю «Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд». – Миколаїв: НУК.

Shchedrolosiev Oleksandr, Konnov Volodymyr, Uzlov Oleksandr, Kyrychenko Kostiantyn

Improvement of the structural node connecting the transverse diaphragm with the bottom of the pontoon of the composite floating dock

Abstract. *The analysis of the design features of the node connection of the transverse diaphragm with the bottom of the pontoon of the composite floating dock is carried out. The design and technological recommendations for the construction of the junction of the transverse diaphragm with the bottom of the pontoon have been developed. A cross-section of the traditional scheme of composite dock construction is given and an improved constructive-technological scheme of composite dock is developed, which allows to reduce metal consumption during construction of floating composite docks.*

Keywords*: composite floating dock; reinforced concrete pontoon; transverse diaphragm, dock construction.*

УДК 629.5.04:629.514

СТАЦІОНАРНІ ЖИТЛОВІ СПОРУДИ НА ВОДІ: КОРОТКИЙ ОГЛЯД ТА ІСТОРИЧНИЙ АНАЛІЗ

Щедролосєв Олександр Вікторович, д-р. техн. наук, професор[1];
Терлич Станіслав Володимирович, канд. техн. наук [2];
Коновалова Ганна Василівна, канд. істор. наук, доцент [3];
Щедролосєв Микола Олександрович, магістрант [4];
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, м. Миколаїв
[1]ORCID: 0000-0001-7972-3882, [2]ORCID: 0000-0002-6044-3087,
[3]ORCID: 0000-0003-1215-849X, [4]ORCID: 0000-0002-8297-6888

Анотація. *Проведено огляд та історичний аналіз розвинення житла на воді, під водою та над водою*
Ключові слова: *модульні плавучі будинки, аналіз побудови та формування, історія архітектури на воді.*

Актуальність дослідження. Річка або інше водоймище в сучасному місті є важливим містобудівним фактором. Прирічкова архітектура відбиває художньо-стилістичні особливості міст на річках, формує «фасад міста» і багато в чому визначає просторово-композиційний розвиток набережних.

У цей час крім прирічкової архітектури важливим елементом містобудівної структури є будинки й спорудження, побудовані на воді та над водою. Сучасна надводна архітектура визначилася у дві групи об'єктів і включає безліч типологічних одиниць. Перша група – це великі гідротехнічні спорудження на річках, серед яких канали, дамби, шлюзи, греблі, мости. Об'єкти даної групи є стратегічно важливими й розглядаються як частина інфраструктури регіону у якому вони локалізуються, а також країни в цілому.

Друга група надводної архітектури включає будинку й спорудження із суспільною та житловою функцією. Незважаючи на відмінність функцій, об'єкти даної групи мають загальну конструктивну схему, яка представлена двома складовими: плавучою основою і надбудовою.

У суднобудуванні подібний тип спорудження одержав назву дебаркадер (від франц. debarcadere, debarquer – вивантажувати, висаджувати). Також у дослідженні розглядаються особливості архітектурної організації типологічного різновиду дебаркадера – брандвахти та інших плавучих будинків.

У судновій термінології брандвахта (нім. brandwacht, від brand – пожежа, і wacht – варта) – несамохідне допоміжне судно, що служить житлом для працівників землечерпальних споруджень, водолазних станцій, дослідницьких партій і т.п. У світовій архітектурній практиці житлові й суспільні спорудження на плавучій

основі одержали назву «Houseboat» (від англ. house – будинок, boat – човен). У Європі сучасні житла на воді прийнято називати waterwilla (від англ. water – вода, willa – вілла).

Розвиток житлових споруд на воді, особливо останнім часом, свідчить про **актуальність** даного дослідження і визначає **мету дослідження**, яка полягає у виявленні особливостей архітектурної типології плавучих будинків в Україні та світі.

Відповідно до поставленої мети необхідно розв'язати наступні задачі:

- виявити історичні передумови проектування та будівництва споруджень на плавучих основах;
- провести аналіз вітчизняного та закордонного досвіду проектування та будівництва сучасних дебаркадерів і споруджень на плавучих підставах;
- на основі узагальнення досвіду проектування й будівництва плавучих будинків виявити їхні типологічні особливості й скласти їхню класифікацію;
- простежити функціональну еволюцію плавучих будинків;
- виявити особливості функціонально-планувальної організації для плавучих несамохідних об'єктів і об'єктів над водою;
- розробити модель архітектурно-типологічного розвитку об'єктів на воді на водних об'єктах України та дати рекомендації з їхнього проектування.

Теоретичною базою дослідження послужили наукові праці в області проектування та будівництва плавучих доків, дебаркадерів, брандвахт і понтонів, нормативна й правова база Регістру, а також дослідження з формування архітектурної типології будинків і споруджень. По архітектурі річкових вокзалів і павільйонів – праці М.С. Єленского, Б.В. Іонова, Р.Я Хигера. По архітектурі малоповерхових житлових будинків на воді – праці І.С. Економова, О.А. Шумскої, З.З. Зиятдинова. Питанням архітектурного формування адаптивної архітектури й мобільного житла присвячені праці Н.А. Саприкіної, А.В. Панфілова, Л.Ю. Анісімова, У.Є. Баришева, У.А Пахомова. З питань архітектурного розвитку й реконструкції набережних – праці Д.В. Литвинова, Е.В. Гуськовой. По залізобетонному суднобудуванню й історії річкового флоту – праці Н.Г. Слуцкого, В.Н. Коннова, І.Н. Сиверцева, В.В. Лесюкова, А.І. Шубіна, Н.П. Боголюбова, С.В. Старикова, Г.В. Алексушина, Ю.А. Шиманського, К.П. Боклевского, Н.М. Егорова, Г.В. Танхельсона, Г.Д. Булаха.

Найширше розповсюдження хаусботи отримали у Нідерландах. В країні досить багато широких річокк із незначною швидкістю течії; великий відсоток громадян віддав перевагу житлу на воді періодично покидаючи місця стоянки та відправляючись у подорож. Через це держава навіть була вимушена вжити заходи щодо обмеження будування таких плавучих споруд [2].

В Україні зацікавленість до хаусботів виникла наприкінці 2000-х років. У значному ступені це пов’язано через надмірні ціни на житло. Проектування та будівництво перших хаусботів в Україні проводились без урахування спеціальних технічних норм та вимог класифікаційних товариств. Склад та розміри приміщень приймалися за аналогами стаціонарних одноповерхових будівель, що не завжди враховувало специфіку експлуатації хаусбота, а також сезонність його використання. В наш час більшість вітчизняних плавучих будинків спроектовано на клас Регістру судноплавства України для річкових суден [3].

В той же час виникла необхідність в технологічній модернізації стаціонарних та плавучих споруд враховуючи вимоги міжнародних стандартів відносно будівельних норм, що, в свою чергу, призвело до питання удосконалення технологій формування хаусботів, в тому числі із використанням модульних технологій. Недостатність вивчення проблеми типологічної та модульно-просторової організації побудови плавзасобів, які розглядаються, зумовили необхідність розробки нових тенденцій у методиці їх проектування, функціонального зонування та планування. Все це ще раз підтверджує актуальність даного дослідження та визначає основну задачу, яка полягає у виявленні особливостей проектно-конструкторських та технологічних особливостей виготовлення хаусботів, адаптованих під водоймища України.

Основний текст. Сучасний стан проектування та будівництва архітектурних об’єктів на воді досить різноманітний. У результаті аналізу різноманітних плавучих споруд та споруд на воді була розроблена відповідна типологія. До основ класифікації належать основні відмінно-конструктивні ознаки спорудження хаусботів на воді, над водою та під водою.

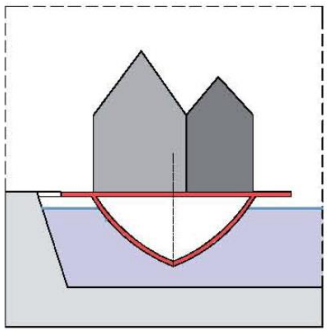
Критерії формування типових об’єктів на воді з урахуванням конструктивно-технологічних особливостей та морехідних якостей наступні.

Плавучі основи – об’єкт має плавучість, але є несамохідним; має фіксоване постійне місцезнаходження, тобто є аналогом судна пришвартованого до берегової споруди (рис. 1).

До таких споруд зі *статичними плавучими основами* відносять:

- пришвартовані будинки на основі остову судна;
- будинки на різноманітних понтонних основах;

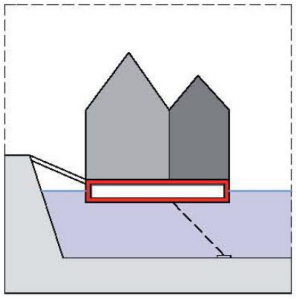
- будинки із геометричним корпусом-понтоном;
- будинки на плотах.



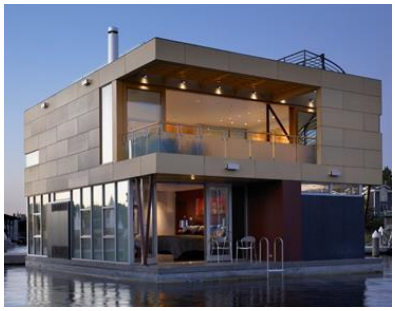
Пришвартований будинок на корпусі судна



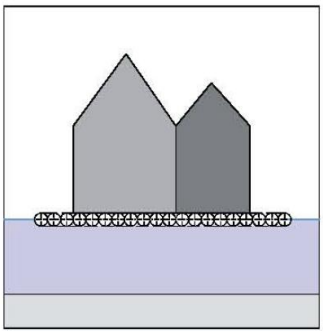
Будинок на баржі, Амстердам (http://polostroy.org/)



Будинок на бетонній подушці



Плавучий офіс у Празі (http://radio.cz/)



Будинок на плотах із колод



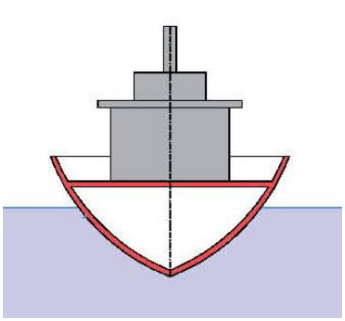
Будинок на плоту у Мельбурні (http://kultimatum.ru/)

Рисунок 1 – Плавучі будинки із статичними основами

Динамічні плавучі основи відрізняються тим, що об'єкт окрім плавучості має інші морехідні якості, а саме ходовість та керованість, тобто має можливість переміщення по акваторії самостійно, або за рахунок буксирування іншими суднами (рис. 2).

До споруд із динамічними плавучими основами відносять:

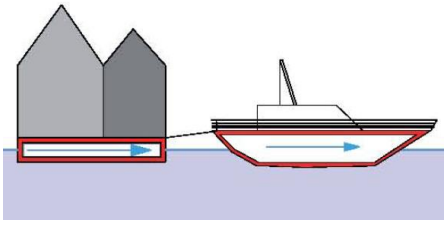
- катери;
- круїзні лайнери «вихідного дня»;
- плавучі лайнери-міста на воді.



Будинок на корпусі судна



Будинок на самохідній баржі в Антверпені (http://fresher.ru/)



Будинок на полій бетонній подушці який буксирується та будинок-яхта



Будинок на бетонному понтоні буксирується будинком-яхтою катамаранного типу

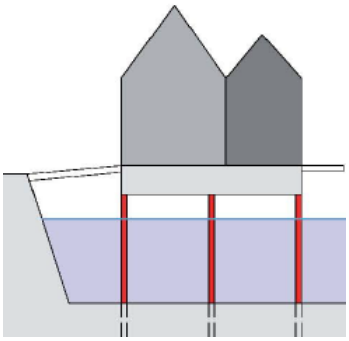
Рисунок 2 – Види споруд на воді із динамічними плавучими основами

До самохідних споруд із динамічною основою слід віднести:

- будинки на дебаркадерах, що буксируються;
- понтонні споруди, переправи;
- переобладнані під житло та інші функції судна та інші плавучі споруди.

Неплавучі основи – об'єкт частково має плавучість за рахунок власних конструктивних особливостей. Неплавучі основи нараховують п'ять способів утримання на поверхні води (рис. 3).

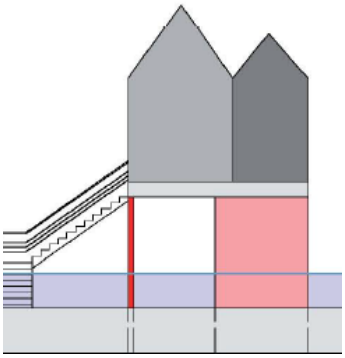
Слід зазначити, що наявність на об'єктах, які розглядаються, головної енергетичної установки не передбачає переходи на велику дальність. Через це для економічної доцільності використовуються електромотори або двигуни на альтернативних джерелах енергії, які не наносять шкоди оточуючому водному середовищу, не видають шумів та прості в експлуатації.



Будинок на палях



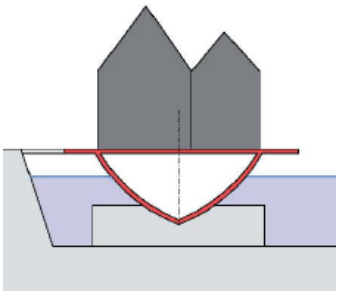
Готель на палях, острови Кука (http://robo-hunter.com/)



Будинок на пілонах



Вілла «Савой» під Парижем (http://museum-design.ru/)



Корпус судна на бетонній основі



Eco-tech loftboat, Бельгія [4]

Рисунок 3 – Види неплавучих основ хаусботів

Насипні фундаменти: об'єкт формується на штучному насипу-основі.

В першу чергу робиться обв'язування груп валунів або інших більш мілких камінів на дні водоймища для використання їх у якості жорстких стержнів. Після цього шляхом намиття на них піску чи іншого матеріалу насипу-основі надається необхідна геометрична форма. Дане технологічне рішення відмінно себе зарекомендувало при створенні відомих штучних островів у Арабських Еміратах. Можливі також комбінації з насипних та палевих конструкцій.

Палеві фундаменти: об'єкт має палеве конструктивне рішення для різноманітних глибин. Використання палевих конструкцій добре відоме ще з часів перших поселень на воді. І якщо використання стовбурів дерев у якості основного матеріалу раніше було єдиним рішенням, враховуючи підвищення міцності характеристик деревини у процесі взаємодії з водою, то в наш час конструктивні композитні матеріали активно витіснили традиційні. У сучасній інженерній практиці проектування стаціонарних та плавучих споруд на шельфі морів та океанів існує ряд конструкторсько-технологічних рішень, які охоплюють у собі як палеві так і намивні технології разом із створенням шарів валунів та плит-основ. До споруд із палевими фундаментами відносять ряд висотних об'єктів на воді:

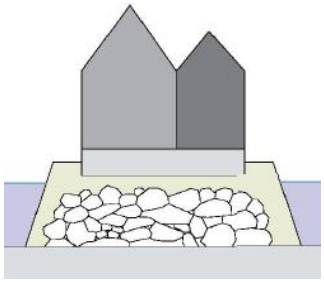
- маяки на палях;
- фортифікаційні споруди;
- житлові платформи нафтобурових установок;
- житлові платформи морських шахт;
- опори багатопрольотних мостів.

Пілонні фундаменти: об'єкт має пілонне конструктивне рішення, яке працює на міцність, жорсткість та стійкість аналогічно палевому. Використання пілону або системи пілонів дозволяє підвищити конструктивні, функціональні та естетичні характеристики житлових та спеціальних споруд на воді. Перерозподіл навантаження несучої конструкції дає можливість функціонального зонування приміщень будинку. Сукупність пілонних та палевих конструкцій надає можливість розширення діапазону проектних рішень.

Будинки на забетонованих корпусах суден: об'єкт уявляє собою старий (який не експлуатується за призначенням) корпус судна, який з тих чи інших причин не має достатніх морехідних, міцнісних та інших

якостей. Корпус судна бетонується (створюється бетонна подушка між корпусом та ґрунтом водоймища). Це робиться в тому випадку, якщо корпус має пробоїни, конструктивні дефекти набору та/або обшивки, платформ, настилів.

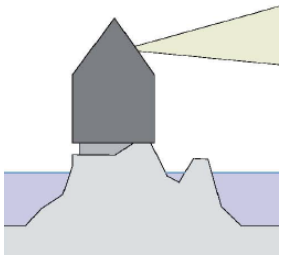
Будинки на твердих природних основах: об'єкт вільно опирається та тверду кам'яну, або іншого типу тверду основу. При цьому жорстка несуча властивість забезпечена за рахунок комбінування бетонування плити фундаменту із твердою породою або за рахунок палевих конструкцій. Типовим прикладом можуть служити різноманітні будинки біля води на скелях, різні типи маяків, які розташовано на скелистих виступах із води на віддаленій відстані від берега із відносно малими глибинами для безпечного проходження крупних суден та інших плавучих засобів (рис. 4).



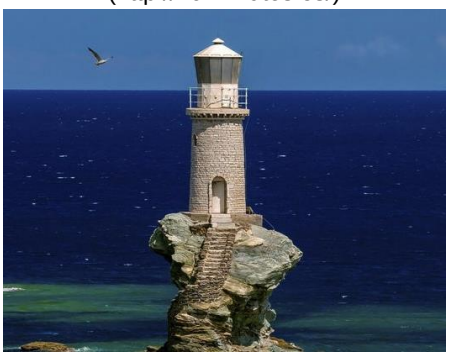
Будинок на намитій основі



Palms Islands Resort, м. Дубаї (http://20 minutos.es/)



Будинок на скелевій та бетонній основах



Маяк на скелі Андрос (Греція) (http://teletype.in/)

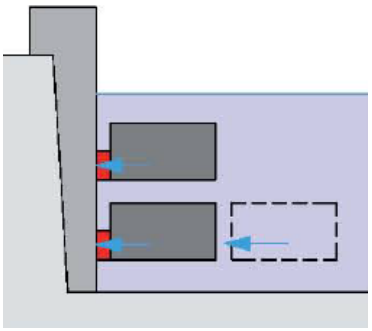
Рисунок 4 – Види будинків на штучних та природних морських основах

Підводні основи – об'єкт знаходиться під водою на визначеній відстані від поверхні. Ця відстань може визначатись самим об'єктом, як наприклад на приватних прив'язних чи автономних субмаринах, або виключно конструкцією основного несучого підводного елементу, частини споруди під водою, до якої кріпиться чи пристиковується підводний об'єкт: герметичні капсули-люфти, апартаменти із видом на морське дно, які виготовлені використовуючи технології побудови субмарин. На сьогоднішній день існують два рішення із можливості перебування туристів під водою у апартаментах.

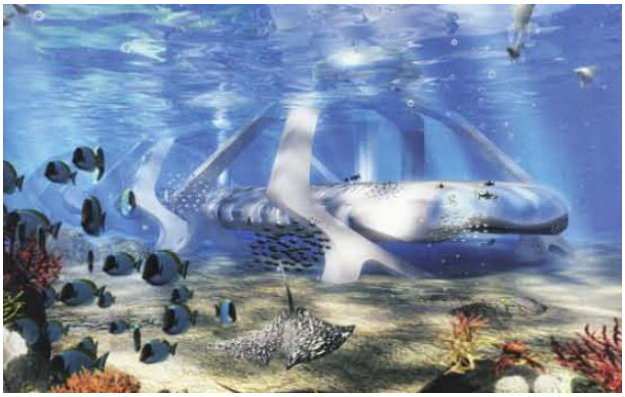
Статичні підводні споруди: об'єкт знаходиться на заданій відстані від поверхні води, має фіксоване положення за рахунок додаткових конструктивних рішень (рис. 5).

Споруда може знаходитися безпосередньо на морському дні, а доступ до них може бути реалізований виключно за рахунок інших підводних плавучих засобів, які можуть до них пристиковуватись.

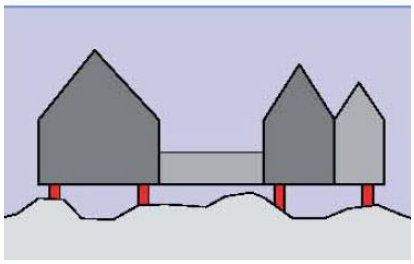
Споруди даного типу можуть використовуватись у якості науково-дослідних лабораторій, підводних готелів та баз відпочинку, але доступ до них пов'язаний із великим ризиком та вимагає початкової водолазної підготовки.



Підводні капсули приєднані до комунікацій



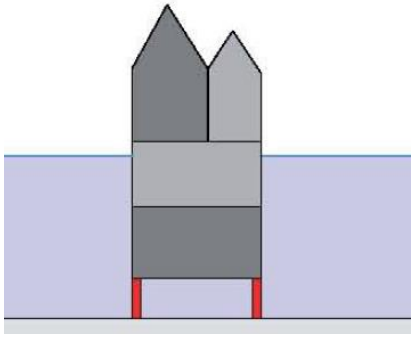
Підводний готель «Seven ocean» [7]



Підводні капсули-будинки на ґрунті водоймищ



Підводний готель «Planet Ocean», Флоріда, США (http://RuYachts.com/)



Будинок на палях із підводними поверхами

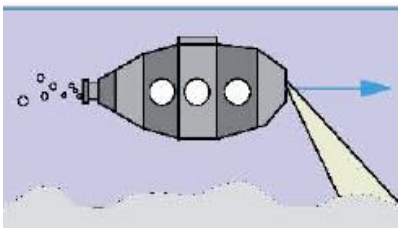


Готель «Otter Inn», Швеція (http://OrangeSmile.com/)

Рисунок 5 – Статичні підводні споруди

Більш раціональним рішенням є жорстке закріплення такого об’єкту до дна водоймища та при цьому формування як підводних, так і надводних ярусів. Взагалі до статичних підводних споруд можна віднести різні типи підводних готелів, підводні ресторани, підводні акваріуми, підводні музеї, підводні навчальні лабораторії.

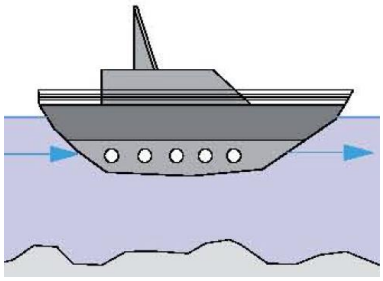
Динамічні підводні споруди: об’єкт повністю або частково знаходиться під водою та має можливість просторового переміщення (рис. 6).



Підводні приватні субмарини



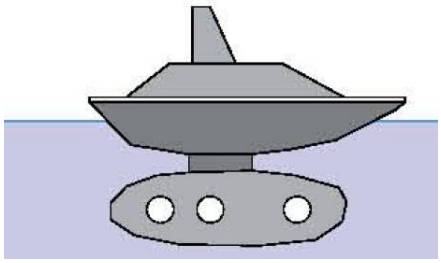
Туристичний човен «Садко», РФ (http://visacomtour.ru/)



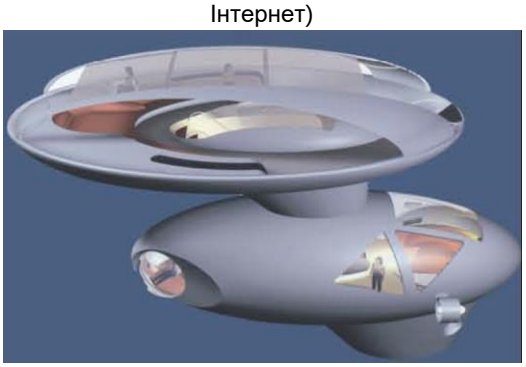
Судно-готель із підводними каютами



Проект готелю «Sea Venture» (фото із мережі Інтернет)



Яхта-будинок із підводним відсіком



Проект «Polinarius», Німеччина [6]

Рисунок 6 – Динамічні підводні споруди

На рис. 7 зображено проект Еберхарда Зейдлера у місті Торонто (Канада), який уявляє собою штучний півострів із причалами для яхт та п'яти павільйонів на палях та пілонах. Побудований у 1968-1972 роках на озері Онтаріо.



Рисунок 7 – Проект Еберхарда Зейдлера [7]

Вивчення еволюції типів споруджень на плавучих основах дозволило простежити процес формування типології плавучих будинків, прообразами яких були одночасно як судна, так і спорудження на суші.

Розглянуті наступні історичні прототипи споруджень на плавучих основах: житло на плавучій основі; культові спорудження; суспільні спорудження. На основі історичного аналізу споруджень на плавучих основах виявлені основні типи конструктивних основ – човнове, плотове й понтонне. Виявлені історичні етапи формування архітектури будинків на воді:

- дореволюційні дебаркадери (казенні пристані й дебаркадери пароплавних суспільств);
- радянські дебаркадери (дебаркадери ранньої побудови – 1925-1935 рр., післявоєнний період – 1948-1967 рр., дебаркадери пізньої побудови – 1967-1991 рр.);
- сучасні плавучі будинки (серед них як реконструйовані дебаркадери, так і проекти кінця XX – початку XIX вв.).

Визначено, що кожний історичний етап характеризується появою нових типів плавучих будинків.

Визначені фактори, що впливають на розвиток функціональної еволюції:

- соціально-економічні зміни в країні;
- ускладнення структури портів і пристаней;
- розвиток технологій будівництва на воді;
- потреба естетичної організації прибережних територій;
- модернізація річкової інфраструктури;
- пошук нових видів організації житла (житло на воді).

У функціональній еволюції хаусботів виявлено п'ять основних етапів розвитку. Кожний етап характеризують: домінуюча функція, супутні функції, втрачені функції, потенційні функції.

У сьогодення в нашій країні існує ряд факторів, що перешкоджають широкому поширенню плавучих будинків на водоймах України:

- кліматичні фактори: низькі температури взимку, коли більшість водойм замерзає;
- законодавчі обмеження: усі плавучі будинки повинні відповідати правилам Регістру та мати офіційні документи, що дозволяють їхню експлуатацію;
- конструктивні й технічні обмеження, які визначають запас плавучості, осадки основи, максимальне навантаження.

У ході порівняльного аналізу сучасних вітчизняних і закордонних споруд на плавучих основах визначені наступні тенденції проектування:

- українськими й закордонними архітекторами розробляються концепції розвитку надводної архітектури. Дослідження закордонних архітекторів присвячені проблемі формування житлової надводної архітектури. Проектують не тільки окремі житлові об'єкти, а цілі житлові масиви, райони;
- у сучасній вітчизняній практиці проектування більшу частину займають концептуальні проекти й розробки.

Висновок. 1. У дослідженні проаналізований світовий досвід будівництва споруджень на воді й виявлені історичні етапи формування житлових, суспільних і культових споруджень на плавучих основах. 2. Описані унікальні культові об'єкти на плавучих основах і на залишках кораблів. 3. У ході аналізу сформульовані історичні передумови формування архітектури на плавучих основах. 4. Виявлені історичні типи споруджень на плавучих основах: будинок на плоті, будинок на човні, будинок на залишках судна та інші. 5. Проведений аналіз надає можливість розробити модель архітектурно-типологічного розвитку об'єктів на воді, на водних об'єктах України, та дати рекомендації щодо їх проектування.

REFERENCES

[1] Hellweg U. Floating Homes at Rummelsburg Day in Berlin. Wasserstadt. Gamburg. 2012. p 32-38.

[2] Kendall S. Residential open building?. London, E&FN SPON, 2000. p. 23-26.

[3] Правила классификации и постройки малых судов (2015) Киев: Регистр судоходства Украины. Том 2. 318 с.

[4] Шехоркина С. Е. Рациональное проектирование конструкций малоэтажных жилых зданий на воде: дис... канд. техн. наук : 05.23.01. Днепропетровск, 2013. 168 с.

[5] Плавуча платформа: пат. 83103 Україна: МПК B63B 35/44. № u201302998; заявл. 11.03.2013; опубл. 27.08.2013, Бюл. № 16. 3 с.

[6] Экономов И. С. Принципы формирования малоэтажных жилых объектов на воде: диссертация ... кандидата архитектуры : 05.23.21. Москва, 2010. 131 с.

[7]. Современные способы строительства архитектурных объектов на воде.(2010) Экономов И.С Труды МАРХИ. Материалы научно-практической конференции (Москва, 10 нояб. 2010 г.). Москва,– С. 238-244.

[8] Koekoek M. Connecting Modular Floating Structures : A General Survey and

Structural Design of a Modular Floating Pavilion URL: http://repository.tudelft.nl/view/ir/uuid:33b59201-1718-4dda-98f8-ee16d5b7c023/pdf. (дата звернення 12.11.2019).

[9] «Палада». Новые горизонты прежней специализации.(2006) Слуцкий, Н. Г. Судостроение и судоремонт. №8. С. 8-9.

[10] Экономическая эффективность строительства и эксплуатации композитных плавучих доков большой подъемной силы Слуцкий, Н. Г., Рашковский А.С., Ермаков Д.В. (2007) Економіка: проблеми теорії та практики : зб. наук. праць. Донецьк. Вип. 232, т. III. С. 614–621.

[11] Проектування, технологія і організація побудови композитних плавучих доків [Текст] : навч. посіб. / О. С. Рашковський, О. В. Щедролосєв, Д. В. Єрмаков, О. М. Узлов., Миколаїв : РАЛ-поліграфія, 2015. 318 с.

[12] Дослідження ходових якостей плавучого будинку. Щедролосєв, О.В. Терлич С.В., Щедролосєв М.О. (2019) X Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування (СЕУТТО-2019)» Херсон. ХДМА. с. 238-240.

[13] Комплексное усовершенствование технологий оборудования и отделки помещений несамоходных судов и других плавучих сооружений (2016) Щедролосев, А. В., Терлыч С. В. Azərbaycan Dövlət Dəniz Akademiyasının Elmi Əsərləri., Baky. №2. P. 50–56.

[14] Сучасний стан модульного формування приміщень на несамохідних плавучих доках (2008) Щедролосєв О. В., Терлич С.В. Миколаїв: Зб. наук. праць НУК. Вип. 1. С. 94–99.

O. Shchedrolosiev, S. Terlych, H. Konovalova, M. Shchedrolosiev

STATIC RESIDENTIAL BUILDINGS ON THE WATER: A BRIEF HISTORICAL ANALYSIS

A technical, economic and historical analysis of the development of housing on water, under water and over water

Key words: modular houseboats, analysis of construction and formation, history of architecture on water.

Щедролосев О.В., Терлыч С.В., Коновалова А.В., Щедролосев Н.А.

СТАЦИОНАРНІЕ ЖИЛЫЕ СООРУЖЕНИЯ НА ВОДЕ: КРАТКИЙ ИСТОРИЧЧЕСКИЙ АНАЛИЗ

Проведено технико-экономический и исторический анализ развития жилья на воде, под водой и над водой

Ключевые слова: модульные плавучие дома, анализ строительства и формирования, история архитектуры на воде

УДК 629.128:67.02:651.011.42

НАУКА И ПРОИЗВОДСТВО: ДОСТИЖЕНИЯ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ СЛУЖБЫ ГЛАВНОГО ТЕХНОЛОГА СУДОСТРОИТЕЛЬНОГО ЗАВОДА «ОКЕАН»

Симутенков Иван Викторович, к.т.н.[1],
Драган Станислав Владимирович, к.т.н., профессор НУК[2]
[1] Судостроительный Завод «Океан»; [2] Национальный университет кораблестроения
[1] Украина, Николаев; [2] Украина, Николаев
[1] i.simutenkov@ocean-shipyard.com, [2] stanyslav.dragan@nuos.edu.ua

Аннотация. *Восстановление нормального функционирования судостроительного предприятия невозможно без организации инжиниринговой поддержки производства. Судостроительный инжиниринг — это высокоинтеллектуальный труд по разработке проектов и технологическому сопровождению строительства кораблей и судов различных классов и назначения. На судостроительном заводе «Океан» все указанные функции выполняет Служба Главного Технолога. Использование современных компьютерных технологий и инновационных подходов к организации инжиниринга и производства, как основы создания единой проектно-технологической методики, является ключом к успеху и базой дальнейшего развития.*

Ключевые слова: *электронный документооборот, единая проектно-технологическая методика, интеллектуальное производство, инжиниринг, модернизация производства, системный подход.*

Вступительная часть. Судостроение, неотъемлемой частью которого является Судостроительный завод «Океан» (СЗ «Океан»), как и множество других производящих отраслей Украины вопреки негативным тенденциям, принявшим перманентный характер, продолжает существовать и развиваться. Новый виток в развитии завода, основанного почти 70 лет назад, начался 3-го декабря 2018 года после приобретения целостного имущественного комплекса - судостроительный завод «Океан». Одними из первоочередных стали задачи восстановления производственных фондов, наращивания объемов и номенклатуры производства. Восстановление нормального функционирования судостроительного предприятия невозможно без научно обоснованной организации инжиниринговой поддержки производства. Судостроительный инжиниринг — это высокоинтеллектуальный труд по разработке проектов и технологическому сопровождению строительства кораблей и судов различных классов и назначения [1].

При этом следует отметить, что основным способом сокращения трудоемкости и длительности производственных процессов является повышение технического и организационного уровней технологической подготовки производства. Это неизбежно связано с крупными инвестициями в производство (закупка нового и дорогого высокопроизводительного оборудования, прежде всего за рубежом), осуществление которых в настоящее время для завода весьма проблематично.

В данной ситуации путь, по которому может быть организован поиск, видится в проведении системного анализа проблемных производственных задач предприятия, создания на этой основе информационных технологий и реализации их в виде автоматизированных систем поддержки принятия решений [2].

На судостроительном предприятии СЗ «Океан» все указанные функции выполняет Служба Главного Технолога предприятия (СГТ). При этом СГТ, наряду с другими службами завода, выполняет одну из важнейших задач - выработку стратегии технического развития судостроительного предприятия, для которого производственная деятельность с использованием технических средств является определяющей. В связи с этим ***цель*** данной ***работы*** - выработка стратегии технического развития СЗ «Океан» на основе системного подхода к анализу достижений и прогнозирования перспектив развития СГТ предприятия.

Основная часть. Развитие СГТ идет в фарватере стратегии развития всего предприятия и основано на организационной системе, включающей две подсистемы: внешнюю (взаимодействие со службами внутри и вне предприятия) и внутреннюю (процессы внутри службы), развиваемых по направлениям:

- программное обеспечение и автоматизация;
- проектирование объектов и технологических процессов;
- организация процессов;
- персонал;

Стратегия развития СГТ строится на основе текущих возможностей, с учетом планируемой на основе анализа маркетинговых исследований рынка модернизации и расширения производственной деятельности. Внешняя подсистема СГТ отражает характер взаимодействия и функции СГТ внутри замкнутой системы «Предприятие». При этом СГТ, являясь одной из основных служб, участвует во всех этапах делового и производственного циклов.

Все начинается с обработки поступающих от Службы Маркетинга (СМ) перспективных запросов о возможности изготовления продукции с выдачей в Планово-экономический Отдел (ПЭО) заключения и технической справки для расчета стоимости. Разработанные технические данные накапливаются и систематизируются, становясь основой статистической базы для регрессионного анализа и создания математической модели с целью более результативных расчетов в будущем.

После заключения соглашения СГТ обеспечивает сопровождение процесса производства продукции, удовлетворяющей требованиям заказчика. В производственном процессе при этом задействованы все службы предприятия: Отдел Материально-технического Обеспечения (ОМТО), Служба Главного Строителя (СГС), Цеха, Отдел Контроля Качества (ОТК) и т.д. Они имеют, за счет разработанного на основе принципов Системы менеджмента качества (СМК) электронного документооборота, доступ ко всем документам, выпускаемым СГТ. Цифровой базой электронного документооборота является облачный ресурс NextCloud, легитимность существования которого обеспечивают закрепленные в положениях Предприятия – Технологические регламенты (ТР) и Стандарты предприятия (СТП).

Вскрытые в процессе реализации проектов проблемы и возможности в сочетании с постоянно аккумулируемой в цифровом архиве документацией становятся основой, разрабатываемой совместно со

Службой Главного Инженера (СГИ) и Генерального Директора (СГД) стратегией перехода к интеллектуальному производству и программой модернизации.

Внутренняя подсистема СГТ развивается по четырем направлениям:

- создание цифрового архива, состоящего из электронных документов, 2D чертежей и 3D моделей;
- организацию электронного документооборота, включающего в себя материальные ведомости (ЭМВ), реестры документации, хранилище копий в «pdf»-формате, архив редактируемых оригиналов и контрольных экземпляров;
- внедрение системы самоконтроля, основанной на самостоятельно заполняемых сотрудниками СГТ реестрах задач, реестрах документов и контрольных файлах проектов. Система самоконтроля накапливает данные, необходимые для анализа эффективности работы СГТ и отдельных сотрудников;
- переход к интеллектуальному производству, при котором процесс планирования сводится к проигрыванию сценариев с помощью информационной модели производства, в свою очередь основанной на 3D-моделях производственных фондов. Процесс планирования завершается выбором оптимального сценария, включающего в себя совмещенный план работ по всем заказам.

Каждое из направлений получило отражение в структуре подсистемы, которая состоит из следующих блоков:

1. Методика оценки качества персонала на основе анализа данных, собранных системой самоконтроля, облегчающая планирование набора и развитие сотрудников с целью создания эффективной проектной группы;
2. Система проектирования, основанная на единой проектно-технологической методике, позволяющей прогнозировать ресурсы проекта в привязке к фактической динамике развития проекта. Система проектирования детально описана в разработанном СГТ стандарте предприятия «Проектирование»;
3. Проектирование объектов в тесной связи с проектированием технологических процессов их производства;
4. Программное обеспечение, необходимое для всесторонней автоматизации операций проектирования объектов и технологических процессов. Программный продукт должен быть максимально универсальным и гибким, что позволяет конфигурировать рабочие места с различным функционалом (проектант, расчетчик, конструктор) и специализацией (корпусник, механик, электрик, технолог), простым в освоении, по возможности недорогим, нетребовательным к компьютерным ресурсам, имеющим широкие возможности обмена с другими программными продуктами. Система, построенная на основе программного обеспечения Rhinoceros 3D [3], удовлетворяет всем указанным требованиям за счет расширения его возможностей с помощью более чем тысячи компилируемых программных модулей – плагинов [4]. В частности, имеются плагины для решения задач теории корабля, прочности, конструировании корпуса корабля, систем, разработки документации, подготовки производства, управления данными, графического программирования, визуализации, анимации и т. д.
5. Информационное моделирование производства «Цифровая верфь». Технологический процесс постройки или ремонта корабля определяется имеющимися на предприятии производственными фондами, возможной номенклатурой обрабатываемых материалов, текущей загрузкой и т. д. Перед менеджментом компании стоит комплексная задача выполнения производственной программы с максимально эффективным использованием ресурсов оборудовании предприятия с соблюдением регламентов по обслуживанию и ремонту. Для наглядного моделирования технологических процессов, достоверной имитации ситуаций, планирования стапельного расписания, возможной модернизации производственных процессов необходимы геометрически и функционально подобные 3D-модели всех элементов производства: зданий, оборудования, транспорта, коммуникаций, материалов, производственных площадей и т. п. [5]. 3D-модели содержат все необходимые атрибуты - эксплуатационные, инженерные данные (или ссылки на них), дают идентичное взаимное расположение и привязку к местности. Задачи решаются на основе трехмерных информационных моделей зданий/сооружений (BIM–моделей) [6], а также цифровых генпланов. Сочетание BIM–моделей элементов производственного процесса, размещенных в единой системе координат на электронном генплане, представляет собой цифровой двойник верфи.
6. Использование программного обеспечения, реализующего алгоритмы топологической оптимизации и генеративного дизайна [7], применительно к возможностям «классического судостроительного производства» (ограничения технологии) как эффективное средство снижения материалоемкости и повышения технологичности при сохранении необходимой надежности. Происходящее при этом изменение парадигмы проектирования [8] со смещением акцента в область симуляций и генерирования конструкций с помощью алгоритмов инженерного анализа иллюстрирует таблица.

С учетом требований международных стандартов и передового опыта на СЗ «Океан» разработан комплексный план развития сварочного производства и обработки металлопроката, на долю которых приходится более 70 % общего объема работ предприятия. Данный план направлен на повышение эффективности сборочно-сварочного производства за счет усовершенствования трехступенчатой системы контроля качества - начиная от входного контроля и хранения до сдачи готовой продукции и анализа отклонений, а также модернизации материально-технической базы. В планах по модернизации сборочно-сварочного производства предусмотрен ряд мероприятий, в частности, переход от газокислородной к плазменной резке (в ручном и механизированном вариантах), использование конвертеров в системах многопостового питания ручной дуговой сварки, широкое внедрение средств малой механизации и автоматизации. Также силами коллектива проведен анализ технического состояния различного оборудования и разработан комплекс мероприятий по его реновации подкрепленный выпуском соответствующей конструкторской документации.

Таблица Тенденция изменения парадигмы проектирования

Период времени		Проектирование										Тип производства
		Характеристика		Тип	Участие человека	Алгоритмы				Инструменты		
Вчера	Сегодняшний	Последовательная подгонка существующих решений под новые требования – на основании правил, руководствуясь опытом и интуицией		«Основанный на опыте»	Созданный человеком	Существующие стандартные решения	Выбор подходящего	Адаптация	Проверка	2D CAD	3D CAD	Классическое производство
		Автоматическая оптимизация существующих конструктивных решений по нескольким показателям		Топологическая оптимизация	С участием человека	Automatic optimization			Выбор	3D CAE		Классическое производство и 3D печать
											PDM	
											PLM (Информационное моделирование)	

			Человек выбирает	Автоматическое генерирование множества вариантов новой конструкции, удовлетворяющих требуемым интегральным характеристикам	Автоматическое генерирование		3D CAE Авто симуляция			
	Завтра (~10 лет)	Мульти уровневый эволюционный		Многоуровневое автоматическое эволюционное проектирование, основанное на искусственном интеллекте и создающее новые конструкции с требуемым уровнем адаптации к целевой среде функционирования	Автоматическое проектирование		Машинное обучение и искусственный интеллект			3D печать

СЗ «Океан» участвует в различных научно-образовательных объединениях. Так, 21 октября 2019 года между СЗ «Океан» подписал договор о четырёхстороннем сотрудничестве с Национальным университетом кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаевским морским лицеем им. профессора М. Александрова, Институтом импульсных процессов и технологий НАН Украины [9]. Стратегическими направлениями данного сотрудничества являются:

- объединение научных, профессиональных, педагогических потенциалов, учебных и опытно-производственных баз с целью повышения качества образования, формирование интереса к математическим, компьютерным и естественным наукам;
- скоординированная совместная научно-исследовательская, информационная, методическая работа по профориентации, усовершенствованию образовательного процесса и работе с молодежью.

В рамках договора ведется работа по подготовке к проведению на СЗ «Океан» с привлечением ведущих специалистов предприятия лекционных, практических и лабораторных занятий, а также технологической части курсовых проектов со студентами кафедры сварочного производства НУК. Кроме того, СГТ совместно с НУК проводятся научно-исследовательские работы в области сварочного производства: разработка расчетной методики оценки сварочных деформаций корпусных конструкций и методов их предупреждения, конструирование сварочного инструмента со встроенным электромагнитным генератором механических колебаний электродной проволоки для сварки конструкций из легких сплавов [10], разработка технологии и оборудования для автоматической ремонтной наплавки под флюсом судовых валов и другие.

Выводы 1. Разработанная стратегия развития Службы главного технолога СГТ СЗ «Океан» основана на анализе маркетинговых исследований рынка и предусматривает системный подход к модернизации и расширению производственной деятельности Службы.

2. Предложенная организационная система развития СГТ предусматривает выполнение работ по направлениям: программное обеспечение и автоматизация; проектирование объектов и технологических процессов; организация процессов; подготовка персонала. Внедрение усовершенствованной системы организации СГТ изменяет парадигму проектирования производства со смещением акцента в область симуляций и генерирования объектов с помощью алгоритмов инженерного анализа.

3. Успешная реализация организационной системы развития СГТ возможна на основе тесного сотрудничества завода с профильными учебными заведениями и научными организациями Николаева.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

[1] Парсяк, В. Н. Визначення позицій інжинірингу в життєвому циклі суднобудівних інновацій / В. Н. Парсяк, О. Ю. Жукова // Збірник наукових праць НУК. – 2015. – 6. – С. 132 – 135.
[2] Коваленко, И.И. Системный аналіз задач судового корпусостроения: Монография / И.И. Коваленко, С.В. Драган, В.Я. Сагань. – Николаев: *el* Talisman, 2010. – 176 с.
[3] Robert McNeel & Associates. – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.rhino3d.com.
[4] Apps for Rhino and Grasshopper. – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.food4rhino.com.
[5] Использование параметрических возможностей T-FLEX CAD в судостроении. – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://3dtoday.ru/blogs/topsystems/ispolzovanie-parametricheskikh-vozmozhnostey-t-flex-cad-v-sudostroenii-na-opyte-vsz.
[6] Макеев, С. М. BIM зданий и сооружений, как один из элементов концепции создания ЦИФРОВОЙ ВЕРФИ Средне-Невского судостроительного завода / С. М. Макеев, А. А. Тучков, А. А. Рындин, // XX Международная научно-практическая конференция Моринтех-практик, «Информационные технологии в судостроении – 2019». – 2019.– С. 76 – 83.
[7] Мейнтес К. Влияние генеративного проектирования на разработку изделий / К. Мейнтес, Т. Блакер // CAD/CAM/CAE Observer. – 2018. – 8. – С. 44 – 49.
[8] Evolving embodied intelligence from materials to machines. – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://doi.org/10.1038/s42256-018-0009-9.
[9] "Инженеры нужны заводу!" - "Океан" подписал знаковый договор о четырёхстороннем сотрудничестве. – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://korabelov.info/2019/10/140745/inzhenery-nuzhny-zavodu-okean-podpisal-znakovyj-dogovor-o-chetyrjohstoronnem-sotrudnichestve-video/.
[10] Simutenkov, I. V. Designing of thin sheet plating ship constructions from aluminum alloys with minimization of local welding deformations / Ivan V. Simutenkov, Stanislav V. Drahan // Shipbuilding&Marine Infrastructure. – 2019. – 1. – С. 9 – 17.

Simutienkov I. V., Dragan S. V.

Achievements and prospects for the development of the Service of the Chief Technologist of the Shipyard «Ocean»

Text of the annotation: *Restoring the normal functioning of the shipbuilding yard is impossible without the organization of engineering support for production. Shipbuilding engineering is a highly intellectual work on the development of projects and technological support for the construction of ships and vessels of various classes and purposes. At the shipbuilding enterprise Shipyard «Ocean», all these functions are performed by the Service of the Chief Technologist. The use of modern computer technology and innovative approaches to the organization of engineering and production, as the basis for creating a unified design and technological methodology, is the key to success and the basis for further development.*

Keywords: *electronic document management, unified design and technological methods, intellectual production, engineering, modernization of production.*

Сімутєнков І. В., Драган С. В.

Досягнення та перспективи розвитку Служби Головного Технолога СЗ «Океан»

Анотація. *Відновлення нормального функціонування суднобудівного підприємства неможливо без організації інжинірингової підтримки виробництва. Суднобудівний інжиніринг - це високоінтелектуальна праця по розробці проектів та технологічного супроводу будівництва кораблів і суден різних класів і призначення. На суднобудівному підприємстві СЗ «Океан» всі зазначені функції виконує Служба Головного Технолога. Використання сучасних комп'ютерних технологій та інноваційних підходів до організації інжинірингу та виробництва, як основи створення єдиної проектно-технологічної методики є ключем до успіху і базою подальшого розвитку.*

Ключові слова*: електронний документообіг, єдина проектно-технологічна схема, інтелектуальне виробництво, інжиніринг, модернізація виробництва.*

УДК 629.525.3:629.5.042.21

ОЦІНКА СУЧАСНИХ КОМПЕТЕНЦІЙ ЗАСТОСУВАННЯ НОВІТНІХ НАПРЯМКІВ У ЕКСТЕР'ЄРІ ТА ІНТЕР'ЄРІ ЯХТ

Яглицький Юрій Костянтинович, кандидат технічних наук, доцент
Херсонська філія Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова
Україна, Херсон
https://orcid.org/0000-0002-4865-0411

Анотація. *Визначено, що кожен конкретний концепт яхти повинен мати основні естетичні та експлуатаційні якості і характеризуватися своїми пріоритетними властивостями. Застосування інноваційного дизайну, новітніх досягнень в архітектурі яхт й оформленні інтер'єру, допомагає забезпечувати комфорт на борту яхти, і переносить будівництво яхт в нову еру елегантності й ефективності.*

Ключові слова*: дизайн інтер'єру і екстер'єру яхти; естетичні, експлуатаційні й ергономічні якості; традиційний і сучасний стиль.*

Вступ. Дизайн яхт - це багатозадачний і поетапний процес, який включає комплексну розробку проекту. Концепт яхти повинен мати не лише естетичні, але й усі експлуатаційні якості - розраховується морехідність, керованість, комфортабельність, безпека, а також приблизний ціновий сегмент кінцевого продукту. Для кожного конкретного проекту яхти є свій пріоритет якостей [1].

Відомі зарубіжні дизайнери стверджують, що у найближчому майбутньому замовники яхт будуть раціональніше підходити до вибору човна - у пріоритеті буде не розмір судна, а економія палива і екологічність, в також відмова від напрямків суперсучасного дизайну - лінії обводів корпусу стануть більш м'якими і округлими.

На Україні найбільш популярними залишаються круїзні вітрильні та моторні яхти серійного виробництва з максимально раціональним дизайном.

Актуальність теми. Робота яхтового дизайнера повна професійних складнощів. В першу чергу, ця обов'язкова увага до найдрібніших деталей і досить серйозна відповідальність за працездатність судна. Крім того, важливу роль грають побажання замовника і призначення майбутньої яхти. Для спортивних катерів пріоритетною є здатність розвивати високу швидкість, відповідно, їх форми мають бути більше обтічними і лаконічними, а при проектуванні прогулянкового судна більша увага традиційно віддається комфортабельності. Сучасні технології проектування дозволяють створити точність плавних ліній або строгість архітектурного образу з максимальним наближенням до природних форм.

Ціль роботи. Враховуючи, що однією з основних стадій процесу дизайну яхт є планування простору, то метою роботи є виявлення шляхів досягнення максимально ефективного розподілу внутрішнього простору. Одним з них є планування інтер'єру яхт сумісно з дизайном зовнішнього вигляду судна (рис. 1). Екстер'єр та інтер'єр яхти, як правило, вирішують в одному стилі. Коли не видно різниці між ескізом і виконаною роботою, тоді поставлена задача виконана добре.

В основі *дизайну екстер'єру* (архітектурний зовнішній вигляд, оформлення яхти) лежить синтез прагматичних і художніх ідей і рішень, спрямованих на поліпшення умов існування людини в цілісній естетично досконалій формі [2].

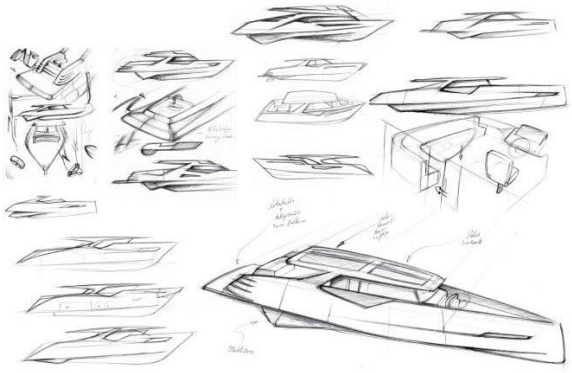


Рис. 1 Уяви екстер'єру

Екстер'єр яхт постійно зазнає змін. Сучасний екстер'єрний дизайн характеризується різними, зовні навіть суперечливими тенденціями: з одного боку, максимальне насичення технічними пристроями, спеціальним обладнанням (системи кондиціонування, комп'ютерна техніка, енергонакопичувальні елементи і т. п.), з іншого - «наближенням» до природи, включенням в екстер'єр природних компонентів.

Перед дизайнером завжди стоїть завдання в максимально раціональному використанні внутрішнього об'єму судна, з врахуванням того, що розмір внутрішніх приміщень визначається строго відповідно до загальних габаритів яхти. Прив'язувати вже існуючі ескізи інтер'єру і екстер'єру один до одного неможливо: усі стадії проектування повинні йти паралельно.

На етапі розробки дизайну судна питання ергономіки вирішуються шляхом наслідування габаритних схем для екстер'єрів і інтер'єрів. Детальніша оцінка всіх нюансів можлива тільки на основі повнорозмірного макетування елементів судна.

На комп'ютерній 3D-моделі можна відпрацювати лише 70-80% рішень з інтер'єру і плануванню палуби, салону і кокпіту, інші 20-30% - тільки за результатами повнорозмірного макетування і/або випробуванням прототипу. На суднах невеликих розмірів питання макетування стоять найгостріше. Тому не варто вимагати від дизайнерів неможливого: вирішення усіх питань на папері/екрані комп'ютера (хоча за наявності досвіду об'єм удосконалень після випробувань прототипу буде істотно меншим).

Перелічені вище якості концепту яхти (естетичні, експлуатаційні й ергономічні) дуже часто суперечливі, і будь-яке судно - залежно від поставлених при проектуванні пріоритетів - є компромісом цих якостей. Гарне судно - це завжди вдалий компроміс [3].

Інтер'єр - це внутрішнє опорядження і організація приміщень на яхті. Він повинен бути функціональним, красивим і виражати індивідуальність. Крім того, кожен його елемент повинен гармонійно «підходити» один до одного, створюючи закінчену, виразну композицію. Для вибору правильного *дизайну інтер'єру яхти* (правильний - це той, який привабливий і працює для власників і гостей) необхідно скористатися послугами професійного дизайнера. Портфоліо фахівця повинно включати гарне поєднання концепцій і пропозицій, а також роботи, які були виконані раніше (рис. 2).

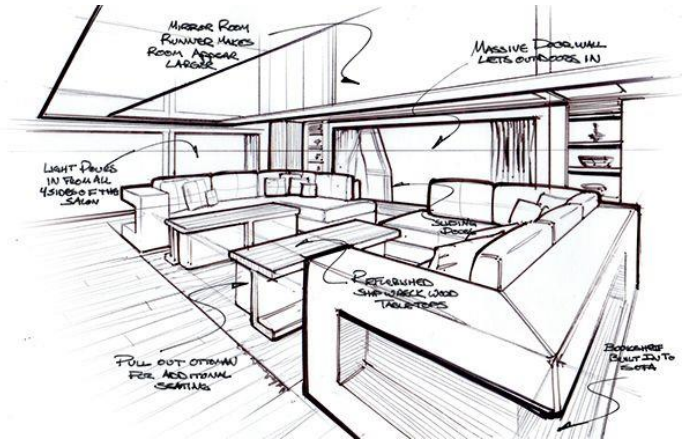


Рис. 2 Проектування інтер'єру яхти

При проектуванні інтер'єру яхт простір (як вже вказувалось) є однією з найбільших проблем, яка не дозволяє досягти оптимального балансу між красою і практичністю. Звичайно, на великих яхтах каюти мають достатню площу для вирішення цієї проблеми, але коли площа кают обмежена, то в сучасному дизайні є багато творчих знахідок, які можуть допомогти з проблемами облаштування інтер'єрів (складні стільці, ліжка в нішах, приховані вбудовані функції, розумне нейтральне опорядження і т. д.). Всі інші практичні елементи дизайну інтер'єру - електричні проведення і освітлення також повинні бути повністю приховані в стінах і сховищах яхти.

Вміле проектування інтер'єру яхти дозволяє також надати оптимальний простір для членів екіпажу, в якому вони можуть добре відпочити (простір кают екіпажу яхти часто набагато менший, ніж у гостьових каютах).

У наш час широко використовуються наступні напрямки дизайну інтер'єру яхт (як зарубіжні, так вітчизняні): *класика з впровадженням інновацій, поєднання традиційних і сучасних стилів, ретро-*

футуристична естетика, ультрасучасний дизайн яхт, традиційна класика середини минулого століття [4].

У дизайні інтер'єру дуже важлива помірність з відтінками і світлом. Вибір стилю інтер'єру - дуже індивідуальний процес, рекомендації в цьому напрямі мають бути стриманими, оскільки погляди можуть бути різні і не співпадаючі - всі варіанти продумуються проектувальником і конструктором та узгоджуються із замовником.

Окрім технічної досконалості й красивого зовнішнього вигляду, інтер'єр для справжньої яхти створює загальну атмосферу комфорту. Але тут потрібний комплексний підхід - якщо яхта сучасна, то й інтер'єр повинен цьому відповідати, щоб не виникла явна диспропорція екстер'єру й інтер'єру.

Стилістика яхтових інтер'єрів безмежна. Однак треба розуміти, що, втілюючи в життя найсміливіші, іноді неймовірні ідеї замовника, дизайнери змушені вирішувати безліч попутних завдань: контроль вагового навантаження, звертати увагу на аспекти безпеки. Супер- і мегаяхти проходять обов'язкову сертифікацію різних класифікаційних товариств, а це високий стандарт безпечного функціонування всіх агрегатів і систем.

Висновки. Встановлено, що з одного боку, дизайн екстер'єру та інтер'єру яхти - це стимулююча композиційно-художня робота, а з іншого - серйозний, технічно складний процес, результатом якого має стати об'єднання безпеки, комфорту, функціональності та естетики.

Позначено також, що екстер'єр та інтер'єр яхти необхідно вирішувати в одному стилі.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

1. Назаров А. Г. (2010). Яхтенный дизайн: практические основы художественного конструирования (часть 1). *Катера и яхты*, 2 (224), 56-63.
2. Назаров А. Г. (2010). Яхтенный дизайн: практические основы художественного конструирования (часть 2) / *Катера и яхты*, 3 (225), 64-71.
3. Grgič M.G. (2015). *Yacht Design Handbook Milano*. Italy: FrancoAngeli.
4. Шимко, В. Т. (2011). *Архитектурно-дизайнерское проектирование интерьера*: Учебник. М.: Архитектура.

Yahlytskyi Yurii

Assessment of modern competencies in the use of the latest trends in the exterior and interior of yachts.

Abstract. It is determined that each specific yacht concept should have the main aesthetic and operational qualities and be characterized by its priority properties. The use of innovative design, the latest achievements in yacht architecture and interior design, helps to ensure comfort on board the yacht, and transfers the construction of yachts to a new era of elegance and efficiency.

Keywords: yacht interior and exterior design; aesthetic, operational and ergonomic qualities; traditional and modern style.

УДК 620.179.18

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВІДРІЗНОГО ДИСКА МЕТОДОМ ЕЛЕКТРОННОЇ СПЕКЛ-ІНТЕРФЕРОМЕТРІЇ

Ткач Михайло Романович д.т.н., професор, Галинкін Юрій Миколайович к.т.н, без звання, Проскурін Аркадій Юрійович к.т.н., доцент, Золотий Юрій Григорович без ступеню, без звання, Ключник Володимир Сергійович без ступеню, без звання, Бобильов Ігор Олексійович без ступеню, без звання.
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, м. Миколаїв
mykhaylo.tkach@gmail.com, yurii.galynkin@nuos.edu.ua, arkadii.proskurin@nuos.edu.ua,
goldspekl@ukr.net, vladimir.kluchnyk@gmail.com, igor.bobylev.nuk@gmail.com.

Анотація. *Розглянуто експериментальне визначення динамічних характеристик відрізного диска діаметром 203,4 ± 0,05мм і товщиною 1,19 ± 0,05 методом електронної спекл-інтерферометрії реального часу. Проведено експериментальне та чисельне дослідження власних частот та форм коливання відрізного диска. Виявлено 15 форм коливання відрізного диска в діапазоні від 100 до 5000 Гц.*

Ключові слова*: (спекл-інтерферометрія, коливання, форми коливання, вібрація).*

Вступ. Сучасна промисловість характеризується збільшенням питомих потужностей машин і пристроїв. У той же час обертові диски, ротори турбокомпресора, циркулярні пили та фрези працюють на високих швидкостях і відчувають значні динамічні навантаження. Резонансна вібрація, що виникає в них, ускладнює умови роботи механізмів, знижує їх міцнісні характеристики та ресурс руху, погіршує роботу ріжучих

інструментів, якість обробки поверхні та є однією з основних причин поломок та аварій.

Вирішення проблем міцності деталей при динамічних навантаженнях є одним із найскладніших та трудомістких завдань. Ці умови визначають актуальність досліджень вібраційних характеристик конструкційних елементів диску як на стадії проектування та розробки виробів, так і при аналізі надзвичайних ситуацій.

Створення структур, що працюють під вібраційними навантаженнями, та здійснення заходів щодо виходу із резонансу передбачає, насамперед, визначення спектру резонансних частот та форм коливань. Більше того, результати дослідження динамічних параметрів однорідного диска, закріпленого в центрі (на валу), мають незалежне значення і можуть слугувати орієнтиром при вивченні коливань дисків турбомашин, крильчаток вентиляторів, коліс [1], [2].

Визначення природних частот і форм коливань твердих тіл може здійснюватися теоретичним, експериментальним або теоретико-експериментальним методом. Перший практичний метод візуалізації форм коливань на плитах, а отже, перше проведення експериментального аналізу вібрації, був винайдений Хладні [3] у 1780-х роках. Спосіб включає розпорошення дрібного порошку, такого як пісок, на поверхню пластини, тому не вважається безконтактним методом. Представлені дослідження круглих, еліптичних, прямокутних та інших багатогранних пластин, а також практичні та історичні примітки. Результати включають великі графічні таблиці спостережуваних форм, метод класифікації форм коливань та обговорення того, як виникають ці форми. Окрім цього, метод електронної спекл-інтерферометрії (ECI) був використаний для експериментального тестування аналітичних та чисельних моделей прикладної механіки, в теорії вібрацій, в автомобільній промисловості, а також у матеріалознавстві, у мікроелектромеханічних системах (MEMS) та у багатьох інших областях науки та техніки [4], [5].

Метод Релея - Рітца забезпечує чисельне визначення приблизних значень частот і природних форм резонансних коливань. Тому в інженерній практиці теоретичний розрахунок резонансних параметрів конструкцій в основному виконується чисельно, методом кінцевих елементів, реалізованим у сучасних програмних системах ANSYS, NASTRAN, COSMOS, FEMAP тощо.

Але помилки при моделюванні граничних умов, невідповідність розрахункової моделі об’єкту дослідження знижують достовірність обчислених даних і майже завжди вимагають їх експериментальної перевірки.

Крім того, високоточне експериментальне визначення параметрів вібрації має вирішальне значення для здійснення комбінованого розрахунку та експериментального методу, коли експериментальні дані використовуються для формування граничних умов, а числовий метод використовується для детального аналізу розподілу амплітуд , деформації та напруження у всьому об'єкті дослідження. Це дозволяє підвищити точність та зменшити складність визначення динамічних параметрів дископодібних деталей машин і механізмів [6].

Тому ця робота, присвячена проведенню комплексного експериментального та чисельного дослідження природних частот та форм коливань, диска зафіксованого у центрі, є актуальною.

Основна частина. Електронна спекл-інтерферометрія відноситься до безконтактних лазерних вимірювальних технік і, як і голографічна інтерферометрія (ГІ), за допомогою резонансної вібрації деталі дозволяє визначати зміщення вузлових ліній по всій її поверхні. Методика експерименту та спосіб отримання інтерферограм більш детально описані в первинних джерелах [7], [8], [9], [10], [11].

Виконуючи дане дослідження, метод визначення резонансних частот диска за допомогою спекл-інтерферометрії полягає в тому, щоб розмістити диск в затискному пристрої, збудити коливання диска на резонансних частотах, зареєструвати спекл-інтерферограму в режимі реального часу, аналізуючи сигнал з камери, та визначати вібруючі спекли на основі цієї інформації.

Це дозволяє кардинально скоротити час дослідження динамічних параметрів об’єкта та покращити візуалізацію та зображення форми коливання за допомогою комп'ютерної обробки.

Резонансні частоти та відповідні бічні коливання відрізного диска були отримані за допомогою лабораторного стенду. Габаритні розміри відрізного диска: діаметр - 203,4 ± 0,05 мм, ширина ободу – 5 мм, товщина диска - 1,19 ± 0,05 мм, товщина ободу - 1,57 ± 0,05 мм. В експерименті диск було жорстко зафіксовано за допомогою двох планшайб.

Ряд характерних форм коливань, отриманих в результаті експерименту, представлений у табл. 1.

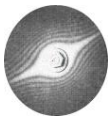
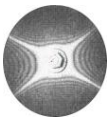
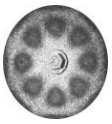
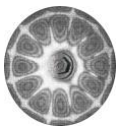
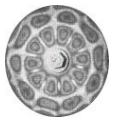
				
153 Гц	200 Гц	377 Гц	944 Гц	980 Гц
				
1184 Гц	1543 Гц	2049 Гц	2669 Гц	2851 Гц
				
3026 Гц	3376 Гц	3471 Гц	4120 Гц	4932 Гц

Табл. 1. Експериментальний форми коливань та природні частоти відрізного диска.

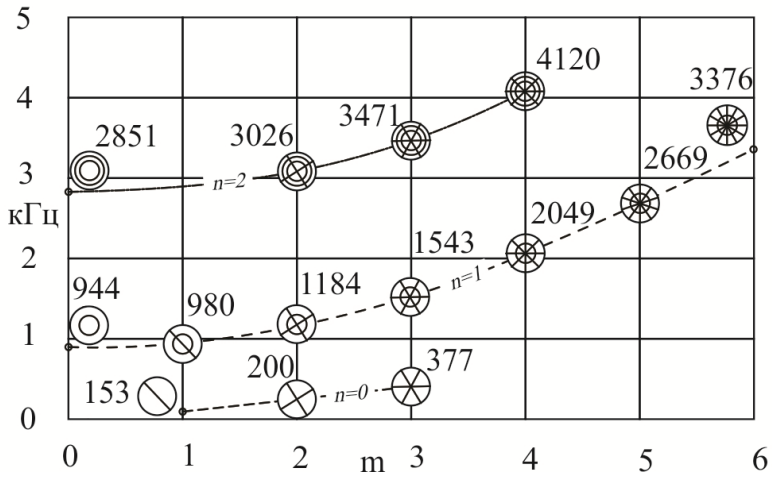


Рис. 1. Експериментальні значення природних частот відрізного диска; n - кількість вузлових окружностей, m - кількість вузлових діаметрів.

Використовуючи програмне забезпечення ANSYS Workbench, ми отримали резонансні частоти та відповідні бічні коливання відрізного диска. Для цього була створена 3D-модель диска. Для цього розрахунку 3D-модель поділили на окремі тетраедри, (приблизно 400 тис.), вона зображена на рис. 2.

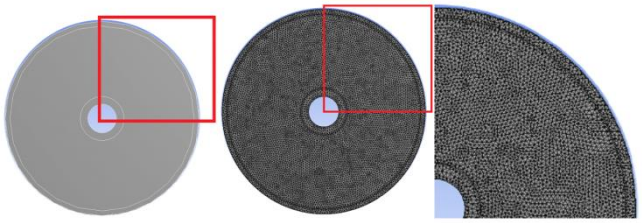


Рис. 2. 3D модель відрізного диска та схема його розбиття на тетраедри

Властивості матеріалу, використовувані в цьому розрахунку: щільність - 7,81 г / см3, модуль Юнга - 200 ГПа, коефіцієнт Пуассона - 0,28. Механічні властивості матеріалу диска визначаються в окремому дослідженні коливальних характеристик цього диска при вільних граничних умовах. Ці граничні умови найбільш точно забезпечуються в експерименті. У діапазоні частот від 100 Гц до 5000 Гц експериментально отримано 15

форм коливань. У тому ж діапазоні частот був проведений розрахунок природних частот та режимів вібрації методом кінцевих елементів. Механічні властивості матеріалу диска визначаються за умови найкращого узгодження експериментальних та обчислених даних. Ряд характерних форм коливань, отриманих в результаті програмного розрахунку, представлений у табл. 2.

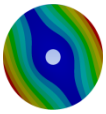
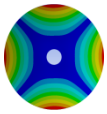
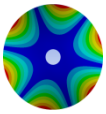
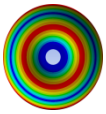
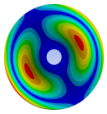
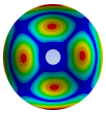
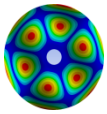
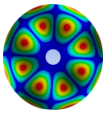
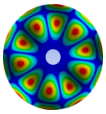
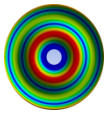
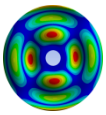
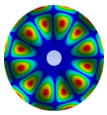
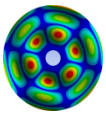
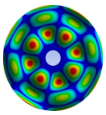
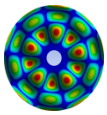
				
139 Гц	187 Гц	364 Гц	931 Гц	994 Гц
				
1204 Гц	1583 Гц	2113 Гц	2756 Гц	2713 Гц
				
3049 Гц	3484 Гц	3508 Гц	4178 Гц	5033 Гц

Табл. 2. Форми коливань та природні частоти відрізного диска, отримані шляхом програмного обчислення

Крім того, за допомогою програмного забезпечення ANSYS Workbench [12] було проведено розрахунок природних частот і форм коливань для різних діаметрів кріплення відрізного диска. Для більшої точності розрахунок проводився з урахуванням обода відрізного диска, а також без нього. Результати представлені в табл. 3.

Експеримент, Гц	**Без урахування обода**			**З урахуванням обода**		
	Розрахунок діаметра кріплення 42мм, Гц	**Розрахунок діаметра кріплення 44мм, Гц**	**Розрахунок діаметра кріплення 46мм, Гц**	**Розрахунок діаметра кріплення 42мм, Гц**	**Розрахунок діаметра кріплення 44мм, Гц**	**Розрахунок діаметра кріплення 46мм, Гц**
153,0	139,0	143,0	148,0	134,0	139,0	143,0
200,0	187,0	191,0	194,0	186,0	189,0	192,0
377,0	364,0	365,0	366,0	373,0	374,0	375,0
944,0	931,0	956,0	981,0	911,0	935,0	959,0
980,0	994,0	1019,0	1044,0	977,0	1000,0	1023,0
1184,0	1204,0	1225,0	1246,0	1192,0	1212,0	1231,0
1543,0	1583,0	1596,0	1610,0	1577,0	1590,0	1602,0
2049,0	2113,0	2119,0	2125,0	2117,0	2123,0	2126,0
2669,0	2756,0	2757,0	2760,0	2773,0	2775,0	2773,0
2851,0	2713,0	2785,0	2857,0	2667,0	2735,0	2802,0
3026,0	3049,0	3113,0	3177,0	3016,0	3076,0	3134,0
3376,0	3484,0	3485,0	3485,0	3519,0	3519,0	3515,0
3471,0	3508,0	3558,0	3610,0	3488,0	3536,0	3581,0
4120,0	4178,0	4209,0	4244,0	134,0	139,0	143,0

Табл. 3. Експериментальне та розрахункове значення природних частот відрізного диска

На рис. 1 наведено графік результатів експериментальних досліджень, графіки помилок при розрахунку різних діаметрів кріплення відрізного диска представлені на рис. 3.

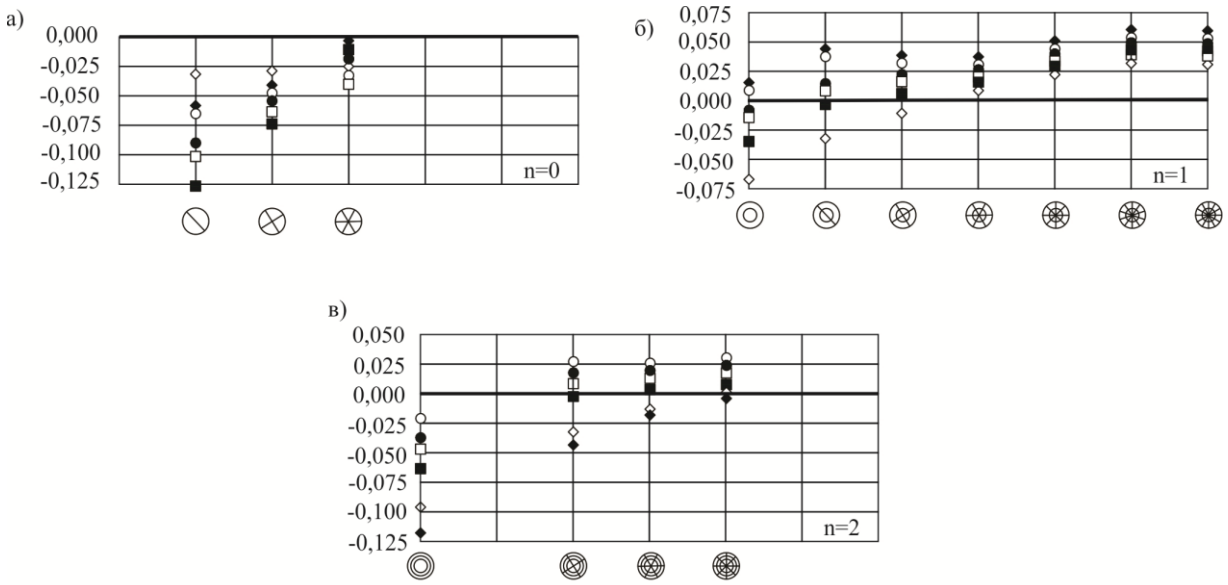


Рис. 3. Відносна похибка обчислених діаметрів кріплення відрізного диска відносно експерименту; де кількість вузлових окружностей, a) n = 0, b) n = 1, c) n = 2; ● - Ø44 з ободом, ○ - Ø44 без ободу, ◆ - Ø46 з ободом, ◇ - Ø46 без ободу, ■ - Ø42 з ободом, □ - Ø42 без ободу.

Співвідношення експериментальних та обчислених частот програми відносно рівні (табл. 3), тому різниця між ними зумовлена різницею геометрії між аналітичними та реальними відрізними дисками та неправильно підібраною властивістю матеріалу для розрахунку програми.

Значення середньої квадратичної похибки програмного обчислення частот для різних діаметрів кріплення відрізного диска, а також для різної кількості вузлових окружностей представлені в табл. 4.

	n=0			n=1			n=2		
	ø42	ø44	ø46	ø42	ø44	ø46	ø42	ø44	ø46
З ободом	0,083	0,062	0,044	0,03	0,031	0,038	0,033	0,027	0,029
Без ободу	0,068	0,05	0,031	0,025	0,033	0,045	0,026	0,025	0,035

Табл. 4 Середня квадратична похибка обчислення частот для n = 0, n = 1 і n = 2 відповідно.

Висновки. Проведено експериментальне дослідження природних частот та форм коливань відрізного диска. Було визначено 15 форм коливань відрізного диска в діапазоні частот від 100 до 5000 Гц.

Виконано програмний розрахунок природних частот та форм коливань методом кінцевих елементів для трьох діаметрів кріплення відрізного диска.

Результати експеримента порівнянні з програмно розрахованими, а також було проведено аналіз середньої квадратичної та відносної похибок.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

1. Левин А.В. (1953), Рабочие лопатки и диски паровых турбин, Госэнергоиздат.
2. Careva A.M., Tupoleva A.N. (2006), Application of an experimental calculation method for determining resonant frequencies and vibration modes of a disk of constant thickness, Kama State Academy of Engineering and Economics.
3. Chladni. E., Beyer T. (2015), Treatise on Acoustics, Springer International Publishing Switzerland, ISBN 978-3-319-20360-7.
4. Vest. C. M. (1982), Holographic Interferometry, John Wiley and Sons, New York. 4
5. Joseph W. G. (2010) Speckle Phenomena in Optics: Theory and Applications, Roberts and Company Publishers.
6. Бабаков И.М. (1965), Теория колебаний, Наука.
7. Mrozek P., Mrozek E., Werner A. (2018), Electronic speckle pattern interferometry for vibrational analysis of cutting tools, Sciendo - acta mechanica et automatica, vol 12, no.2.
8. Jones R., Wykes C. (1989), Holographic and Speckle Interferometry. 2 edition, Cambridge University Press.

9. Layton M.R., Bucaro J.A. (1979), Optical fiber acoustic sensor utilizing mode-mode interference, Applied Optics.
10. Tkach M.R., Zolotiy Yu.G., Dovgan D.V., Guk I.Yu. (2015), Patent: Method of determining of forms of resonant vibrations shapes of blades of gas turbine engine by speckle interferogram, UA 103068.
11. Tkach M.R., Zolotiy Yu.G., Dovgan D.V., Guk I.Yu. (2012), Definition the dynamic parameters of GTE elements in real-time by electronic speckle interferometry, Aerospace technic and technology № 8 (95).
12. Lee H. (2019) Finite element simulations with ANSYS Workbench, SDC Publications.

Mykhaylo Tkach, Yurii Halynkin, Arkadii Proskurin, Yurii Zolotiy , Volodymyr Kluchnyk, Igor Bobylev

An experimental study of the vibrational characteristics of a cutting wheel using electronic speckle-pattern interferometry

Abstract: *The experimental determination of the dynamic characteristics of a cutting wheel with a diameter of 203.4 ± 0.05 mm and a thickness of 1.19 ± 0.05 using real-time electronic speckle-pattern interferometry is presented. An experimental and numerical research of the natural frequencies and mode shapes of the cutting wheel was carried out. 15 mode shapes of vibration were detected in the range from 100 to 5000 Hz.*

Key words*: (speckle interferometry, oscillations, mode shapes, vibration).*

УДК 629.5.02:678.4

ПРИНЦИПИ ЗАМІНИ ДЕРЕВИНИ НА ЕЛАСТОМІРНІ ПРУЖНІ ПРОКЛАДКИ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ СУДНОВИХ ОПОРНИХ ПРИСТРОЇВ

Коршиков Р. Ю., *к.т.н., доцент кафедри Суднобудування та ремонту суден Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова (Херсонська філія), E-mail: pk_hfnuk@gmail.com;*
Лугінін О. Є., *к.т.н., доцент, професор кафедри Суднобудування та ремонту суден Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова (Херсонська філія), E-mail: pk_hfnuk@gmail.com;*
Коршиков Ю. С., *викладач вищої категорії Морського коледжу ХДМА, E-mail: jri_kor@gmail.com;*
Безродня Л. В., *магістрант кафедри Суднобудування та ремонту суден Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова (Херсонська філія), E-mail: pk_bezr@gmail.com;*
Репчинський І. М., *магістрант кафедри Суднобудування та ремонту суден Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова (Херсонська філія), E-mail: pk_repch@gmail.com;*

Анотація. *Розглянути принципи заміни деревини на еластомірні пружні прокладки при формуванні пружних основ в суднобудуванні та судноремонті. Також пропоновано метод проектування суднобудівних та судноремонтних пристроїв на основі еластомірних пружних прокладок.*
Ключові слова: *суднобудування, судноремонт, опорні пристрої, еластоміри, пружні прокладки.*

Вступ. У суднобудуванні і судноремонті у якості пружного матеріалу в опорних пристроях традиційно використовується деревина. Це пов'язано з особливостями механічних властивостей такого матеріалу [1, 8]. Але опорні конструкції, що виконані з деревини, мають недоліки. Вони недовговічні та не можуть використовуватися багаторазово. Тому актуальним є пошук матеріалів, то можуть замінити деревину у суднобудівних та судноремонтних опорних пристрояї на інщі матеріали. Одним з таких матеріалів можуть бути еластоміри на поліуретанової основі. Вони мають виражені високоеластичні властивості. Це дозволяє розробити суднобудівні та судноремонтні опорні конструкції на основі еластомірних пружних прокладок, які за своїми пружними властивостями будуть еквівалентні дерев'яним. Але це потребує розробки спеціальних методів проектування.

Аналіз останніх досліджень. В роботах [1, 6] розглядається проектування суднобудівних пружних підстав на основі деревини. При цьому, визначаються показники деформативної податливості деревини, як пружного матеріалу. На цій базі у роботах [2, 3] були пропоновані конструкції еластомірних пружних прокладок, що можуть замінити відповідні дерев'яні.

В даній роботі розглянути принципи заміни деревини на еластомірні пружні прокладки при проектуванні суднобудівних та судноремонтних опорних пристроїв на основі еластомірних пружних прокладок. Також пропоновані методи проектування суднобудівних та судноремонтних пристроїв на основі еластомірних пружних прокладок.

Мета і формулювання завдань дослідження полягає в формулюванні принципів заміни деревини в суднобудуванні на еластомірні пружні елементи, розробка методів проектування суднобудівних та судноремонтних пристроїв на основі еластомірних пружних прокладок.

Основна частина. В процесі дослідження були вирішені наступні задачі:

1. Проведено аналіз суднобудівних та судноремонтних опорних пристроїв, у якості пружних елементів в яких використовується деревина;
2. Визначені основні принципи заміни деревини у суднобудівних та судноремонтних опорних пристроях на еластомірні пружні прокладки;
3. Розроблено метод проектування метод проектування суднобудівельних судноремонтних опорних пристроїв на основі еластомірних пружних елементів.

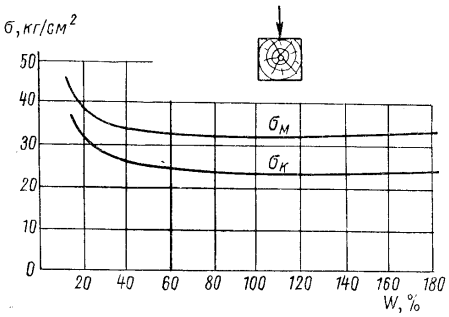
Суднобудівні та судноремонтні пристрої входять до складу сухих доків, трансбордерів, повздовжніх та поперечних стапелів, передавальних доків, плавучих ремонтних доків. Пружними елементами у них є деревина, яка дозволяє рівномірно розподіляти напруження в зонах контакту корпусу судна чи його елементів з опорним пристроєм.

Елементами суднобудівних та судноремонтних опорних пристроїв є: спускові доріжки, полози спускового пристрою, копилля, кільблоки, клітки, основи, упори, подкільні поперечні балки.

Пружні конструкції із деревини, що входять до складу цих елементів можна замінити на еластомірні пружні прокладки, які мають ряд переваг [10]. Але це потребує розробки спеціальних методів проектування.

Для того, щоб було можливо замінити деревину еластомерами, необхідно забезпечити відповідності характеристик податливості і пружності еластомірних конструкцій аналогічним дерев'яним та вирішити технологічні проблеми, що пов'язані із застосуванням еластомірних пружних елементів замість дерев'яних [4, 9].

Механічні характеристики прокладок з дерева визначаються рядом обставин, найважливішим з яких є розміщення шарів прокладки по відношенню до мнучої сили. найбільш критичний тиск при стискуванні направлений перпендикулярно до шарів. Вологість прокладок має бути не менше 30%, а при спусках взимку не повинна перевищувати 60%. На рис. 1 приведені механічні властивості прокладок залежно від їх вологості. На механічні властивості прокладок впливає також форма і розміри поперечного перетину. Висота прокладки має бути не менш її ширини. Зміна об'єму при незмінному відношенні висоти до ширини на механічні властивості прокладок впливає трохи. Після підклинювання навантаження на прокладки досягає 1,0 – 1,4 МПа. Ялина і ялиця при цьому навантаженні набувають повзучість (приблизно 1 – 2 мм за добу). Зазвичай застосовуються прокладки розміром 30х30 та 80х80 мм. У даній конструкції деревина випробовує пластичні деформації.



$$\sigma_{м} = 22{,}33\lg w - 105{,}0 + \frac{128{,}7}{\sqrt{\lg w}};$$

$$\sigma_{к} = 15{,}76\lg w - 89{,}0 + \frac{111{,}2}{\sqrt{\lg w}}$$

Рис. 1.Механічні властивості дерев'яних прокладок залежно від їх вологості

Аналіз дерев'яних конструкцій, що використовуються в суднобудуванні та судноремонті у якості пружних елементів, дозволяє систематизувати не лише самі конструкції, рис. 2, але й розрахункові процедури за визначенням їх податливості, табл. 1.

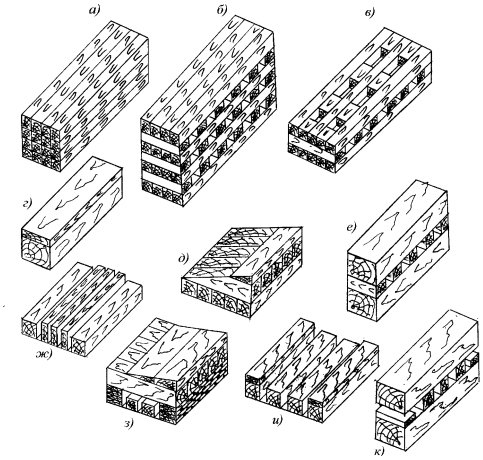


Рис. 2. Основні схеми укладання дерев'яних елементів в конструкціях, вживаних в суднобудуванні

Таблиця 1

№ п/п	Опис конструкції і вигляду навантаження	№ Рис.	Розрахункові формули	Позначення
1.	Соснова подушка кільблока при вантаженні за всією площею	2.*а*	$K = \frac{E_c l_{кб} b_{кб}}{h_c}$	$l_{кб}$ — довжина подушок кільблоків, м; $b_{кб}$ — ширина подушок кільблоків, м; h_c — висота соснової частини подушки, м; $h_д$ — висота дубової частини подушки, м; $l_{нагр}$ — довжина майданчика контакту кільблока з кілем судна, м; $l_{ср}$ і — розрахункові довжини майданчиків вантаження кільблока, м (Рис. 4); $S_{кл}$ — площа подушки клітки, м2; $S_{пер}$ — сумарна площа пересікань брусів подушки, м2; $S_{см}$ — сумарна площа елементів подушки, що мнуть, м2; $h_{см}$ — середня висота подушки по елементах, що мнуть, м;
2.	Соснова подушка кільблока при вантаженні на частини довжини	2.*а*	$K = \frac{E_c l_{ср} b_{кб}}{h_c};$ $l_{ср} = \frac{l_{нагр} + l_{кб}}{2}$	
3.	Дубова подушка з верхньою сосновою прокладкою при вантаженні по всій довжині	2.*г*	$K = \frac{E_д E_{су} l_{кб} b_{кб}}{E_д h_c + E_{су} h_д}$	
4.	Дубова подушка з верхньою сосновою прокладкою при вантаженні на частини довжини	2.*г*	$K = \frac{E_д E_{су} l_д l_c b_{кб}}{E_д l_д h_c + E_{су} l_c h_д};$ $l_д = l_{кб} - \frac{(l_{кб} - l_{нагр}) h_д}{2(h_c + h_д)}$, м; $l_c = l_{нагр} + \frac{(l_{кб} - l_{нагр}) h_c}{2(h_c + h_д)}$, м	
5.	Подушка клітки традиційного типу без проміжків між брусами	2.*а, д*	$K = \frac{E_c S_{кл}}{h_c}$	
6.	Подушка клітки традиційного типу неповним між брусами	2.*б, в, е*	$K = \frac{E_c S_{расч}}{h_c};$ $S_{расч} = K_{нагр} S_{пер}$, м^2	
7.	Клітка змінної жорсткості, елементи, що мнуть	2.*з, ж, і, д*	$K = \frac{E_{су} S_{см}}{h_{см}}$	

№ п/п	Опис конструкції і вигляду навантаження	№ Рис.	Розрахункові формули	Позначення
8.	Клітка змінної жорсткості після початку роботи основних брусів	2.*з, ж, і, д*	$K = \frac{E_{су}S_{см} + E_c S_{осн}}{h_{осн}}$	$h_{осн}$ — середня висота подушки по основних брусах, м; $b_{кл}$ — ширина клітки, м; *Ес, Есу — модулі пружності першого роду для сосни і для елементів, що мнуть, відповідно, МПа.*
9.	Кільова доріжка. Погонний коефіцієнт жорсткості	2.*а*	$K_x = \frac{K}{d}$, н/м^2	
10.	Бічні клітки. Погонний коефіцієнт жорсткості	2.*б*	$K_x = \frac{K}{b_{кл}}$, н/м^2	

Коефіцієнти жорсткості елементів типових дерев'яних подушок залежать як від конструкції, так і від вигляду вантаження. Навантаження може бути рівномірно розподілене за всією площею подушки опорного елементу або лише на її частині, рис. 3.

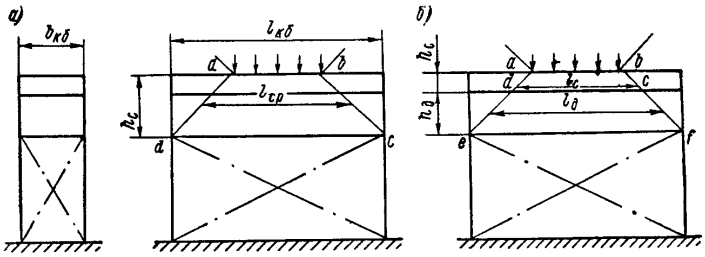


Рис. 3. Схема передачі навантаження при місцевому вантаженні кільблоків:
а – соснова подушка; б – подушка з дубового бруса і соснової прокладки.

Значення коефіцієнтів жорсткості (*К*, н/м) можуть бути визначені по формулах (5 - 9), представлених в таблиці 1.

При проектуванні пружних підстав з еластомірних елементів мають бути виконані наступні основні принципи.

1. Спроектована підстава повинна відповідати по своїх характеристиках традиційній дерев'яній.
2. Спроектована підстава повинна мати ряд технологічних переваг, що дозволяють добитися кращих результатів в технології споруди і ремонту судна.
3. Проектування, виготовлення і подальша експлуатація пружної підстави з еластомірів повинні давати позитивний економічний ефект в порівнянні з аналогічними дерев'яними пружними підставами.
4. Спроектована і виготовлена пружна підстава повинна забезпечувати надійне спирання на нього корпусу судна або окремих масивних конструкцій без пошкодження їх міцності, а також міцності самої пружної підстави.
5. Механічні характеристики спроектованої пружної підстави мають бути стабільними в процесі всього періоду експлуатації і точно відповідати розрахунковим, що повинне виключити необхідність додаткових випробувань зразків з еластомерів.
6. Проектування повинне вестися на основі розрахункових методів і сучасних комп'ютерних технологій, що виключають випробування зразків в процесі проектування.
7. Пружна підстава з еластомерів має бути надійною і зручною в експлуатації.
8. Методика проектування повинна дозволяти проектувати будь-які пружні підстави із заданими характеристиками і законом розподілу пружних властивостей.

За весь час вживання в суднобудуванні і судноремонті деревини, як пружнних елементів, накопичено значний досвід проектування і експлуатації опорних пристроїв на її основі. Такий досвід було б корисно використовувати і при проектуванні опорних пристроїв, в яких деревина замінюється еластомірами. Проте,

деревина і еластоміри значно відрізняються по своїх пружних характеристиках. Тому використання накопиченого досвіду проектування стає складним. Вирішити дану проблему можна таким чином. На першому етапі проектування можна вважати, що проектується опорний пристрій на основі дерев'яних пружних елементів, і проектування при цьому повинне вестися традиційними методами. На подальших етапах розглядаються всі типові елементи, що складають спроектований в першому наближенні опорний пристрій. У кожному з цих елементів деревина замінюється еластомірами. При цьому має бути забезпечена відповідність характеристик проектованого з еластомерів елементу опорного пристрою і його дерев'яного аналога.

Параметри деформативної податливості дерев'яних елементів визначаються за формулами, що наведені у табл. 1. А податливість еквівалентних їм пружних еластомірних прокладок визначається за діаграмами, що булі построєні на основі експериментального стиснення типових еластомірних прокладок [3]. Прикладом такої діаграми є, що зображена на рис. 4.

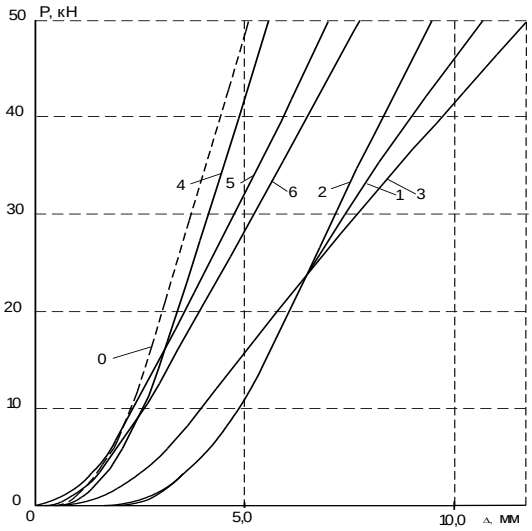


Рис. 4. Діаграма стиснення типових еластомірних пружних прокладок

Відповідні еластомірні пружні прокладки наведені на рис. 5.

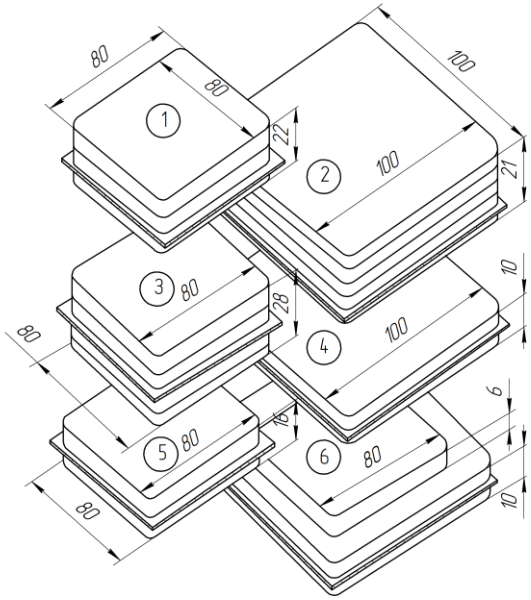


Рис. 5. Типові еластомірні прокладки

Висновки. Практичне значення дослідження полягає в можливості его використання для проектування та будівництва суднових опорних пристроїв на основі еластомірних пружних прокладок на сучасних суднобудівних та суднoремонтних підприємствах.

СПИСОК ВИКОРИСТАННОЙ ЛІТЕРАТУРИ

1. Козляков В.В., Фінкель Г.Н., Хархурім І.Я. Проектування докових опорних пристроїв: довідник. Л.: Суднобудування, 1973.
2. Коробанов Ю.Н., Коршиков Р.Ю. Особливості проектування еластичних прокладок, здатних за пружними показниками замінювати дерев'яні конструкції: наукова стаття. Збірник наукових праць Українського державного морського технічного університету. Миколаїв: УГМТУ, 1998.
3. Коробанов Ю.Н., Коршиков Р.Ю. Основи вибору еластичних прокладок за пружними показниками: наукова стаття. Вісник Херсонського державного технічного університету № 1(3) – 1998. Херсон: Херсонський державний технічний університет, 1998. С. 149 – 152.
4. Мацкевич В.Д. Основи технології суднобудування: підручник; під загальною редакцією В.Д. Мацкевича. Л.: Суднобудування, 1980. 351 с.
5. Коробанов Ю.Н., Коршиков Р.Ю. Вживання декларативної парадигми в програмуванні завдань оптимізації розміщення однорідних об'єктів на площині: наукова стаття. Міжвузівський журнал «Автоматика. Автоматизація. Електротехнічні комплекси і системи» № 2. 1998. Херсон: Херсонський державний технічний університет, 1998. С. 123 – 128.
6. Козляков В.В., Фінкель Г.Н., Хархурім І.Я. Проектування докових опорних пристроїв: довідник. Л.: Суднобудування, 1973.
7. Спуск судів: довідник / Курдюмов А.А. та ін. Л.: Суднобудування. 1966.
8. А.Г. Архангородський, Л.М. Білий, А.Б. Литвин. Прокладки, що мнуть, в суднобудуванні і судноремонті: довідник. Л.: Суднобудування, 1966. 131 с.
9. Лавендел Е.Е. Розрахунок гумотехнічних виробів. – М.: Машинобудування, 1976. – 232 с.
10. Ляпунов. В.Т., Лавендел Е.Е., Шляпочников С.А. Гумові віброізолятори: довідник. Л.: Суднобудування, 1988. 216 с.

Korshikov R.Yu., Luginin O.E., Korshikov Yu.S., Bezrodnja L.V., Repchiskij I.M.

PRINCIPLES OF REPLACEMENT OF WOOD BY ELASTOMIRIC ELASTIC GASKETS IN THE DESIGN OF SHIP SUPPORTING DEVICES

To consider the principles of replacing wood with elastomeric elastic gaskets in the formation of elastic foundations in shipbuilding and ship repair. A method of designing shipbuilding and ship repair devices based on elastomeric elastic gaskets is also proposed.

Key words: *shipbuilding, ship repair, support devices, elastomers, elastic gaskets.*

Коршиков Р.Ю., Лугинин О.Е., Коршиков Ю.С., Безродня Л.В., Репчинский И.М.

ПРИНЦИПЫ ЗАМЕНЫ ДРЕВЕСИНЫ НА ЭЛАСТОМЕРНЫХ УПРУГИЕ ПРОКЛАДКИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ СУДОВЫХ ОПОРНЫХ УСТРОЙСТВ

Рассмотрены принципы замены древесины на эластомерные упругие прокладки при формировании упругих оснований в судостроении и судоремонте. Также предложен метод проектирования судостроительных и судоремонтных опорных устройств на основе эластомерных упругих прокладок.

Ключевые слова: *судостроение, судоремонт, опорные устройства, эластомеры, упругие прокладки.*

СЕКЦІЯ № 2.
СУЧАСНІ МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ У КОНСТРУЮВАННІ І ПРОЕКТУВАННІ СУДЕН ТА ОБ'ЄКТІВ ОКЕАНОТЕХНІКИ

2.1 ПІДСЕКЦІЯ ПРОЕКТУВАННЯ СУДЕН

Президія підсекції: Нєкрасов В.О., д-р техн. наук, проф., Бондаренко О.В., канд. техн. наук. проф.

Вчений секретар: Астахова А.О., викладач

УДК 629.5.01

СУЧАСНІ МАТЕРІАЛИ ДЛЯ НОВІТНЬОГО СУДНОБУДУВАННЯ

Єгоров Геннадій Вячеславович, д.т.н., проф., генеральний директор[1]
Морське Інженерне Бюро
Україна, Одеса
[1] egorov@meb.com.ua

Анотація. *Показано, що головним матеріалом суднобудування є сталь. Описано основні марки сталі, призначені для роботи в вкрай жорстких умовах. Проаналізовано досвід використання спеціальних матеріалів на рибопромислових суднах, пасажирських суднах, а також на суднах з композитних матеріалів, вуглепластику і поліетилену високої щільності.*

Ключові слова*: сталь; сплави; міцність; ефективність.*

Главным материалом судостроения является сталь [1]. Драйверами применения новых марок сталей является постройка корпусов арктических морских сооружений и судов. Условия эксплуатации их конструкций крайне тяжелые: температура эксплуатации до -60°С; цикличность нагрузки конструкции от ледовой нагрузки - до 107 циклов в год; от волновой нагрузки - 108 циклов в год; длительное коррозионное воздействие и коррозионно-эрозионный износ в условиях сезонного повышения солености льда. Для изготовления таких тяжелонагруженных сварных конструкций все более широкое применение получают высокопрочные стали с повышенной хладостойкостью. В связи с этим особую актуальность приобретает освоение и производство импортных аналогов высокопрочных закаленных и отпущенных сталей для изготовления механизмов, машин и конструкций, работающих при низких температурах (до -60 °С): JFE-HITEN590U2L, JFE-HITEN590L, JFE-HITEN610U2L, JFE-HITEN610L, JFE-HITEN690L, JFE-HITEN710L, JFE-HITEN780L, JFE-HITEN780FL, JFE-HITEN780ML (JFE Steel Corporation, Япония); ABREX≥400LT, 450LT, 500LT (Nippon Steel Corporation, Япония); Strenx 700, 900, 960, 1100 (SSAB, Швеция); DILLIMAX 690 E, 890 E, 965 E, 1100, DI-RACK (DILLINGER, Германия).

Ведущей организацией является НИЦ "Курчатовский институт" - Центральный научно-исследовательский институт конструкционных материалов "Прометей". Для решения проблемы усиленного коррозионно-эрозионного износа в условиях льдов повышенной солености "Прометеем" были разработаны специальные двуслойные (плакированные) стали. Такие биметаллы, которые изготавливаются с основным слоем из стали различной категории прочности - стали марок 09Г2С, 10ХСНД, 10ГНБ, стали категорий D, E, F, АБ (355, 500, 590 и 620 МПа) и плакирующим слоем из различных аустенитных марок стали (коррозионностойкие стали марок 08Х18Н10Т, 8Х19Н10Г2Б, 03Х17Н14М3 (316L, 317L по ASTM), отличаются высоким сцеплением слоев, коррозионно-эрозионной стойкостью, и могут свариваться без снятия плакирующего слоя.

Помимо ледовых поясов ледоколов и арктических платформ, высокопрочные износостойкие стали востребованы при постройке рыбопромысловых судов нового поколения. Это траловые палубы и слип (сталь типа Strenx 700, Hardox 450). Показаны примеры использования этих сталей на проектах морозильных траулеров СТ-192, КМТ01, КМТ02.

Алюминиевые сплавы, безусловно, широко известны в отечественном судостроении многие годы и применяются в первую очередь для корпусов скоростных судов (для увеличения полезной нагрузки за счет снижения массы корпуса), надстроек и рубок пассажирских судов, паромов и служебно-вспомогательных

судов (для решения вопросов по остойчивости за счет снижения положения ЦТ по высоте). Примером могут служить надстройки круизных судов нового поколения проектов PV08, PV09, PV300, PV300VD.

Новшеством является применение новых Al-Mg сплавов с пониженным содержанием скандия, разработанных RUSAL. Основные преимущества деформируемых Sc-содержащих сплавов RUSAL (с 0,1% Sc): низкая стоимость (в 2-3 раза) по сравнению с традиционными Sc-содержащими сплавами; по уровню прочностных свойств превосходит традиционные сплавы минимум на 40%; высокий уровень свойств достигается без использования операции закалки в воду. Достигнуто снижение стоимости Sc сплавов (в виде слитков) до 5000 долларов США за тонну (при содержании до 0,1% Sc). За счет роста прочности масса конструкций может быть снижена по сравнению с обычными алюминиевыми сплавами примерно на 25%.

НИЦ "Курчатовский институт - ЦНИИ КМ "Прометей" разработал технологию производства сварных крупногабаритных облегченных панелей (СКО-панелей) с использованием катаных и прессованных полуфабрикатов из коррозионно-стойких алюминиево-магниевых сплавов 1561, 1565ч толщиной от 2,5 мм методом сварки трением с перемешиванием.

Применение фиксель-панелей - многослойных структур, разработанных специально для использования в модульных конструкциях, особенно там, где требуется как горизонтальная, так и вертикальная жесткость в сочетании с низким номинальным весом. Для судна проекта PV300VD были выполненные проработки по замене элементов конструкции из алюминиевого сплава на фиксель-панели в жилой части надстройки.

Инновационный катамаран "Грифон" проекта 23290 с корпусом из углепластика (АО "Средне-Невский судостроительный завод") - яркий пример применения композитов в судостроении. Его корпус изготовлен из композитных материалов с применением отечественных углеродных тканей. Применение композитных материалов в данном проекте позволило улучшить прочность корпуса. При этом вес такого судна гораздо легче судов с металлическим корпусом, в результате чего расход топлива и ГСМ гораздо ниже. Кроме того, композитный корпус не подвержен коррозии, что существенно увеличивает срок его эксплуатации.

Для грузовых судов смешанного река-море плавания и речного плавания актуальными является применение композитов для изготовления люковых закрытий (был приведен пример водного транспорта США, где такое решение применяется повсеместно), перемещаемых поперечных переборок, дельных вещей, элементов надстройки.

Ростовский судостроительно-судоремонтных завод ЗАО "РИФ", который входит в состав Группы компаний "Ростовский порт", освоил строительство катеров и плавобъектов из полиэтилена высокой плотности (HDPE). Это вид полиэтиленовой пластмассы, который активно используется в судостроении благодаря высокой плотности и легкости. Использование УФ-добавки повышает стойкость к воздействию ультрафиолетового излучения, и материал не выгорает под воздействием солнца. Катера серии RIF длиной от 5 до 17 метров имеют твердую HDPE-конструкцию, состоящую из труб и пластин с использованием инновационных методов сварки. Строительство осуществляется под наблюдением РРР.

Заключение. Представлены основные направления практического использования новых конструкционных материалов в гражданском судостроении, с примерами из отечественного опыта.

REFERENCES

[1] Collette, M. & Egorov, G. et al. (2018). *Design Principles and Criteria*. Report of Committee IV.1, Proc. of 20th ISSC. Liege (Belgium) & Amsterdam (The Netherlands). - Vol. 1 (Edited by M.L. Kaminski and P. Rigo). - P. 549-607.

Egorov Gennadiy

Modern materials for new shipbuilding

Text of the annotation*. It is shown that the main material of shipbuilding is steel. The main steel grades intended for work in extremely harsh conditions are described. The experience of usage of special materials on fishing vessels, passenger vessels, as well as on vessels made of composite materials, carbon fiber and high density polyethylene is analyzed.*

Keywords: *steel; alloys; strength; efficiency.*

Егоров Геннадий Вячеславович

Современные материалы для нового судостроения

***Текст аннотации**. Показано, что главным материалом судостроения является сталь. Описаны основные марки стали, предназначенные для работы в крайне жестких условиях. Проанализирован опыт использования специальных материалов на рыбопромысловых судах, пассажирских судах, а также на судах из композитных материалов, углепластика и полиэтилена высокой плотности.*
***Ключевые слова:** сталь; сплавы; прочность; эффективность.*

УДК 629.5.01

НОВИЙ КАСПІЙСЬКИЙ ВАНТАЖНИЙ ФЛОТ

Єгоров Геннадій Вячеславович, д.т.н., проф., генеральний директор1, Єгоров Олександр Геннадійович, к.т.н., старший науковий співробітник2
Морське Інженерне Бюро
Україна, Одеса
1 egorov@meb.com.ua, 2 egorovag@meb.com.ua

Анотація. Проаналізовано вантажну базу Каспійського регіону. Виконано дослідження основного флоту, який працює на вантажних перевезеннях. Показано, що нові вантажні судна, побудовані за проектами Морського Інженерного Бюро, успішно працюють на Каспійські порти.
Ключові слова: Каспійське море; річка-море перевезення; вантажна база; напрямки.

Принципиально важным для понимания направлений развития коммерческого флота является грузовая база и ее прогнозы. При этом следует рассматривать не только перевозки, ориентированные исключительно на порты Ирана, но и работу на порты Казахстана, Туркменистана и Азербайджана. Кроме того, существует грузопоток сырой нефти с буровых платформ компании "Лукойл" в Северном Каспии, который также требует наличия фидерных танкеров. Следует также учитывать транзитные грузы для Узбекистана, Таджикистана и Афганистана.

Грузы понятны - это зерно, металл, сырая нефть, нефтепродукты, а также унифицированные грузовые места - контейнеры международного образца, вагоны, автопоезда.

Отсюда востребованные типы судов - многоцелевые сухогрузные, контейнеровозы, железнодорожные и автомобильные паромы, танкеры.

Размер судов - либо суда транзитного типа ("Волго-Дон максы", "Волго-Балт максы"), либо суда каспийского типа (т.е. несколько больших размеров, которые уже не смогут совершать переходы через Волго-Дон и будут работать исключительно на Каспии).

Сегодня такие суда уже есть. Часть из них работает, некоторые строятся.

Паромы. Сейчас в Каспийском море в эксплуатации находится 19 морских паромов (5-ти проектов). Из них 13 паромов трех проектов (11611-А, 10802Е, 0379) - железнодорожные грузопассажирские. Оставшиеся четыре парома проекта 161 и два новых парома проекта 11612-В - морские автомобильно-пассажирские (грузопассажирские) паромы для перевозки пассажиров и накатной техники.

Средний возраст этих паромов (19 единиц), эксплуатирующихся на линиях Каспийского моря, составляет 24,6 года, но многие старше 30 лет.

Основной перевозимый груз - контейнеры на железнодорожных платформах, нефть и нефтепродукты, продовольствие и сельскохозяйственные продукты, стройматериалы, а также автопоезда.

13 декабря 2019 года Бакинский судостроительный завод Baku Shipyard в торжественной обстановке спустил на воду новый головной пассажирский железнодорожно-автомобильный паром для Каспия проекта CNF18C "Азербайджан" для ЗАО "Азербайджанское Каспийское морское пароходство". Второй строится.

Новый паром "открытого" типа проекта CNF18C предназначен для перевозки 100 пассажиров, 56 вагонов с шириной колеи 1520 мм, грузовых автомобилей (50 автопоездов), включая опасные грузы, с кормовой схемой грузообработки для вагонов и автомобилей и с бортовой рампой для погрузки-выгрузки автотехники на обычные причалы.

Танкеры. В декабре 2019 года Бакинский судостроительный завод Baku Shipyard сдал в эксплуатацию головной каспийский танкер-продуктовоз-химовоз нового поколения "Лачин" дедвейтом 8009 тонн проекта RST12C для ЗАО "Азербайджанское Каспийское морское пароходство". Еще три строятся.

Танкеры нового проекта RST12C имеют усиленную "каспийскую" функцию:

• при "каспийской" осадке 4,54 м дедвейт 8009 тонн (у проекта RST27 - дедвейт 7030 тонн), что больше на 979 тонн;

• объем грузовых цистерн рассчитан на перевозку нефтепродуктов Каспийского региона и увеличен за счет подъема тронка до 9190 м³ (у RST27 - 8100 м³), т.е. на 1090 м³. Красное Сормово успешно строит аналог - танкеры проекта RST27M типа "Балт Флот".

Например, 27 декабря 2019 года танкер-продуктовоз-химовоз "Волго-Дон макс" класса проекта RST27 дедвейтом в море/реке 7030/5428 тонн "Балт-Флот 15" выгрузил в Махачкалинском торговом порту первую партию дизельного топлива из Туркмении.

Многоцелевые сухогрузы с контейнерной функцией. Проект RSD49. 8 июня 2017 года Невский Судостроительно-Судоремонтный завод сдал казахстанскому заказчику девятое многоцелевое сухогрузное судно дедвейтом 7150 тонн контейнеровместимостью 289 TEU проекта RSD49 "Атамекен". Сдача прошла в порту Актау в Каспийском море. "KTZ Express Shipping" получил от Невского завода два многоцелевых сухогрузных судна проекта RSD49 "Жібек Жолы" и "Атамекен".

Проект 005RSD03. 16 апреля 2019 года многоцелевое сухогрузное судно вместимостью 225 контейнеров проекта 005RSD03 "Туркестан" открыло контейнерную линию из порта Актау в порт Баку. При фидерных перевозках одно такое судно обеспечивает погрузку грузов двух полносоставных контейнерных поездов.

Фидерные суда проекта 005RSD03 курсируют регулярно на еженедельной основе, что способствует наращиванию грузопотока по Транскаспийскому международному транспортному маршруту и дальнейшему развитию контейнеризации грузов в Каспийском регионе. Транскаспийский маршрут является ключевым звеном евразийских транспортных артерий и дополняет систему транзитных коридоров Казахстана.

"Мы приняли это пароход длиной 102 метра, который может перевозить 225 20-футовых контейнеров. Общая вместимость судна - 5 000 тонн. Это - универсальный пароход, который может перевозить как сыпучие грузы, так и контейнеры. В Каспийском море была проблема - отсутствие такой линии по регулярным контейнерным перевозкам. Контейнеры, идущие из Китая в Европу, сейчас идут по океану около 30 суток, с новой линией через Каспийское море время сократится вдвое - до 14 суток. Это очень важно для тех грузов, которые имеют очень короткий срок хранения. Новая линия свяжет не только два порта - Актау и Баку, но и Азию и Европу. Все это способствует увеличению транзитного потока через Казахстан. Думаю, и наши отечественные производители будут пользоваться этой линией", - сказал заместитель генерального директора по коммерции АО НМСК "Казмортрансфлот" Айдар Оржанов.

Два судна этого проекта работают в "KTZ Express" под флагом Казахстана, восемь судов в Азербайджанском Каспийском морском пароходстве, два суда - у судоходной компании Альброс. Например, в конце 2019 года такое судно проекта 005RSD03 "Гафур Мамедов" АКМП перевезло 2856 тонн карбамида в Молдову из Турменбаши транзитом через ВДСК.

Существующая инфраструктура каспийских портов пока не позволяет применять "чистые" контейнеровозы с большой вместимостью по контейнерам - их просто будут долго грузить и выгружать.

Многоцелевые сухогрузы [1]. 26 июня 2020 года завод "Красное Сормово" спустил на воду восемнадцатое многоцелевое сухогрузное судно "Пола Алексия" дедвейтом 8144 тонн проекта RSD59.

Завод "Красное Сормово" уже построил шестнадцать многоцелевых сухогрузных судов проекта RSD59 и еще четыре находятся на разной стадии постройки, плюс подписано соглашение еще на 20 судов. Невский судостроительно-судоремонтный завод сдал два судна проекта RSD59, третье спустил и еще два строятся. Окская судоверфь заключила контракты еще на 15 судов проекта RSD59. Головное сдано 29 мая 2020 года, два достраиваются на плаву.

То есть, на сегодня общий заказ сухогрузных судов проекта RSD59 составляет 60 судов (девятнадцать построено).

Суда серии могут использоваться для транспортировки генеральных, навалочных, контейнерных, лесных, зерновых и крупногабаритных грузов, опасных грузов классов 1.4S, 2, 3, 4, 5, 6.1, 8, 9 МК МПОГ и Приложения В Кодекса ВС в Каспийском море, а также в Средиземном, Черном, Балтийском, Белом, Северном морях, включая рейсы вокруг Европы и в Ирландское море зимой. Новый сухогрузный проект RSD59, который выполнен в "сверхполных" обводах уже с двумя сухогрузными трюмами, один из которых имеет рекордную для "Волго-Дон макса" длину, является преемником трехтрюмной серии судов RSD49.

Преимущества проекта RSD59 (на примере судна "Пола Фива" с усиленной морской функцией) по сравнению с лучшим из ранее построенных сухогрузов "Волго-Дон макс" класса проекта RSD49:

• наличие длинного трюма L = 77,35 м (на судне проекта RSD49 L = 52 м), позволяющего перевозить КТГ, что актуально для рынка стран Каспийского региона;

• высота трюма больше на 620 мм (9000 мм), чем на судне проекта RSD49, что позволяет перевозить контейнеры высотой до 9,6 футов - "high cube containers" (3 таких контейнера в высоту);

• дедвейт в реке при осадке 3,60 м 5320 тонны (у проекта RSD49 - 4507 тонн), что больше на 813 тонн;

• дедвейт при осадке 4,20 м 6944 тонн (у проекта RSD49 - 6021 тонна), что больше на 923 тонны;

• дедвейт при максимальной осадке 4,706 м 8144 тонн (у проекта RSD49 при максимальной осадке 4,70 м 7143 тонны), что больше на 1000 тонн.

15 ноября 2019 года Окская верфь сдала завершающее серию восьмое многоцелевое сухогрузное судно дедвейтом 6220 тонн проекта RSD32M "Анатолий Николаев".

Суда проекта RSD32M в соответствии с принятой в Бюро классификацией относятся к классу "Каспийско/Азовский пятитысячник", то есть в качестве основной целевой задачи могут перевозить "классические" партии зерна и других массовых грузов в 5000 тонн из портов Азовского и Каспийского морей при характерной в этих районах осадке 4,20 м.

По своей философии, суда проекта RSD32M призваны заменить устаревшие морально и физически "Сормовские" и "Волго-Балты", которые активно работают именно в этом сегменте перевозок.

Имея меньшую по сравнению с судами "Волго-Дон макс" класса расчетную длину, суда проекта RSD32M дешевле в постройке и более экономичны в эксплуатации.

При характеристической для ВДСК осадке 3,60 м в реке дедвейт составляет около 3833 тонн, при характеристической для Азовских и Каспийских портов осадке 4,20 м в море - около 5157 тонн, наибольший дедвейт в море при осадке 4,745 м - около 6221 тонн.

Заключение. Необходимо четко представлять реальную грузовую базу, фактические путевые условия и технологические возможности портов на Каспии и получить серийно строящиеся на верфях суда под эту грузовую базу. С учетом известной волатильности рынка на Каспии желательно иметь грузовой флот, который можно будет использовать и в других районах (Черное море, Балтика, Средиземное море).

Танкеры дедвейтом 60000 тонн, автомобильные паромы на 100 грузовиков и контейнеровозы на 600 контейнеров, которые обсуждаются с некоторыми перерывами достаточно давно, не вписываются в сегодняшнюю грузовую базу региона. Собственно говоря, поэтому они и не строятся.

REFERENCES

[1] Egorov, G. & Tonyuk, V. (2019). About design of “super-full” multipurpose dry-cargo ships of RSD59 project of “Pola Makaria” type. Proc. of X Intern. Sc. Tech. Conf. “Innovations in shipbuilding and ocean technique”. - Nikolayev. - 3-5 p. (in Russian).

Egorov Gennadiy, Egorov Alexander

New Caspian cargo fleet

Text of the annotation. The cargo base of the Caspian region is analyzed. A study of the main fleet operating in freight traffic was carried out. It is shown that new cargo ships built according to the projects of the Marine Engineering Bureau are successfully operating at the Caspian ports.

Keywords: Caspian Sea; river-sea transportations; cargo base; directions.

Егоров Геннадий Вячеславович, Егоров Александр Геннадьевич

Новый каспийский грузовой флот

Текст аннотации. Проанализирована грузовая база Каспийского региона. Выполнено исследование основного флота, работающего на грузовых перевозках. Показано, что новые грузовые суда, построенные по проектам Морского Инженерного Бюро, успешно работают на Каспийские порты.

Ключевые слова: Каспийское море; река-море перевозки; грузовая база; направления.

УДК 629.5.01

НАЙБІЛЬШИЙ ПОБУДОВАНИЙ ЗАЛІЗНИЧНИЙ ВАНТАЖОПАСАЖИРСЬКИЙ ПОРОМ ДЛЯ КАСПІЙСЬКОГО МОРЯ ПРОЕКТУ CNF18C

Єгоров Геннадій Вячеславович, д.т.н., проф., генеральний директор[1], Ільницький Ігор Анатолійович, перший заступник генерального директора, головний конструктор[2]
Морське Інженерне Бюро
Україна, Одеса
[1] egorov@meb.com.ua, [2] ilnitskiy@meb.com.ua

Анотація. *Проаналізовано ринок поромних перевезень Каспійського моря. Визначено основні передумови створення нових залізничних вантажопасажирських поромів. Створено сучасний концепт проекту CNF18C, визначено основні характеристики. Показано, що новий концепт перевершує за характеристиками існуючі каспійські пороми.*
Ключові слова*: залізничний вантажопасажирський пором; проектування; економіка; Каспійське море.*

В последнее десятилетие активно развиваются перевозки в Каспийском регионе. Прежде всего, связано это с транспортировкой туркменской нефти через порты Махачкала и Оля, с перевозками продукции металлургической продукции в порт Туркменбаши и зерна в порты Ирана (международный транспортный коридор (МТК) «Север-Юг»), с перевозками на линии Баку-Туркменбаши, Баку-Актау.

На сегодняшний день на Каспийском море работают следующие железнодорожные паромные переправы: Алят (Баку) – Туркменбаши (автомобильно-пассажирская и железнодорожная переправа); Алят (Баку) – Актау (автомобильно-пассажирская и железнодорожная переправа). 6 октября 2014 года открылся современный паромный терминал в Аляте (новый Бакинский морской торговый порт). В связи с этим, старый паромный терминал в Баку больше не работает.

В эксплуатации находится 19 морских паромов (5-ти проектов). Из них 13 паромов трех проектов (11611-А, 10802Е, 0379) - железнодорожные грузопассажирские. Оставшиеся четыре парома проекта 161 и два новых парома проекта 11612-В - морские автомобильно-пассажирские (грузопассажирские) паромы для перевозки пассажиров и накатной техники.

Средний возраст этих паромов (19 единиц), эксплуатирующихся на линиях Каспийского моря, составляет 24.6 года, но многие старше 30 лет [1].

Основной перевозимый груз - контейнеры на железнодорожных платформах, нефть и нефтепродукты, продовольствие и сельскохозяйственные продукты, стройматериалы, а также автопоезда.

Основные предпосылки создания и строительства новых железнодорожных грузопассажирских паромов для Каспийского моря можно сформулировать следующим образом: хорошие объемы существующих и перспективных грузопотоков по МТК «Север-Юг»; отсутствие железнодорожных грузопассажирских паромов на Каспийском море с максимальной вместимостью; отсутствие паромов с возможностью круглогодичной работы без ледокольной проводки; •необходимость в паромах нового поколения, отвечающих самым современным требованиям по безопасности, особенно при перевозке пассажиров и опасных грузов (необходимы паромы без закрытых грузовых пространств).

В результате анализа существующего флота и грузопотоков для Азербайджанского Каспийского морского пароходства был спроектирован паром проекта CNF18C.

Новый паром «открытого» типа проекта CNF18C предназначен для перевозки 100 пассажиров, 56 вагонов с шириной колеи 1520 мм, грузовых автомобилей (50 автопоездов), включая опасные грузы, с кормовой схемой грузообработки для вагонов и автомобилей и с бортовой рампой для погрузки-выгрузки автотехники на обычные причалы (см. рисунок 1).

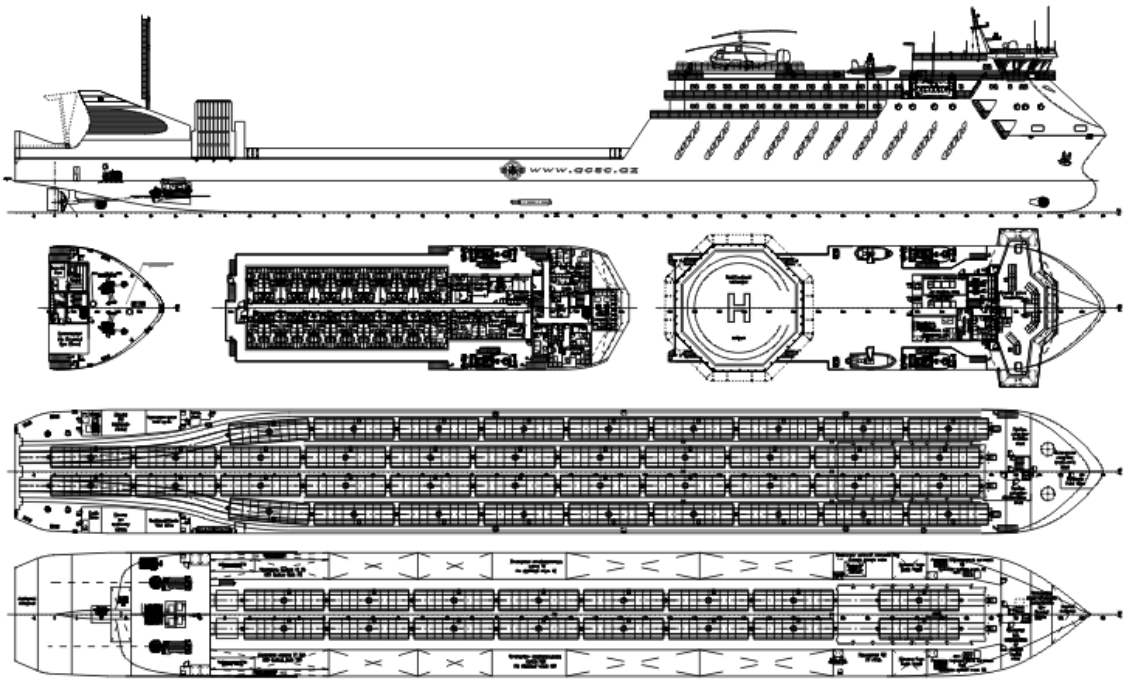


Рисунок 1. Схема общего расположения железнодорожно-автомобильно-пассажирского парома проекта CNF18C

Судно проекта CNF18C перевозит опасные грузы на открытой верхней палубе в соответствии с положениями Международного морского кодекса по опасным грузам (МК МПОГ) и национальных Правил морской перевозки опасных грузов (Правил МОПОГ).

Преимущества нового парома проекта CNF18C по сравнению с существующими:

- общая вместимость по ж/д вагонам габарита Т-1 с длиной между автосцепами 12020 мм - 56 вагонов (на существующих не более 54);
- рельсы утоплены в палубу;
- открытая грузовая палуба ускоряет и облегчает процесс погрузочно-разгрузочных работ, а также её наличие положительно сказывается на безопасности мореплавания;
- наличие бортовой рампы для погрузки-выгрузки автотехники на причалы позволяет работать не только на привычные железнодорожные причалы, но и на обычные сухогрузные причалы достаточной длины;
- высота трюма (5400 мм) позволяет перевозить высокие вагоны в трюме (на существующих паромах высота трюма 5000 мм);
- длина лифта 25000 мм позволяет осуществлять погрузку / выгрузку ж/д составов и накатных грузов общей г/п 188 т с главной палубы на нижнюю палубу по двум колеям, включая платформы типа 11-935А длиной 19620 мм с 3-мя 20-футовыми контейнерами (на существующих паромах длина лифта 14540 мм, г/п 170 т);
- на судне имеются места для размещения и перевозки 100 человек пассажиров. Перевозка пассажиров одновременно с перевозкой опасных грузов предусматривается в соответствии с условиями перевозки опасных грузов.

В целом судно представляет собой пассажирский автомобильно-железнодорожный паром с бульбообразной носовой оконечностью и транцевой кормой, с избыточным надводным бортом, с носовым расположением жилой надстройки, машинным отделением в корме, с двухвинтовой дизельной пропульсивной установкой, кормовым и носовым подруливающими устройствами, с двумя грузовыми палубами.

Грузовместимость судна по ж/д вагонам габарита Т-1 с длиной между автосцепами 12020 мм (4-х осные) - 56 единиц; с длиной между автосцепами 13920 мм (4-х осные) - 46 вагонов; с длиной между автосцепами 14730 мм (4-х осные) - 44 вагона. Протяженность рельсовых путей - 688 м.

Грузовместимость судна по грузовым автомобилям с полуприцепом, имеющим длину 12-13,5 м - 50 автопоездов. Линейные метры - 900 м.

Верхняя палуба рассчитана на перевозку железнодорожных цистерн и вагонов массой до 94 т на всех колеях.

Допускаемая нагрузка колесной техники на ось: 4 колеса на ось - 12 т; 2 колеса на ось - 10 т.

Для погрузки/выгрузки ж/д составов и накатных грузов с главной палубы на нижнюю палубу предусмотрен грузовой лифт на две колеи грузоподъемностью 188 т длиной 25 м.

Для размещения пассажиров предназначаются 2 улучшенные двухместные каюты с санузлом и 24 двухместные (конвертируемые в четырёхместные) каюты с санузлом. Имеется магазин беспошлинной торговли, интернет-кафе; помещение с игровыми автоматами с баром; ресторан для пассажиров (50 мест); курительная; в пассажирском салоне устройства для установки подвесных люлек (3 шт.); помещения медицинского назначения (медицинский блок) в составе: кабинет врача, совмещенный с амбулаторией; стационар на одно место; изолятор на одно место.

Дальность плавания около 2500 миль. Автономность судна по запасам топлива и масла (в ходовом режиме) - 10 суток. Автономность судна по запасам воды и провизии - 5 суток.

Энергетическая установка состоит из:

- главной установки из двух дизельных двигателей максимальной длительной мощностью по 2600 кВт при частоте 1000 мин$^{-1}$ каждый, работающих через реверс-редукторы на 2 винта фиксированного шага (левого и правого вращения);

- вспомогательной установки в составе четырех дизель-генераторов электрической мощностью по 300 кВт каждый, и аварийного дизель-генератора электрической мощностью 300 кВт.

Скорость судна при использовании 85% мощности ГД - не менее 14 узлов.

В качестве топлива применяются: для главных двигателей и котла - тяжелое топливо IFO380 вязкостью 380 сСт при 50°С; для дизель-генераторов, аварийного дизель-генератора дизельное топливо MDO с температурой вспышки более 60°С.

Для улучшения управляемости на малых ходах, при проходе узкостей и при швартовках на судне имеются носовое и кормовое ПУ типа "винт в трубе" с винтом фиксированного шага (ВФШ). Мощность на входе ПУ - 350 кВт, диаметр гребного винта - 1090 мм.

На судне предусматриваются 2 морские эвакуационные системы (МЭС) с закрытыми спасательными плотами и эвакуационным рукавом для спуска в плоты (по 1 с каждого борта). Пропускная эвакуационная способность до 582 чел. за 30 минут.

Заключение. 13 декабря 2019 года Бакинский судостроительный завод Baku Shipyard в торжественной обстановке спустил на воду головной пассажирский железнодорожно-автомобильный паром для Каспия проекта CNF18C «Азербайджан» (см. рисунок 2). В торжественной церемонии принял участие Президент Азербайджана Ильхам Алиев.

Паром «Азербайджан» достраивается на плаву, сдача ожидается в 2020 году.

Второе судно проекта «Академик Зарифа Алиева» было заложено 4 марта 2018 года.



Рисунок 2. Общий вид железнодорожно-автомобильно-пассажирского парома проекта CNF18C

REFERENCES

[1] *Development of technical design of train cargo-passenger for Caspian Sea for transportation of wagons, and also other ro-ro vehicles, with ice category Ice2 for all-year operation without icebreakers / edited by Egorov G.V*. Science-research work, Volume MEB.4962: Marine Engineering Bureau, 2014, 234 p. (in Russian).

Egorov Gennadiy, Ilnitskiy Igor

The largest ever built train cargo-passenger ferry for Caspian Sea of CNF18C project

Text of the annotation*. The market of ferry transportations of the Caspian Sea is analyzed. Basic prerequisites for the creation of new train cargo-passenger ferries are determined. Modern concept of CNF18C project was created, main characteristics were determined. It is shown that the new concept surpasses in characteristics existing Caspian ferries.*

Keywords: *train cargo-passenger ferry; design; economy; the Caspian Sea.*

Егоров Геннадий Вячеславович, Ильницкий Игорь Анатольевич

Самый большой построенный железнодорожный грузопассажирский паром для Каспийского моря проекта CNF18C

Текст аннотации*. Проанализирован рынок паромных перевозок Каспийского моря. Определены основные предпосылки создания новых железнодорожных грузопассажирских паромов. Создан современный концепт проекта CNF18C, определены основные характеристики. Показано, что новый концепт превосходит по характеристикам существующие каспийские паромы.*

Ключевые слова: *железнодорожный грузопассажирский паром; проектирование; экономика; Каспийское море.*

УДК 629.5.01

ЕВРОПЕЙСЬКИЙ РІЧКОВИЙ КРУЇЗНИЙ РИНОК: ОГЛЯД, ОСОБЛИВОСТІ, ТЕНДЕНЦІЇ

Єгоров Олександр Геннадійович, к.т.н., старший науковий співробітник1
Морське Інженерне Бюро
Україна, Одеса
1 egorovag@meb.com.ua

Анотація. Проаналізовано роботу європейських круїзних суден: визначено кількість працюючих суден, основні напрямки і перспективи. Виконано порівняння з вітчизняними річковими круїзними пасажирськими суднами. На підставі аналізу запропоновано напрями розвитку і поліпшення вітчизняних круїзних пасажирських суден.

Ключові слова: круїз; комфорт; інновація; річкове круїзне судно.

Путешествия по реке на судах являются традиционной составляющей туристического бизнеса многих стран. Ежегодно более 1 млн. человек совершают речные круизы по рекам и озерам в Европе, в Азии, в Америке, в Африке, Австралии.

Отечественный рынок круизных услуг является частью общеевропейского туристического бизнеса. Некоторые европейские компании (Viking River Cruises, Thurgau Travel) имеют свои дочерние компании, а остальные работают через ведущих отечественных туроператоров [1].

Навигационный период по ВВП Европы составляет порядка 240 дней (у нас - 150-165 суток). Существенно отличаются ветро-волновые нагрузки – круизные суда (КС) в Европе работают в условиях рек и каналов при высотах волн до 0,6 м, у нас определяющим является эксплуатация по крупным озерам и водохранилищам, что не может не отразиться на металлоемкости корпусов судов и на повышенных требованиях к остойчивости и судовым устройствам (масса якорей, спасательные устройства).

Среднее число пассажиров на КС в районе 140 человек, экипажа – 25-35. Для европейских КС, соответствующих гостинице 3-4-х звездочного уровня, отношение количества пассажиров к общему количеству экипажа и обслуживающего персонала находится в диапазоне 4-5; для 5-ти звездочных – 3-4. Такая численность обусловлена тем, что в Европе очень активно применяется совмещение профессий, а также автоматизацией СЭУ, автоматизацией палубных работ (автоматические якорно-швартовные лебедки), автоматизацией процесса погрузки припасов и механизации процесса уборки палуб (моечные машинки и т.п.).

Для европейского речного рынка в 2019 году построили 20 новых круизных судов; в 2018 году было сдано 10 РКПС и 3 судна были существенно модернизированы, включая одно переоборудование из грузовой баржи.

Для внутренних водных путей Европы из-за определяющих ограничений ширины и высоты судна (габариты шлюзов и мостов) характерны двухпалубные РКПС с относительно малой шириной. Для судов, работающих в системе Рейн - Майн - Дунай, длина не превышает 135,0 м, ширина - 11,4 м.

Их можно охарактеризовать как самоходные плавучие гостиницы. На палубах надстройки, как правило, отсутствуют проходы по бортам. Самая верхняя палуба (Sun Deck) часто оборудуется бассейном и съемными (для обеспечения надводного габарита судна) тентами от солнца. Палубы с целью рационального использования внутренней площади выполняются, как правило, закрытыми, а для прогулок используют Sun Deck.

Гостиничные пространства включают в себя пассажирские каюты, рестораны, места отдыха, бары, магазины, солнечные и прогулочные палубы, а также пространства, обеспечивающие связь между ними, т.е. коридоры, залы, лестницы и лифты. Сюда же входят помещения для обслуживающего персонала (служебные помещения, камбуз, кладовые, прачечные) и экипажа (каюты, кают-компании, комнаты отдыха).

На КС последних лет постройки, работающих на реках Западной Европы под флагами Германии, Голландии и Швейцарии, суммарная площадь помещений пассажирского блока составляет 61-71% (для сравнения, на эксплуатирующихся ныне у нас судах 43-50%). Понятно, что низкий коэффициент полезного использования площадей - признак меньшей эффективности судна.

Размеры кают зависят от категории. В стандартной категории размер каюты составляет 14-15 м², в категории повышенной комфортности - 18-25 м².

Заметно выросла площадь общественных помещений, приходящаяся на одного пассажира. Если в 80-е годы она составляла около 6 м², то в XXI веке она увеличилась до 8-12 м².

Принятая организация досуга на борту судна и берегового экскурсионного обслуживания предусматривает односменное питание пассажиров, в отличие от двухсменного, широко применяемого на отечественных судах. Для проведения широких общественных мероприятий хотя бы один из салонов (ресторан) имеет посадочную вместимость близкую к полной пассажировместимости судна. Особую роль играет носовой салон, который обеспечивает клиентам наилучший обзор окрестностей. В ряде случаев для тех же целей взамен носового салона используется открытая верхняя палуба Sun Deck.

На европейских КС стандартные каюты, как правило, двухместные, при необходимости могут трансформироваться в одну двуспальную. В каждой каюте обязательно имеется индивидуальный душ и туалет, телевизор, холодильник, имеется доступ к интернету, установлен телефон спутниковой связи. Часто имеется балкон для индивидуального пользования.

В настоящее время отмечается заметная тенденция выполнения дифференцирования услуг. Европейский бизнес предлагает теперь не просто стандартные услуги, но и старается выделить каждый тур каким-либо особенным решением, например, особой кухней, классической музыкой, возможностью проводить концертно-развлекательные мероприятия и т.п. Такие подходы позволяют создать особые условия для каждой конкретной группы людей в зависимости от их образования, возраста, культурного уровня.

Заключение. На основании европейского опыта речных круизов для наших условий может быть рекомендован традиционный монокорпусный тип пассажирского судна с широким внедрением модульного принципа формирования внутреннего пространства жилого блока судна. Применение стандартных модульных кают позволяет в одном и том же корпусе варьировать в достаточно широком диапазоне пассажировместимостью судна за счет изменения набора модулей пассажирских кают различной площади (в зависимости от требуемого уровня комфортабельности судна).

Для безопасного и ускоренного процесса эвакуации пассажиров могут быть использованы современные эвакуационные системы, состоящие из рукава и принимающей площадки (иногда посадка пассажиров может осуществляться прямиком на спасательное средство), на которую спускаются пассажиры во время эвакуации и с которой пассажиры перемещаются на спасательные шлюпки и плоты.

Экипаж должен формироваться, исходя из автоматизации СЭУ, автоматизации палубных работ (автоматические якорно-швартовные лебедки), автоматизации процесса п-грузки припасов и механизации процесса уборки палуб (моечные машинки и т.п.) и с учетом использования совмещения специальностей.

REFERENCES

[1] Egorov, G. (2012). Analysis of experience of European river cruises and its influence on new generation of native passenger ships. Maritime reporter. N 3 (43). - 23-28 p. (in Russian).

Egorov Alexander

European river cruise market: review, features, trends

Text of the annotation. Operation of European cruise ships is analyzed: number of working ships, main directions and prospects are determined. Comparison with native river cruise passenger ships is made. Based on the analysis, the directions of development and improvement of native cruise passenger ships are proposed.

Keywords: cruise; comfort; innovation; river cruise ship.

Егоров Александр Геннадьевич

Европейский речной круизный рынок: обзор. особенности, тенденции

Текст аннотации. Проанализирована работа европейских круизных судов: определено количество работающих судов, основные направления и перспективы. Выполнено сравнение с отечественными речными круизными пассажирскими судами. На основании анализа предложены направления развития и улучшения отечественных круизных пассажирских судов.

Ключевые слова: круиз; комфорт; инновация; речное круизное судно.

629.5.12; 629.525.4

ОПТИМИЗАЦИОННАЯ ЗАДАЧА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПАРУСНОЙ ЯХТЫ

Некрасов В.А., д.т.н. профессор[1], Астахова А.О., магистр[2],
Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Украина, г. Николаев
[1]valeriy.nekrasov@gmail.com; [2]alina.astakhova@gmail.com

Анотація. *Розглядається основна функціональна операція гоночної парусної яхти - рух на дистанції з постійною швидкістю під дією вітру і хвилювання, які є стаціонарними випадковими процесами. Рівняннями руху яхти є система рівнянь руху твердого тіла з шістьма ступенями свободи. Вхідні в рівняння руху аеро- і гідро- динамічні сили і моменти представляються відомими рішеннями крайових задач про обурений рух розглянутих середовищ. Складові діючих сил і моментів виражаються через параметри Міжнародної системи обміру. На основі отриманої системи рівнянь руху будується система рівнянь для імовірнісних характеристик процесів руху. Рішення системи рівнянь для імовірнісних характеристик руху реалізується в рамках кореляційної теорії випадкових функцій. Оптимізаційна задача вибору головних розмірів яхти для заданої дистанції гонок і комплексу погодних умов формулюється на основі рішення рівнянь для імовірнісних характеристик руху. Цільовою функцією цієї задачи є час проходження яхтою дистанції, незалежними змінними - параметри форми корпусу, кіля і парусного озброєння, система обмежень задачі формується на основі вимог Міжнародної системи обміру. Рішення системи рівнянь для імовірнісних характеристик руху і оптимізаційної задачі здійснюється за допомогою методів нелінійного програмування.*

Ключові слова: *вітрильна яхта, вітер і хвилювання, рівняння руху, рівняння для імовірнісних характеристик руху, оптимізаційна задача, цільова функція, обмеження, метод розв'язання рівнянь руху і оптимізаційної задачі*.

Введение. Парусная яхта во время гонок находится при действии турбулентного воздушного потока и нерегулярного морского волнения. Турбулентный воздушный поток и нерегулярное волнение, являясь случайными полями, обуславливают поступательное движение яхты и торможение этого движения. Интегрирование напряжений этих полей по поверхностям корпуса яхты, ее рангоута и такелажа определяет действующие на яхту стохастические силы и моменты. С помощью решений стохастических уравнений движения определяются и характеристики движения яхты, а, в итоге, и результат гонок. Однако при обзоре литературных источников складывается впечатление, что в количественном отношении об описанных явлениях мало что известно. Литература на эту тему почти не существует [1].

В настоящее время описание движения парусной яхты выполнено в основном для условий хода на тихой воде при ветре постоянной скорости. Действие волнения учитывается в основном с помощью дополнительной составляющей волнового сопротивления, а действие пульсационной составляющей скорости ветра, как правило, вообще не рассматривается [1].

Отсутствует такой учет и в проблеме оптимизационного проектирования парусной яхты – в проблеме выбора оптимальных размерений яхты для гонок на заданной дистанции при заданном комплексе погодных условий и заданном комплексе ограничений, определяемых Международной системой обмера яхт [2].

Вместе с тем, проблема преобразования случайных полей давлений турбулентного воздушного потока и хаотически волнующейся жидкости в процессы движения обычного судна в настоящее время рассмотрена, алгоритм составления стохастических уравнений его движения создан и метод определения вероятностных характеристик движения разработан [3].

Более того, разработан и общий метод оптимизационного проектирования подвижных морских объектов, предназначенный для своей реализации на стадии их концептуального проектирования [4].

Целью данного исследования является разработка метода оптимизационного выбора главных размерений килевой парусной яхты для эффективного использования в гонках на заданной дистанции при заданных погодных условиях, в котором используются указанные выше методы составления уравнений для вероятностных характеристик движения яхты и формулировки оптимизационной задачи, а также обобщенного метода решения уравнений движения и поиска оптимальных главных размерений яхты.

Уравнения для вероятностных характеристик движения яхты. Система нелинейных стохастических дифференциальных уравнений движения яхты под действием ветра и волн записывается в следующем общем виде:

$$dY/dt = F(Y, X, \psi, t), \quad (1)$$

где $\boldsymbol{\psi}(t)$ - вектор обобщенных производных винеровского процесса («белых шумов»); $\boldsymbol{X}(t)$ - вектор процессов действия ветра и волн; $\boldsymbol{Y}(t)$ - вектор процессов движения яхты, продольно-горизонтального, поперечно-горизонтального, вертикального, бортового, килевого и рысканья.

Для определения вероятностных характеристик процессов движения судов $\boldsymbol{Y}(t)$ на основе стохастических уравнений движения рассматриваемой динамической системы «яхта - возмущенные среды» (1) строится бесконечная система уравнений для статистических моментов. Построение такой системы осуществляется либо с использованием уравнения для характеристической функции, либо с использованием уравнения Фоккера – Планка – Колмогорова [3]. В первом приближении, приближении теории корреляции случайных функций, замыкание системы уравнений для моментов осуществляется путем выражения статистических моментов более высоких порядков через статистические моменты более низких порядков с использованием соотношений между моментами нормального распределения. В результате формируется следующая система нелинейных дифференциальных уравнений для статистических моментов:

$$\frac{d\alpha_1}{dt} = Q_1(\alpha_1, \mu_2, G_1, G_2, t); \quad (2)$$

$$\frac{d\mu_2}{dt} = Q_2(\alpha_1, \mu_2, G_1, G_2, t), \quad (3)$$

где $\boldsymbol{\alpha}_1(t)$ - вектор статистических моментов первого порядка, т.е. вектор средних значений процессов движения динамической системы «яхта – окружающие среды»; $\boldsymbol{\mu}_2(t)$ - вектор центральных моментов второго порядка, который включает дисперсии (дисперсии) и моменты взаимной корреляции процессов динамической системы; $\boldsymbol{G}_1(t)$ и $\boldsymbol{G}_2(t)$ - векторы коэффициентов интенсивности первого и второго порядка, характеризующие средние значения и средние мощности действующих возбуждений $\boldsymbol{\psi}(t)$).

По сравнению с характерными временными постоянными яхты, такими как период ее свободных колебаний и время их релаксации, погодные условия во время гонок изменяются очень медленно, квазистационарно. Вследствие квазистационарности природы случайных процессов ветра и волн, действующих на яхту, система дифференциальных уравнений для статистических моментов (2)-(3) преобразуется в следующую систему нелинейных алгебраических уравнений:

$$Q_1(\alpha_1, \mu_2, G_1, G_2) = 0; \quad (4)$$

$$Q_2(\alpha_1, \mu_2, G_1, G_2) = 0, \quad (5)$$

Решение системы алгебраических уравнений (4) - (5) для заданных интенсивностей внешних возбуждений $\boldsymbol{G}_1(0)$ и $\boldsymbol{G}_2(0)$ определяет квазистационарный режим движения яхты со средними значениями $\boldsymbol{\alpha}_1(0)$ и статистическими моментами второго порядка $\boldsymbol{\mu}_2(0)$.

Решение системы уравнений (4) - (5) находится с использованием методов нелинейного программирования [5], которые применяются в процессе решения следующей задачи минимизации целевой функции без ограничений:

$$OF_1(\alpha_1, \mu_2) = Q_1^2(\alpha_1, \mu_2) + Q_2^2(\alpha_1, \mu_2) \to \min, \quad (9)$$

для фиксированных значений $\boldsymbol{G}_1(0)$ и $\boldsymbol{G}_2(0)$ и вариаций независимых переменных $\boldsymbol{\alpha}_1(0)$, $\boldsymbol{\mu}_2(0)$.

Формулировка и метод решения оптимизационной задачи парусной яхты. Исходя из смысла гонок, целевой функцией оптимизационной задачи выбора главных размерений является время прохождения дистанции

$$OF_2 = T = \frac{S}{v}, \qquad (10)$$

где S – протяженность дистанции гонок; v – скорость хода яхты.

При этом критерием оптимальности задачи является минимум времени T.

Тогда, следуя [4], оптимизационная задача выбора главных размерений парусной яхты запишется следующим образом:

Найти: $OF_2\{U, X, Z\} \Rightarrow min$ (11)

При ограничениях: $Q_1^2(\alpha_1,\mu_2) + Q_2^2(\alpha_1,\mu_2) = 0;$ (12)

$X \le X_q, \quad q = 1,2,\ldots,Q,$ (13)

$Y \le Y_r, \quad r = 1,2,\ldots,R,$ (14)

где

U - вектор параметров погодных условий парусной гонки;

X - вектор независимых переменных;

X_q - вектор ограничений на независимые переменные;

Y - вектор других параметров Международной системы обмера парусной яхты;

Y_r- вектор ограничений на другие параметры Международной системы обмера парусной яхты.

Минимальным набором независимых переменных оптимизационной задачи являются: длина, ширина, осадка, высота надводного борта, коэффициент общей полноты, высота киля и высота мачты яхты.

Метод решения оптимизационной задачи. Схема решения оптимизационной задачи выбора основных размерений парусной яхты с помощью методов нелинейного программирования представлена на рисунке.

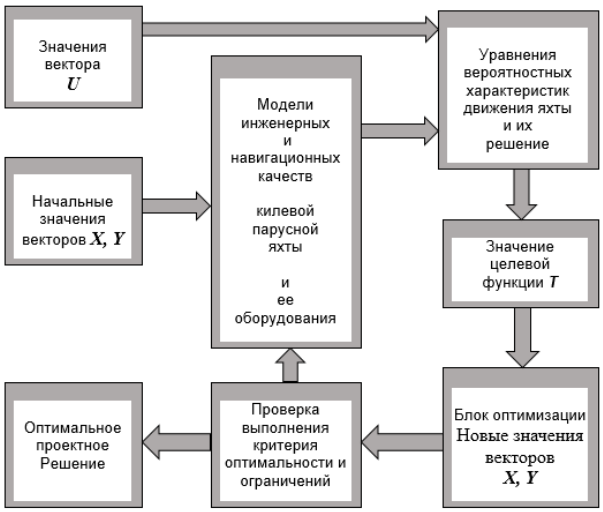


Рисунок – Блок-схема решения оптимизационной задачи выбора основных размерений парусной яхты

Выводы. В докладе изложен метод решения оптимизационной задачи выбора главных размерений парусной яхты, впервые выполненный на основе применения корреляционной теории случайных функций. Особенностью метода также является использование при решении уравнений движения яхты и оптимизационной задачи выбора ее главных элементов одного и того же алгоритма нелинейного программирования.

Список источников

[1] Slooff J.W. The Aero- and Hydromechanics of Keel Yacht. – Springer, 2015. – 623 p.

[2] Kerdraon P. Design and models optimisation of a sailing yacht dynamic simulator.– Stockholm: KTH Royal Institute of Technology, 2017. – 50 p.

[3] Некрасов В.А. Вероятностные задачи мореходности судов. -Л.:Судостроение, 1978.-300 с.

[4] Nekrasov V.A. Conceptual designing of ships. – Kyiv-Kherson: Oldi-Plus, 2019. – 115 p.

[5] Himmelblau D. M. Applied nonlinear programming. - New York: McGraw Hill, 1972. – 498 p.

Nekrasov V.A., Astakhova A.O.
National University of Shipbuilding named after Admiral Makarov, Ukraine, Nikolaev

Optimization problem of designing a sailing yacht

Abstract. *It is considered the main functional operation of a racing sailing yacht - movement at a distance at a constant speed under the influence of wind and waves, which are stationary random processes. The yacht motion equations are a system of rigid body motion equations with six degrees of freedom. The aero and hydrodynamic forces and moments included in the equations of motion are represented by known solutions of boundary value problems on the perturbed motion of the considered media. The components of the acting forces and moments are expressed through the parameters of the International Measurement System. On the basis of the obtained system of equations of motion, a system of equations for the probabilistic characteristics of the motion processes is constructed. The solution of the system of equations for the probabilistic characteristics of motion is realized within the framework of the correlation theory of random functions. The optimization problem of choosing the main dimensions of the yacht for a given race distance and a set of weather conditions is formulated on the basis of solving equations for the probabilistic characteristics of movement. The objective function of this task is the time the yacht passes the distance, the independent variables are the parameters of the shape of the hull, keel and sail rig, the system of task restrictions is formed on the basis of the requirements of the International Measurement System. The system of equations for the probabilistic characteristics of the motion and the optimization problem is solved using nonlinear programming methods.*

Key words: *sailing yacht, wind and waves, equations of motion, equations for probabilistic characteristics of motion, optimization problem, objective function, constraints, method for solving equations of motion and optimization problem.*

LEVELISED COST OF ENERGY ANALYSIS FOR OFFSHORE WIND FARMS – A CASE STUDY OF THE NEW YORK STATE DEVELOPMENT

Haibin Wang[a], Ana Mesbahi[a], Byongug Jeong[a], Peilin Zhou[a, b,1]

[a] *Department of Naval Architecture, Ocean and Marine Engineering, University of Strathclyde, Glasgow, G4 0LZ, UK*
[b] *Ocean Engineering Faculty, Zhejiang University, Zhoushan, 316021, China*

Abstract

This research developed a comprehensive numerical model to predict the levelised cost of energy (LCOE) for offshore wind farms and performed a case study based on the potential developments at the offshore area of the New York State. In the present work, some specific local limitations in the United States are considered by following the present European development experience and using a ten-year historical wind data set to evaluate the energy production of the wind farm. The effects of distance to shore, rated power, life span, operation height, farm capacity and seasonal operation plan on LCOE are evaluated. The results reveal that the LCOE is strongly dependent on the capacity, rated power, shore distance and the life span. An optimal site was derived which is an 800 MW wind farm, consisting by 100 turbines, at 32 km to the shore with an operation height of 115 m and gives an LCOE of 123.4 $\$^{2018}$/MWh.

Keywords

Levelised cost of energy (LCOE); offshore wind farm; life cycle analysis (LCA)

Nomenclature

C	Future amount of money at time t
C_3	3 MW turbine installation cost function
C_6	6 MW turbine installation cost function
C_{10}	10 MW turbine installation cost function
C_{ps}	Port and staging cost
C_s	Turbine installation cost
C_t	Substructure installation cost

[1] Corresponding author e-mail address: peilin.zhou@strath.ac.uk

CAPEX	Capital expenditure
D_p	Distance from port to project site
DF	Debt fraction
E	Transformer voltage
E_t	Energy generated
HVDC	High Voltage Direct Current
I	Grid current
I_t	Investment expense
i	Inflation rate
IR	Interest rate
l	Cable length
LCA	Life cycle analysis
LCCA	Life cycle cost analysis
LCOE	Levelised cost of energy
M_t	Operation and maintenance costs
O & M	Operation and maintenance
OPEX	Operating expenditure
P	Active power of the turbine
P_{loss}	Ohmic power losses
PDF	Power density function
PPI	(Industrial) Producer Price Index
PV	Present value
R	Cable resistance
r	Discount rate
RROE	Rate of return on equity
t	Time
TaxRate	Tax rate combined state and federal tax rate
TR	Turbine rating in megawatts
W_d	Maximum water depth at project site
WACC	Weighted Average Cost of Capital
x_c	Interpolated installation cost
$^{2018}	U.S. dollars in January 2018
£^{2016}	Pound sterling in January 2016
€^{2012}	Euro in January 2012

1. Introduction

1.1. Overview of offshore wind energy

More than 100 countries have agreed to keep a global temperature rise this century well below 2 degrees Celsius (Meinshausen et al., 2009). Therefore, offshore wind energy has attracted strong attention around the world. Since 2004, the sector of offshore wind development has had a sustained and rapid annual growth, the European offshore wind power grew from 0.3 Mtoe (million tonnes of oil equivalent) to 2.8 Mtoe in 2014 and is expected to reach at 11.7 Mtoe in 2020 according to the report published by the European Environment Agency (European Environment Agency, 2017). Among the developments within the offshore wind sector, UK offshore wind acts as a frontrunner, where over 20.8 TWh in 2017 has been generated supplying 6.2% of the UK's total estimated electricity generation (The Crown Estate, 2017) which reduced the UK's CO_2 emissions by 8.6 million tonnes. Apart from the European countries, the United States offshore wind energy has a technical resource potential of more than 2,000 GW of capacity, equivalent to 7,200 TWh of electricity generation per year (Hartman, 2016). After a decade of developing the offshore wind industry, the United States offshore wind community shows a positive trend. In order to develop the capacity of the offshore wind sector, the state of New York has set a target to developing 2,400 MW of capacity on offshore wind by 2030 (New York State Energy Research and Development Authority, 2017). There are numerous advantages for utilising offshore wind energy when it is compared with the onshore wind farm, such as higher wind speed, greater applicable areas and more convenient transportation during installation/operation. However, there are still some challenges for offshore wind development when considering a long life span (20 – 30 years). For example, the high capital expenditure (CAPEX) and operating expenditure (OPEX) significantly limit the utilisation of offshore wind energy. Thus, at the moment, detailed studies on CAPEX and OPEX are still in high demand and are often used for initial review of the offshore wind farm investment.

1.2. Previous developments on LCOE of offshore wind energy

Recently, Allan et al. indicated the levelised costs of on- and offshore wind are 54.42 and 81.56 £/MWh, respectively (Allan et al., 2011). Astariz et al. performed an evaluation and comparison of the levelised costs of tidal, wave and offshore wind energy. The LCOE values of tidal, wave and offshore wind are 190 €/MWh, 225 €/MWh and 165 €/MWh, respectively (Astariz et al., 2015). Beiter et al. predicted a potential LCOE value of offshore wind below 100 $/kWh at some U.S. coastal sites (P Beiter et al., 2016). Lerch et al. provided a sensitivity analysis on the LCOE for floating offshore wind farms. The LCOE variation limits obtained in this study vary between 67 €/MWh and 135 €/MWh among different concepts and offshore sites including offshore transmission costs (Lerch et al., 2018). Voormolen et al. carried out a study showing that the LCOE value will be increased along with time which is a direct result of the CAPEX increase, the development of average LCOE is shown to increase from 120 €/MWh in 2000 towards 190 €/MWh in 2014 (Voormolen et al., 2016). In the meantime, Wiser et al. (Wiser et al., 2016) pointed out that increasing the turbine size could help reducing the LCOE value. In recent time, based on the work done by Bjerkseter and Ågotnes (Bjerkseter and Ågotnes, 2013), Myhr *et al.* (Myhr et al., 2014) performed a levelised cost of energy analysis for offshore wind farms. To date, most of the LCOE analysis is still based on general assumptions without detailed cost breakdowns and some of the sources are not identified directly.

Regarding the cost breakdown structure, Laura and Vicente evaluated the cost breakdown structure of a floating offshore wind farm (Laura and Vicente, 2014). Gonzalez-Rodriguez carried out a review of offshore wind farm cost components, the sources are accurately identified, including pages where data were found and the price in the original currency (Gonzalez-Rodriguez, 2017). However, both of the two studies are focused on the cost breakdown structures, the LCOE value has not been provided in their research.

In addition, as Europe is a frontrunner of offshore wind development, studies related to life cycle analysis are mostly based on the experience in Europe. Outside Europe, Mattar and Guzmán-Ibarra studied the LCOE in Chile with an outcome of the LCOE values between 100 and 114 $/MWh (Mattar and Guzmán-Ibarra, 2017). Beiter et al. produced an general estimation of LCOE values for the overall U.S. offshore wind development (P Beiter et al., 2016).

1.3. Limitations of current LCOE analysis

Over the years, several LCOE analysis (Kaldellis and Kapsali, 2013; Laura and Vicente, 2014; Lerch et al., 2018; Lozano-Minguez et al., 2011; Pfenninger and Keirstead, 2015) have been developed as discussed in the above section. As offshore wind energy is an emerging renewable energy market in the U.S., there are still some limitations existed with the evaluation of LCOE values.

- The LCOE analysis is still based on a virtual site development with very general assumptions. The results of such an analytic approach are destined to overly rely on assuming a large scale offshore wind farm installed and operated in a virtual place. There is a lack of data of the LCOE values for the on-going projects.
- Most of the studies related to life cycle analysis are still based on experience in Europe. The cost breakdown and electricity generation outside Europe have not been well addressed yet. This may lead to a wrong LCOE prediction.
- The area/space of offshore wind farm has been ignored when discussing the LCOE values. Previously research on offshore wind farm LCOE generally eliminated the wind farm area issues. However, for a near-shore wind farm, the available coastal area is still limited to the seabed conditions, local government policy and marine transportation. Therefore, the effects of offshore wind farm area still need to be studied.

This paper is aimed to enhance the general understanding of the LCOE analysis for an on-going potential development project in the United States. A robust study on the LCOE value with a rigorous calculation process is presented. All the sources for the cost breakdown and electricity generation are clearly identified. Additionally, the wind farm area effect is raised in the present study for the first time. It is believed that the research findings not only present general understanding of the LCOE values on offshore wind development for stakeholders, but also provide them with an insight into the decision-making process.

2. Methodology

Based on the experiences from European developments, the present work is targeted to develop a method to provide the LCOE analysis for the U.S. offshore wind energy sector. This section provides the methodology (Figure 1) to evaluate the LCOE analysis.

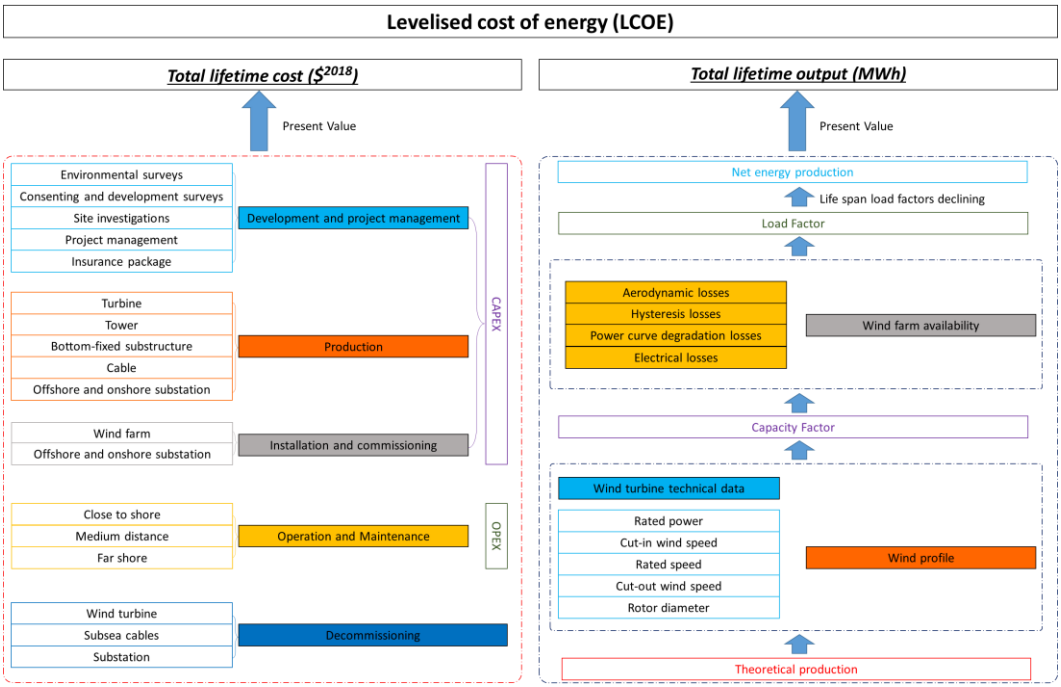


Figure 1. Outline of the present LCOE analysis.

2.1. Levelised Cost of Energy

The LCOE analysis evaluates results from the life cycle cost assessment with regards to measuring lifetime costs divided by energy production. It has been widely accepted to analyse the life cycle or levelized cost (Allan et al., 2011; Lai and McCulloch, 2017). The LCOE may be interpreted as the minimum unit price (discounted to present day prices) for which energy has to be sold in order to break even on the total investment (Black & Veatch, 2010), and the formula for calculating the LCOE is written as (International Renewable Energy Agency, 2012):

$$LCOE = \frac{Total\ Lifetime\ Cost}{Total\ Lifetime\ Output} = \frac{\sum_{t=0}^{n} \frac{I_t + M_t}{(1+r)^t}}{\sum_{t=0}^{n} \frac{E_t}{(1+r)^t}} \quad (1)$$

where *LCOE* is the average lifetime levelised cost of energy generation, I_t is the investment expense at time *t*, M_t is the operation and maintenance costs at time *t*, *t* is the time, *r* is the evaluation discount rate, E_t is the energy generated at time *t*.

2.2. Evaluation discount rate

To perform an LCOE analysis, it is very important to evaluate future costs at a suitable time value. Thus, a discount rate should be performed within the evaluation process, which is the *r* shown in Eq. (1). In the present study, the discount rate is used as the Weighted Average Cost of Capital (WACC). Since the present investigation is a site-specific case study, the WACC is calculated based on a report from the National Renewable Energy Laboratory (Krohn et al., 2009):

$$WACC = \frac{1+(1-DF)\cdot(RROE\cdot i-1)+DF\cdot(IR\cdot i-1)(1-TaxRate)}{i} \quad (2)$$

where *DF* is the debt fraction (fraction of capital financed with debt); *RROE* is the rate of return on equity (rate of return on the share of assets financed with equity); *i* is the inflation rate (assumed inflation rate based on historical data); *IR* is the interest rate (interest rate on debt); *TaxRate* is the tax rate combined state and federal tax rate.
In the current study, the values used were, *DF* = 50%, *RROE* = 10%, *i* = 2.5%, *IR* = 5.4%, *TaxRate* = 40%. Based on these values a real WACC of 8.06% was calculated and used in the present work. According to the review carried out by Bjerkseter and Ågotnes, renewable energy projects have a real WACC of 8.2% (Bjerkseter and Ågotnes, 2013), thus a good agreement has been observed between the present evaluation and previous outcomes.

2.3. Present Value

Present value (PV) is the value of an expected income stream determined as of their reference time valuation. The PV is calculated as

$$PV = \frac{C}{(1+r)^t} \quad (3)$$

where, PV is the present value; *C* is the future amount of money at time *t*, *r* is the discount rate and *t* is the time between the present date and the future.

All monetary values are stated in U.S. Dollars ($), and converted to January 2018 values before inflation by the (Industrial) Producer Price Index (PPI).

3. Wind farm power output

3.1. General reference wind farm assumptions

The wind farm potential scenarios consist of 100 wind turbines for each of the three wind turbine concepts (illustrated in section 3.2). The distance from shore to the wind farm is set to 32, 73 and 160 km respectively for all investigated concepts, at a water depth of 20 ~ 40 m (with an average value of 30 m (NOAA/OER., 2002)). Based on the average water depth, the monopile bottom-fixed structure is employed in the current work. The wind farm is set up as a square formation (10 × 10) with an inner distance between each turbine of 7*D* (where *D* is the diameter of the rotor), as shown in Figure 2. In addition, an offshore substation has been considered in the development plan, which is 1 km away from the wind farm.

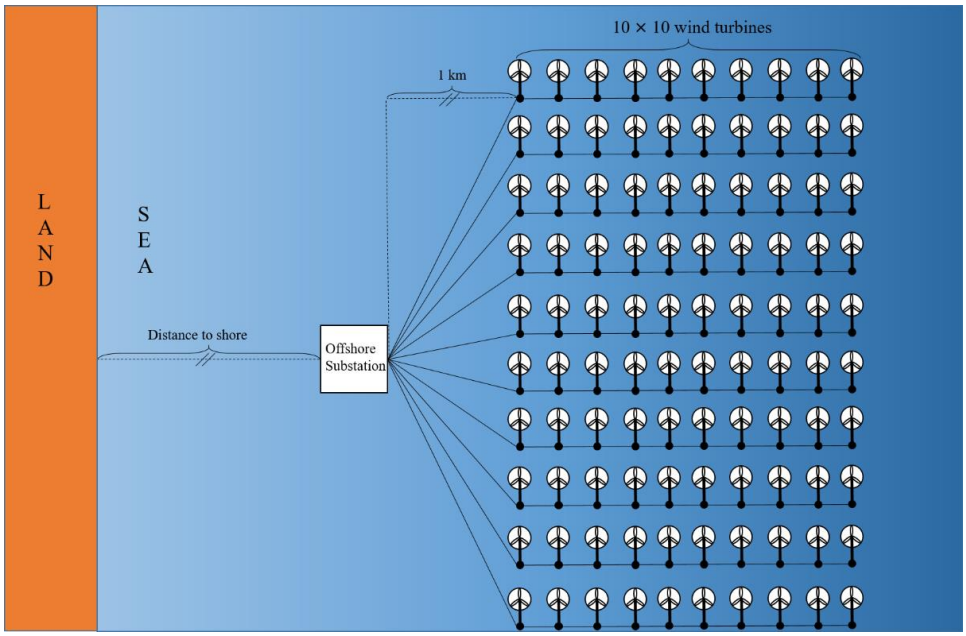


Figure 2 Layout of the potential wind farm scenarios.

Table 1 Site assumptions for the potential wind farm scenarios.

General site assumptions for the offshore wind farm	
Year of development	2018-2023
Commissioning year	2023
Project life span (years)	25
Decommissioning year	2048-2050

Table 2 Technical data for the potential wind farm scenarios.

Technical data for the offshore wind farm	
Number of wind turbines (units)	100
Size of the wind farm (MW)	330, 508 and 800
Average water depth (m)	30
Distance to the nearest port (km)	32, 73 and 160
Turbine operation height (m)	85, 95, 105 and 115
Site soil condition	Medium clay

The general assumptions of the project plan and the technical data for the investigated offshore wind farms are illustrated in Table 1 and Table 2 respectively.

3.2. Offshore wind turbine

Three different rated power wind turbines are investigated in the present work. The details of the wind turbines are illustrated in Table 3, while the power curves for the three different wind turbines are given in Figure 3.

Table 3 Technical data for three wind turbines.

	Vestas V112-3.3 MW (Vestas, 2013)	**Repower 5M (REpower, 2020)**	**Vestas V164-8.0 MW (Vestas, 2013)**
Rated power (MW)	3.3	5.075	8.0

Cut-in wind speed (m/s)	12.5	14	13
Rated speed (m/s)	12.5	14	13
Cut-out wind speed (m/s)	25	30	25
Rotor diameter (m)	112	126	164
Rotor and nacelle mass (tons)	192.7	350	495

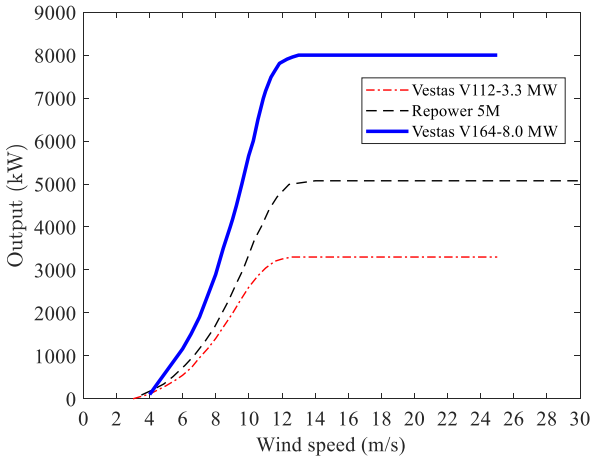


Figure 3 Power curves for three different wind turbines.

3.3. Wind Profile

In the present analysis, the prediction of the offshore wind turbine energy generation was carried out with a ten-year observation (from 2008 to 2017) of the 10-minute average wind speed at the New York State offshore area provided by the National Oceanic and Atmospheric Administration's National Data Buoy Center (National Data Buoy Center, 2018). It is noted that wind electricity production is not only affected by average wind speeds but also by, turbulence, wind shear and gusts. Wagner et al. indicated that, for typical values, the direction shear has a smaller effect on the turbine power output than the speed shear (Wagner et al., 2010). For example, at a wind speed of 8 m/s, with shear inflow, the power output will have 5% deduction based on the simulation from HAWC2Aero. In addition to shear, turbulence level also affects the power generation. Lubitz pointed out that, for a small wind turbine, low turbulence intensity (TI < 0.14) was associated with a 2% decrease in power output in the normal operating range (4 m/s to 7 m/s) relative to power output over all turbulence conditions. Conversely, medium and high turbulence intensity (TI > 0.14) was associated with a power increase of approximately 2% in this range (Lubitz, 2014). Thus, it is hard to quantify the turbulence effect on the power output. In the current study, only 5% shear effect is accounted for and the effects from turbulence and gusts are not considered.

As mentioned above, ten-year historical data (from 2008- 2017) of 10-minute average wind speeds are provided by National Data Buoy Center (National Data Buoy Center, 2018) at the assumed development place. Data collected from three sites are used in the current investigation at the target offshore wind farm development locations (see Table 4).

Table 4 Wind speed observation site information

Site	**A**	**B**	**C**
NDBC Station ID	44065	44025	44066
Type	3-meter discus buoy	3-meter discus buoy	3-meter discus buoy
Location	40°22'10" N 73°42'10" W	40°15'3" N 73°9'52" W	39°34'6" N 72°35'8" W
Distance to port (km)	32	73	160
Anemometer height (m), above sea level	4	5	5

It is noted that all anemometers listed in Table 4 are only placed a few meters over the sea level. To transfer the wind data from the anemometer to the hub height of the wind turbine, the 1/7 power law is employed. Four different operation hub heights are considered, varying from 85 m to 115 m and spacing by 10 m (as shown in Table 2). In the rest of the present study, all the average wind speeds are specified as the wind speed at hub height.

Based on the ten-year historical observations, seasonal wind profiles have been further analysed to illustrate the performance via seasonal bias. In the present study, the calendar year is divided into four quarters, abbreviated as

Q1 (1st January – 31st March), Q2 (1st April – 30th June), Q3 (1st July – 30th September) and Q4 (1st October – 31st December). Probability density function is employed to illustrate the wind speed distribution. From Figure 4, Figure 5 and Figure 6, it can be observed that there is a huge difference in the wind speed distribution between Q1, Q4 and Q2, Q3. In Q1 and Q4, the majority of the wind speeds locate within the range of 10 ~ 15 m/s. However, in Q2 and Q3, most of the wind speeds locate within win the range of 5 ~ 10 m/s, which are much lower than Q1 and Q4.

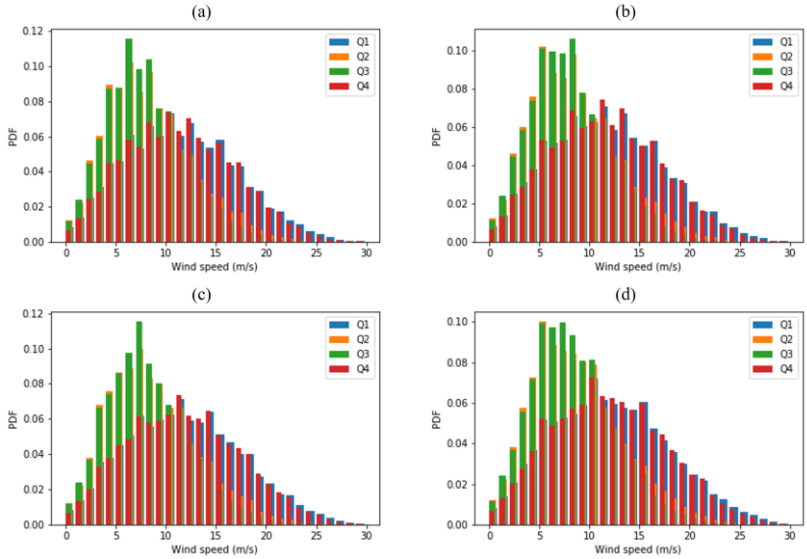


Figure 4 Probability density function (PDF) of wind speed at different hub height for Site A: (a) hub height at 85 m; (b) hub height at 95 m; (c) hub height at 105 m; (d) hub height at 115 m.

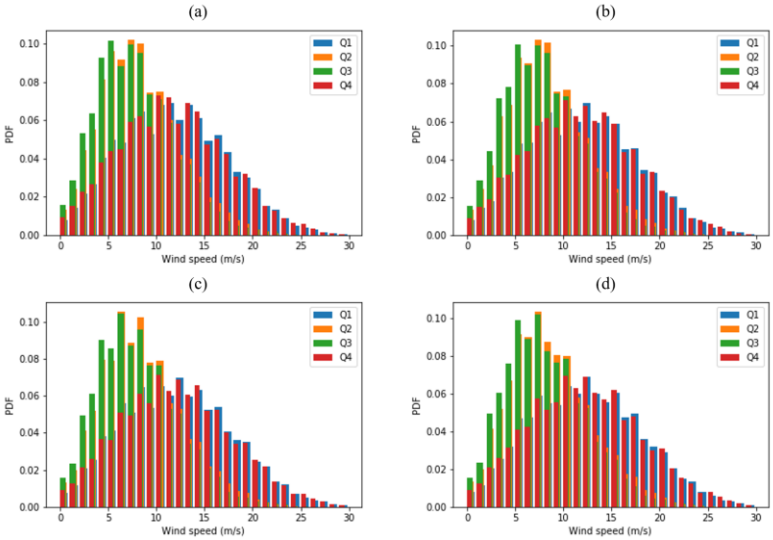


Figure 5 Probability density function (PDF) of wind speed at different hub height for Site B: (a) hub height at 85 m; (b) hub height at 95 m; (c) hub height at 105 m; (d) hub height at 115 m.

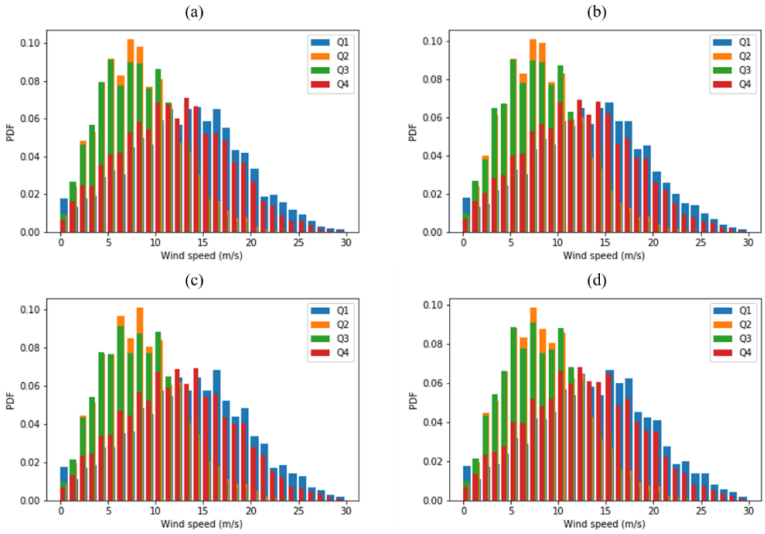


Figure 6 Probability density function (PDF) of wind speed at different hub height for Site C: (a) hub height at 85 m; (b) hub height at 95 m; (c) hub height at 105 m; (d) hub height at 115 m.

To date, most of the LCOE of wind turbine analysis is based on the capacity factor for evaluating wind electricity production. The capacity factor is defined as the ratio between anticipated electricity production and theoretical production if the turbine was to operate at rated power throughout a year. According to the data provided by OpenEI, historical data published from 2007 to 2015 showed that the maximum capacity factor of offshore wind is 54% (OpenEI, 2019). In addition, other researchers, such as Bjerkseter and Ågotnes provided a capacity factor of 53% for a 5 MW offshore wind turbine (Bjerkseter and Ågotnes, 2013). In the current work the capacity factor is calculated using the historical wind data for the 3 types of wind turbines.

Table 5 Capacity factor at Site A.

Vestas V112-3.3 MW				
Operation height (m)	85	95	105	115
Capacity Factor (%)	61.2	62.0	62.7	63.4
Repower 5M				
Operation height (m)	85	95	105	115
Capacity Factor (%)	53.1	54.0	54.9	55.5
Vestas V164-8.0 MW				
Operation height (m)	85	95	105	115
Capacity Factor (%)	53.1	54.0	54.6	55.2

Table 6 Capacity factor at Site B.

Vestas V112-3.3 MW				
Operation height (m)	85	95	105	115
Capacity Factor (%)	60.8	61.7	62.4	63.1
Repower 5M				
Operation height (m)	85	95	105	115
Capacity Factor (%)	52.9	53.8	54.6	55.3
Vestas V164-8.0 MW				
Operation height (m)	85	95	105	115
Capacity Factor (%)	52.8	53.6	54.3	54.9

Table 7 Capacity factor at Site C.

Vestas V112-3.3 MW				
Operation height (m)	85	95	105	115
Capacity Factor (%)	66.3	67.1	67.6	68.1
Repower 5M				
Operation height (m)	85	95	105	115
Capacity Factor (%)	58.6	59.5	60.2	60.9
Vestas V164-8.0 MW				

Operation height (m)	85	95	105	115
Capacity Factor (%)	58.1	58.7	59.3	59.8

As shown in Table 5, Table 6 and Table 7, by considering the wind speed and shear effect (apart from gust and turbulence), the capacity factor increases by increasing the operation height and the distance from the shore. It is further noted that, the capacity factors are decreased by increasing the rated power of the wind turbine.

Myhr et al. carried out an LCOE analysis with a capacity factor of 53 ± 3 % for a 5 MW turbine with a distance of 200 km to port. In the present study, at Site C (160 km to port), a capacity factor of 58.6% at 85 m hub height is observed, which is quite close to the results provided by (Myhr et al., 2014).

3.4. Wind farm availability

Wind farm availability denotes the average percentage of time that the wind turbine will operate and is often assumed between 95% (Bjerkseter and Ågotnes, 2013) and 98% (Krohn et al., 2009). For a bottom fixed substructure, Beiter et al. developed an equation to estimate the annual availability based on the distance to port (Philipp Beiter et al., 2016), which is shown below:

$$\text{Annual Ava}\,(\%) = 6 \times 10^{-8} \cdot D_p{}^2 - 2 \times 10^{-5} \cdot D_p + 0.9211 \quad (4)$$

where, D_p is the distance from port to project site

Under a moderate metocean condition, the result of calculated annual availability is shown in Table 8. As seen in Figure 7, based on Eq (4), the annual availability with a distance from 75 km to 150 km is close to 92%. And it starts to increase over 200 km.

Table 8 Annual availability with different distance to port (Philipp Beiter et al., 2016)

Site	**A**	**B**	**C**
Annual Availability (%)	92.1	92.0	92.0

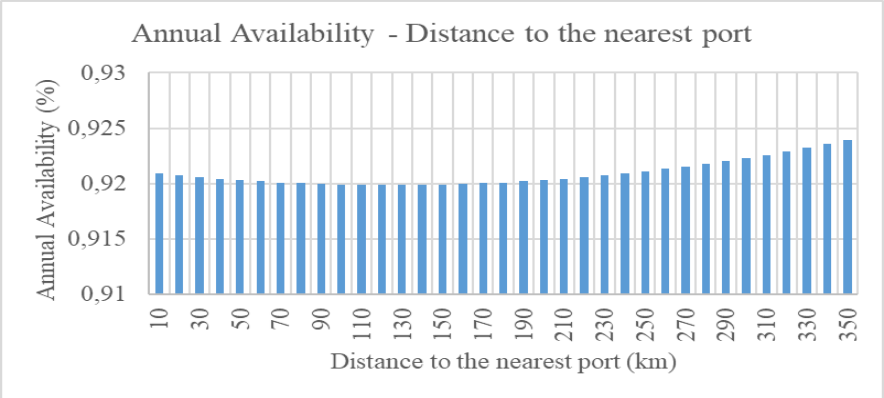


Figure 7 Annual availability against the distance to the nearest port.

3.5. Aerodynamic losses

Aerodynamic losses, also known as the wake effect, relates to the wind turbine being affected by other turbines' wake in a wind farm, leaving less energy in the downstream. The European Wind Energy Association (Krohn et al., 2009)indicated that this loss may account for 5 ~ 10 % of the output, with an average of 7.5%. Thus, an aerodynamic losses factor of 7.5% is used in the present work.

3.6. Hysteresis losses

Hysteresis losses are losses coming from rapid changes in wind direction to such an extent that the yaw mechanism of the wind turbine may not sufficiently and efficiently keep up with it. According to the European Wind Energy Association (Krohn et al., 2009), the hysteresis losses is estimated as 1%. Thus, a hysteresis losses factor of 1% is used in the current work.

3.7. Power curve degradation losses

Diminishing of power performance through soiling effects has potentially severe negative effects on offshore wind turbines. When taking soiling from dust or corrosion into account, power performance losses have been estimated as 2% (Krohn et al., 2009). Thus, a power performance losses factor of 2% is used in the present work.

3.8. Grid connections and electrical losses

When power is transferred within the wind farm, electrical losses will be generated due to the resistance of the cable. Current losses in a cable are given by:

$$P_{loss} = I^2 \cdot R \quad (5)$$

where, P_{loss} is the ohmic power losses, I is the grid current, R is the cable resistance.

$$R = \frac{\rho l}{A} \tag{6}$$

where, ρ is the material-specific electrical resistivity, $1.75 \times 10^{-8}\ \Omega m$; l is the cable length, A is the cable cross-sectional area.

$$I = \frac{P}{\sqrt{3}E} \tag{7}$$

where, P is the active power of the turbine and E is the transformer voltage.

There are mainly two basic types of cable used in an offshore wind farm which will cause electrical losses: inter-array cable and export cable.

Inter-array cable

Within the inter-array, the voltage must stay the same, resulting the current to increase with the same factor along with the power. The demonstrated current distribution is shown in Figure 8.

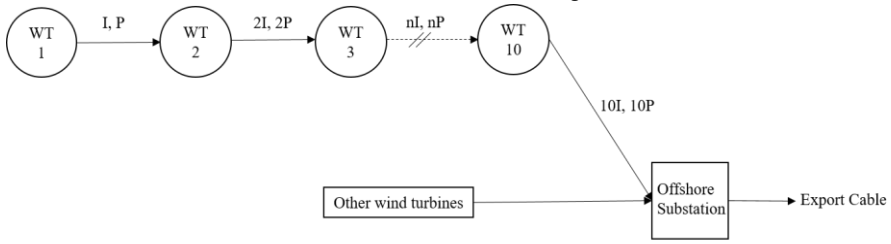


Figure 8 Power and current within the inter-array.

The present investigated inter-array structures are illustrated in Figure 2. The present structures are simplified to give a reasonable cable consumption and corresponding electrical array losses. The towers are connected on one side of the substation in a series of ten, with a total of ten rows. To avoid damages due to cable tension and to simplify the cable installation, the cable length between each turbine or between turbine and substation is set as 1.6 times (Bjerkseter and Ågotnes, 2013) of the distance between them. The inter-array cable provided in the present work is a 33 kV copper cable (300 mm^2). The electric loss within the inter-array cable is significantly affected by the type of wind turbine installed in the wind farm. Table 9 illustrates the maximum percentage of power loss within the inner array based on the ideal rated power output. However, this loss factor can be decreased by considering all the power losses from the rated power output. The average percentage of power loss within the inner array cable for the different scenarios are shown in Table 10, Table 11 and Table 12.

Table 9 Maximum power loss within the inner array.

Wind turbine	**Vestas V112-3.3 MW**	**Repower 5M**	**Vestas V164-8.0 MW**
Total cable length (km)	149.395	167.037	215.187
Max power within the inter array (MW)	330	508	800
Max percentage of power loss (%)	0.43	0.73	1.46

Table 10 Average percentage of inner array power loss at Site A.

Vestas V112-3.3 MW				
Operation height (m)	85	95	105	115
Average percentage of power loss (%)	0.11	0.11	0.11	0.12
Repower 5M				
Operation height (m)	85	95	105	115
Average percentage of power loss (%)	0.14	0.15	0.15	0.15
Vestas V164-8.0 MW				
Operation height (m)	85	95	105	115
Average percentage of power loss (%)	0.28	0.29	0.3	0.3

Table 11 Average percentage of inner array power loss at Site B.

Vestas V112-3.3 MW				
Operation height (m)	85	95	105	115
Average percentage of power loss (%)	0.11	0.11	0.11	0.12

Repower 5M				
Operation height (m)	85	95	105	115
Average percentage of power loss (%)	0.14	0.14	0.15	0.15
Vestas V164-8.0 MW				
Operation height (m)	85	95	105	115
Average percentage of power loss (%)	0.28	0.29	0.29	0.3

Table 12 Average percentage of inner array power loss at Site C.

Vestas V112-3.3 MW				
Operation height (m)	85	95	105	115
Average percentage of power loss (%)	0.13	0.13	0.13	0.13
Repower 5M				
Operation height (m)	85	95	105	115
Average percentage of power loss (%)	0.17	0.18	0.18	0.18
Vestas V164-8.0 MW				
Operation height (m)	85	95	105	115
Average percentage of power loss (%)	0.34	0.34	0.35	0.35

Export cable and Offshore Substation

Export cables are usually used to transfer the electricity to the shore with high voltage. In the present study, a 320 kV HVDC extruded cable with a cross-sectional area of 1500 mm^2 (Castro-Santos and Diaz-Casas, 2015) is applied. In addition to the cables, the offshore substation (HVDC used in the present study) will also cause electrical losses and the average losses in the substation and export cable are 4.5% according to (May et al., 2017).

3.9. Life span load factors declining

According to Staffell and Green (Staffell and Green, 2014), based on the observation from onshore wind farms, wind turbines are found to lose 1.6 ± 0.2% of their output per year, with average load factors declining from 28.5% at start to 21% at age 19. In the present study, as a project life span of 25 years is specified, an annual decrease of 1.6% energy output has been adopted to the total electricity production.

4. Life cycle cost analysis

The life cycle cost analysis (LCCA) is presented in this section. It is noted that the present analysis not only considers the investment costs, but also operation and maintenance costs during the lifetime of the project as well as includes the decommissioning cost at the end of the project life span. The current LCCA model has been divided into five sub-sections: 1. Development and project management; 2. Production; 3. Installation and commissioning; 4. Operation and maintenance; 5. Decommission. Details of each sub-sections will be introduced in the following parts.

4.1. Development and project management

According to Scottish Enterprise (Scottish Enterprise, 2016), the development and project management makes up 3% of lifetime expenditure of an offshore wind farm. The breakdown of cost in the development and project management sub-elements are shown in Figure 9.

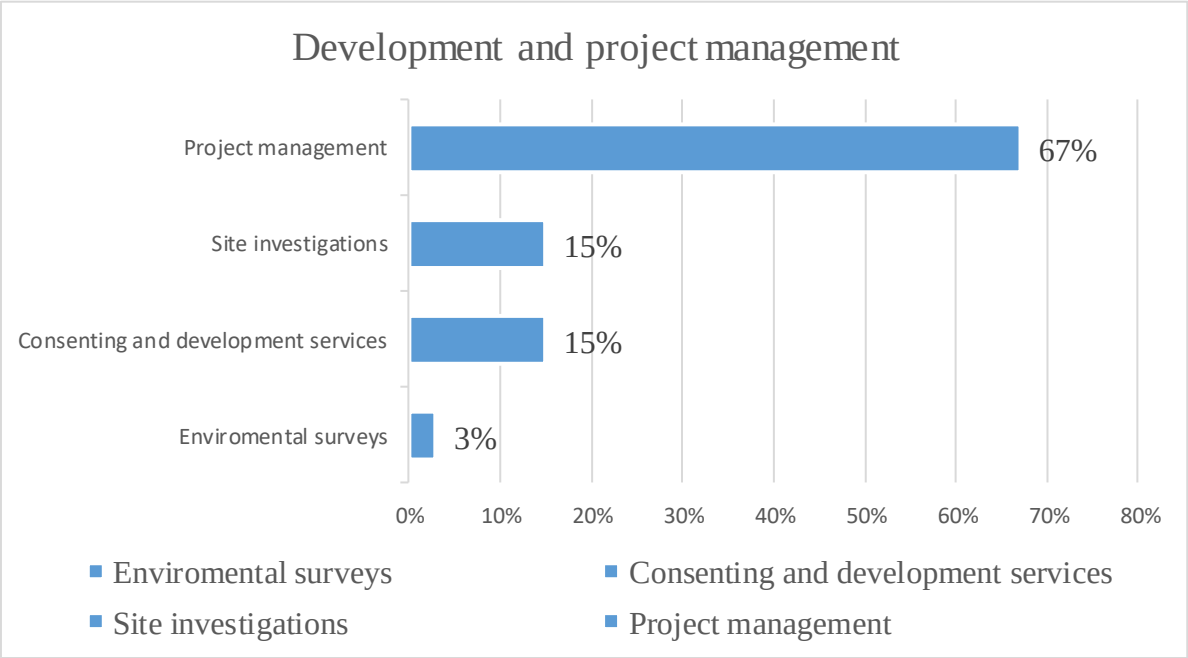


Figure 9 Breakdown of cost in the development and project management sub-elements.

For a 500 MW bottom fixed offshore wind farm, the total costs for development and project management is £^{2016} 158 million ($^{2018} 224.95 million), corresponding to £^{2016} 0.316 million ($^{2018} 0.450 million) per MW (Scottish Enterprise, 2016). With an increasing farm capacity, it is expected that the total development and project management will not increase exactly proportional to the farm capacity, however, a linear coherence between capacity and costs is still assumed. In the present study, one additional MW (to increase the capacity by 1MW) for an offshore wind farm is expected to induce an additional development and consenting cost of three-quarters of $^{2018} 0.45 million. A typical €^{2012} 50,000 ($^{2018} 59,360) per MW construction phase insurance package is assumed for lowered risk based on the estimation from PricewaterhouseCoopers (PricewaterhouseCoopers, 2012). Figure 10 presents the total cost of the development and project management costs.

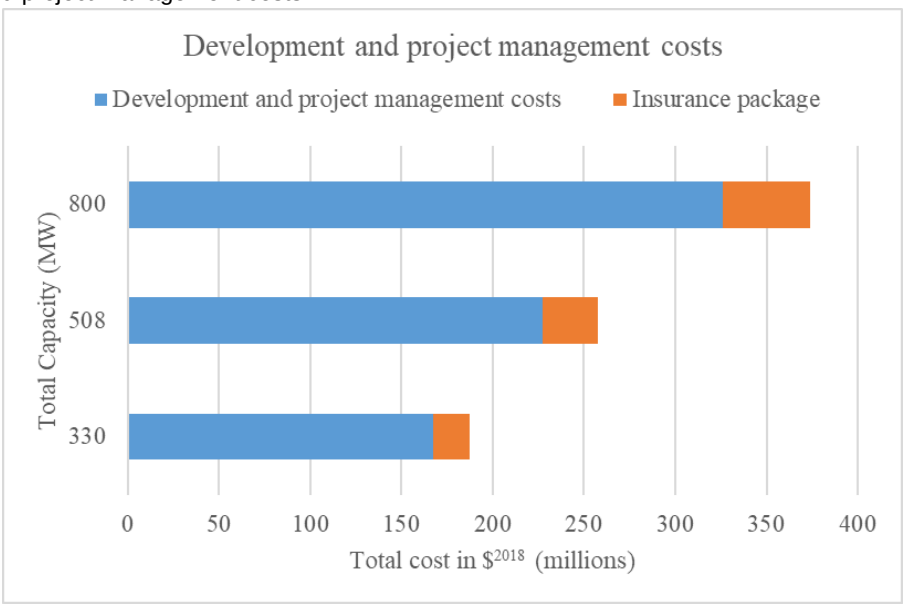


Figure 10 Development and project management costs (inclusive insurance) for three different capacity wind farm.

4.2. Production

This section introduces the capital expenditure from productions, including the turbine, tower, bottom-fixed substructures, cables and substation.

Turbine costs

According to the studies carried out by International Renewable Energy Agency , The Crown Estate and the BVG Associates, the total turbine costs (exclusive tower) are illustrated in Table 13. It is noted that, in the present study, within one wind farm, the turbine costs are assumed to be constant.

Table 13 3 different rated power turbine costs

Rated Power (MW)	**3.3**	**5.08**	**8**
Turbine Cost (^{2018})	4,766,496 (International Renewable Energy Agency, 2012)	8,032,207 (Crown Estate; Offshore Renewable Energy Catapult, 2019)	9,630,646 (BVG Associates, 2017)

Tower costs

The current work investigates the LCOE under different hub heights ranging from 85 to 115 m. As such, the tower height will change and thus affect the tower cost. In the present analysis, an unmodified NREL 5 MW turbine is set for calculating the tower cost, in which a 90 m tower has a mass of 347,460 kg (Jonkman et al., 2009). According to Ancona and McVeigh, a wind turbine tower contains 98% steel and 2% pre-stressed concrete (Ancona and Mcveigh, 2001). Thus, a 90 m tower contains 340,511 kg steel and 6,949 kg pre-stressed concrete. Based on a linear assumption for the material spending on a tower, an assumption of 3,783 kg of steel per meter height and 77 kg of pre-stressed concrete per meter height are used in the present study. According to Bjerkseter and Ågotnes, S355 is used as the present steel with a thickness from 6 ~ 100 mm, width from 2,000 ~ 2,500 mm and length between 8 ~ 15 m (Bjerkseter and Ågotnes, 2013). The price of the S355 steel is about $\$^{2018}$ 680 ~ 1,250 per ton (Alibaba, 2020a), with an average of $\$^{2018}$ 965 per ton. For the pre-stressed concrete, the price is about $\$^{2018}$ 2,500 ~ 2,700 per ton (Alibaba, 2020b), with an average of $\$^{2018}$ 2,600 per ton. A breakdown and total costs for the towers with different heights are listed in Table 14.

Table 14 Breakdown and total costs for the tower with different operation heights.

Tower height (m)	**85**	**95**	**105**	**115**
S335 Steel Cost (^{2018})	310,300	346,806	383,312	419,818
Pre-stressed concrete (^{2018})	17,017	19,019	21,021	23,023
Total (^{2018})	327,317	365,825	404,333	442,841

Bottom-fixed substructure cost

At a water depth of 30 m, the total monopile weight is estimated as 1200 ton (Bjerkseter and Ågotnes, 2013; de Vries et al., 2011) and according to the prediction made by Faaij and Junginger, the production costs of monopile foundations consist roughly of 45 ~ 50 % material costs (steel), and 50 ~ 55% of production costs (Junginger et al., 2004). In the present study, an average of 52.5 % of production costs is employed (see Table 15).

Table 15 Cost breakdown for a single monopole substructure

Bottom-fixed substructure type	**Monopile**
Material (steel in tons)	1,200
Material costs (^{2018})	1,158,000
Production costs (^{2018})	1,279,895
Total costs (^{2018})	2,437,895

Cable cost

As mentioned in the section 3.8, there are mainly two basic types of cable used in an offshore wind farm: inner array cables and export cable. The costs for a 33 kV AC array cable (300 mm^2) is approximately $\$^{2018}$ 38,598 per km (Bjerkseter and Ågotnes, 2013) and the total cost of the inter-array cables is presented in Table 16.

Table 16 Total inter-array cable cost for different capacity wind farms.

Wind farm capacity (MW)	**330**	**508**	**800**
Inter-array cable cost (^{2018})	5,766,348	6,447,294	8,305,787

In addition to inner array cable, a 320 kV HVDC extruded cable with a cross-sectional area of 1500 mm^2 has been employed as the export cable. The costs for this cable is $\$^{2018}$ 537,767 per km (National Grid, 2011). Since the operation site distance is varied in the present work, the cost of export cable with different distances from the port are listed in Table 17.

Table 17 Total cost for the export cables.

Site	**A**	**B**	**C**
Distance from port (km)	32	73	160
Export cable cost (^{2018})	17,208,544	39,434,454	860,428,320

Offshore and onshore substation

Apart from the wind turbine and cables, the substation cost is also a main contributor during the production phase. An offshore substation (HVDC) usually includes AC switchgear, transformers, converter electronics and filters. Based on the report published by UK National Grid, the converter and the substation platform are the main cost drivers for a substation (National Grid, 2011). For a wind farm of 330 MW capacity, a 400 MW bottom fixed offshore substation is employed. A 500 MW bottom fixed offshore substation is used for a 508 MW wind farm. And a 1000 MW bottom fixed offshore substation is applied for an 800 MW wind farm. As the export cable is HVDC, the onshore substation will convert the power to three-phase AC and based on The Crown Estate, the cost for an onshore substation is approximately half of the cost of the offshore bottom-fixed substation (Crown Estate; Offshore Renewable Energy Catapult, 2019). The total cost of a substation is listed in Table 18.

Table 18 Total cost of the substation (Bjerkseter and Ågotnes, 2013; Crown Estate; Offshore Renewable Energy Catapult, 2019)

Wind farm capacity (MW)	**330**	**508**	**800**
Offshore substation cost (^{2018})	139721728.5	169825815.9	279847312.1
Onshore substation cost (^{2018})	69860864.23	84912907.95	139923656.1

4.3. Installation and commissioning

The substructures are assumed to be loaded onto an installation vessel at the staging port for transportation to the project site where the substructures will be installed. The turbine installation is performed in a similar fashion. The turbine components (blade, nacelle, tower etc.) are loaded onto the installation vessel at the staging port, transported to the project site, and then assembled and installed onto the preinstalled substructure at the site (Philipp Beiter et al., 2016).

Three reference wind farms' (consisted of 3 MW, 6 MW and 10 MW) installation and commissioning cost is calculated using the following set of equations:

- For a 3 MW monopile offshore wind turbine:

$$C_s = 86671670 - 3230771 \cdot W_d + 3918 \cdot D_p + 112670 \cdot W_d^2 + 2.23e^{-8} \cdot D_p^2 + 225 \cdot W_d \cdot D_p - 760 \cdot W_d^3 - 2.95e^{-11} \cdot D_p^3 + 6.43e^{-11} \cdot W_d \cdot D_p^2 + 22.9 \cdot W_d^2 \cdot D_p \quad (8)$$

$$C_t = 31368338 - 89169 \cdot W_d + 65674 \cdot D_p + 13557 \cdot W_d^2 - 4.13e^{-8} \cdot D_p^2 - 1485 \cdot W_d \cdot D_p - 100 \cdot W_d^3 + 6.84e^{-11} \cdot D_p^3 + 2.2e^{-10} \cdot W_d \cdot D_p^2 + 9.34 \cdot W_d^2 \cdot D_p \quad (9)$$

$$C_{ps} = 6419595 + 31553 \cdot W_d - 5364 \cdot W_d^2 + 189 \cdot W_d^3 - 2.27 \cdot W_d^4 + 0.009 \cdot W_d^5 + 6622 \cdot D_p \quad (10)$$

- For a 6 MW monopile offshore wind turbine:

$$C_s = 88705573 - 2965980 \cdot W_d - 7813 \cdot D_p + 104665 \cdot W_d^2 + 1.49e^{-6} \cdot D_p^2 + 661 \cdot W_d \cdot D_p - 707 \cdot W_d^3 - 1.71e^{-9} \cdot D_p^3 - 2.75e^{-11} \cdot W_d \cdot D_p^2 + 19.44 \cdot W_d^2 \cdot D_p \quad (11)$$

$$C_t = 15687102 + 2685414 \cdot W_d - 149549 \cdot W_d^2 + 3474 \cdot W_d^3 - 34.1 \cdot W_d^4 + 0.12 \cdot W_d^5 + 3133853 \cdot \ln D_p \quad (12)$$

$$C_{ps} = 7136675 - 21122 \cdot W_d + 1336 \cdot D_p + 449 \cdot W_d^2 + 0.009 \cdot D_p^2 + 58.2 \cdot W_d \cdot D_p \quad (13)$$

- For a 10 MW monopile offshore wind turbine:

$$C_s = 1.7686e^8 - \frac{2.26e^6}{W_d} + 257702 \cdot D_p + \frac{1.21e^{10}}{W_d^2} + 1.82e^{-8} \cdot D_p^2 - 2558888 \cdot \left(\frac{D_p}{W_d}\right) \quad (14)$$

$$C_t = 57108119 + 1166746 \cdot W_d - 58333 \cdot W_d^2 + 1217 \cdot W_d^3 - 10.6 \cdot W_d^4 + 0.032 \cdot W_d^5 + 24987 \cdot D_p \quad (15)$$

$$C_{ps} = \frac{7533930 - 116296 \cdot W_d + 1084 \cdot W_d^2 - 1.22 \cdot W_d^3 - 1425 \cdot D_p}{1 - 0.013 \cdot W_d + 8.83 \cdot e^{-5} \cdot W_d^2 - 0.0005 \cdot D_p + 2.38e^{-7} \cdot D_p^2} \quad (16)$$

where:

C_s is the turbine installation cost

C_t is the substructure installation cost

C_{ps} is the port and staging cost

D_p is the distance from staging port to project site (km)

W_d is the maximum water depth at project site (m)

To estimate costs between the range of turbine sizes from 3 ~ 10 MW, a linear interpolation was developed by Beiter et al. (Philipp Beiter et al., 2016), following with the equation:

$$x_c = \begin{cases} \left|\frac{TR-3}{3}\right| \cdot C_6 + \left|\frac{TR-6}{3}\right| \cdot C_3, & 3 \le TR \le 6 \\ \left|\frac{TR-6}{4}\right| \cdot C_{10} + \left|\frac{TR-10}{4}\right| \cdot C_6, & 6 < TR \le 10 \end{cases} \quad (17)$$

where:

x_c is the interpolated installation cost

TR is the turbine rating in megawatts

C_3 is the 3 MW turbine installation cost function

C_6 is the 6 MW turbine installation cost function

C_{10} is the 10 MW turbine installation cost function

Thus, the total costs for installing a turbine under the present investigation are illustrated in Table 19.

Table 19 Offshore wind turbine installation cost with different distances to port.

Site	**A**	**B**	**C**
Distance from port (km)	32	73	160
3.3 MW turbine cost (^{2018})	117,744,451	120,647,270	126,434,280
5.08 MW turbine cost (^{2018})	122,129,125	125,719,553	131,165,390
8 MW turbine cost (^{2018})	97,733,142	103,778,445	114,951,811

Apart from the wind turbine installation, the installation of an offshore substation is also a key factor during the installation phase. According to Bjerkseter and Ågotnes, the present offshore wind farm consists of three configuration: 400 MW bottom fixed substation (for a 330 MW wind farm), 500 MW bottom fixed substation (for a 508 MW wind farm) and 1000 MW bottom fixed substation (for an 800 MW wind farm) (Bjerkseter and Ågotnes, 2013). The total installation cost of the substation is listed in Table 20.

Table 20 Substation installation cost.

Wind farm capacity (MW)	**330**	**508**	**800**
Offshore substation cost (^{2018})	25,769,135.55	28,245,416.11	43,419,177.16
Onshore substation cost (^{2018})	12,884,567.78	14,122,708.06	21,709,588.58

In addition, the costs above are mostly summarised based on the European site data. However, Section 27 of the Merchant Marine Act (known as Jones Act) (U.S. Code, 2009) in the U.S. stipulates that only U.S.-flagged vessels can make consecutive trips from one U.S. port to another. Thus, a Jones Act Factor of 23% increase to the installation cost is added before 2020, and for 2030 the value will become 5% (Philipp Beiter et al., 2016). In the present work, a linear assumption for the Jones Act Factor between 2020 and 2030 has been used. By 2033, the Jones Act Factor will then become 0%.

4.4. Operation and Maintenance

Three strategies developed by Beiter et al. were employed in the present study (see Table 21) (Philipp Beiter et al., 2016). It is noted that the present study assumes that all vessels are chartered and no capital investment is required.

Table 21 Operation and Maintenance Strategy

Strategy	**Close to Shore +**	**Medium Distance**	**Far Shore**
Principle Access Vessel	Advanced Crew transfer vessel	Surface effect ship	Crew transfer vessel with mothership support
Distance to Port (km)	<= 65	65< x <150	> 150
Wind limit (m/s)	20	20	20
Hs limit (m/s)	2.3	2.5	2.5
Access Vessel Day Rate ($, 2016)	6500	9000	2800

Vessel Speed (kn)	20	35	20
Passengers	12	12	12
Shift Length (h)	12	12	23
Docking and Transfer Time (h)	0.5	0.5	1.0
Fuel Consumption Rate (gal/h)	25	20	25
Fixed Annual Maintenance Cost (^{2018})	na	na	18000000

In the present study, the OPEX is estimated under a metocean condition with a significant wave height, H_S = 1.39 m and mean wind speed, W_S = 7.32 m/s, and the annual OPEX for different sites is summarised below. In addition, a 1% OPEX for operating phase insurance is further added based on Table 22.

Table 22 OPEX for three different operating sites.

Site	**A**	**B**	**C**
Annual O & M cost (million ^{2018})	88.8	91.8	101
Annual OPEX (inclusive insurance, million ^{2018})	89.7	92.7	102

4.5. Decommissioning

Due to the lack of understanding of offshore wind farm decommission, the present work simplifies the decommissioning cost as a percentage of installation cost based on Myhr et al. (see Table 23) (Myhr et al., 2014).

Table 23 Relation between the decommissioning cost and installation cost

Wind farm components	**Percentage of installation cost**
Wind turbine	80
Subsea cables	10
Substation	90

5. Results and Discussion

Based on the methodology and workflow described in the section above, the details of CAPEX, OPEX and LCOE for the offshore wind farms at New York State coastal area in the current study are discussed in this section. In order to have a general overview first, a benchmark case is defined first. Then the sensitivity analysis related to turbine rated power, operation height, site distance to the port and the seasonal performance is conducted. The benchmark case used in the present study is defined in Table 24.

Table 24 Benchmark offshore wind farm case.

Benchmark offshore wind farm	
Year of development	2018-2023
Commissioning year	2023
Project life Span (years)	25
Decommissioning year	2048-2050
Wind turbine type	Repower 5M
Number of wind turbines (units)	100
Size of the wind farm (MW)	508
Average water depth (m)	30
Distance to the nearest port (km)	73
Turbine operation height (m)	105
Site soil condition	Medium clay

5.1. Total capital expenditures

In the present section, the total CAPEX for the benchmark case following with two different rated power turbine wind farms (operated at the same site) are presented in Figure 11.

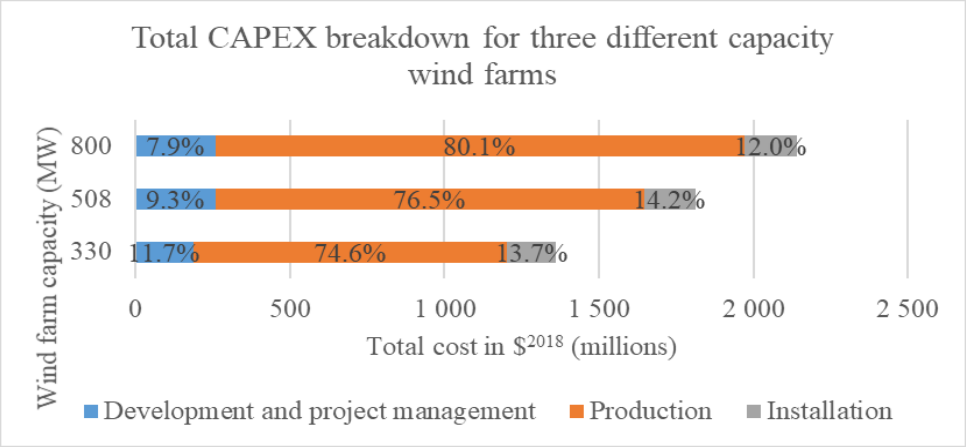


Figure 11 Total CAPEX breakdown for three different capacity wind farms, where 508 MW capacity wind farm is the benchmark case in the present study.

As seen from Figure 11, the total CAPEX cost for the benchmark case is around ^{2018} 1,800 million, where the Production cost occupies the most (around 76.5% of the total CAPEX). It is noted that, by increasing the wind farm capacity, the percentage of production cost is increasing as the turbine size increases significantly. However, the percentage of development and project management cost is decreased. In addition, the percentage of installation cost shows a different trend, where 508 MW wind farm has the largest percentage of installation cost.

5.2. Breakdown of spending during wind farm life cycle

Operational and maintenance expenditure (OPEX) makes up a large portion of lifetime expenditures, however, this cost is spread across the life span of the offshore wind farm. Figure 12 illustrates the cost distributions over the life cycle of the benchmark case. As it can be seen, the majority of the cost occurs before the commissioning year (Year 0 in Figure 12). In addition, the decommissioning cost occupies a relatively small portion of the total life span cost.

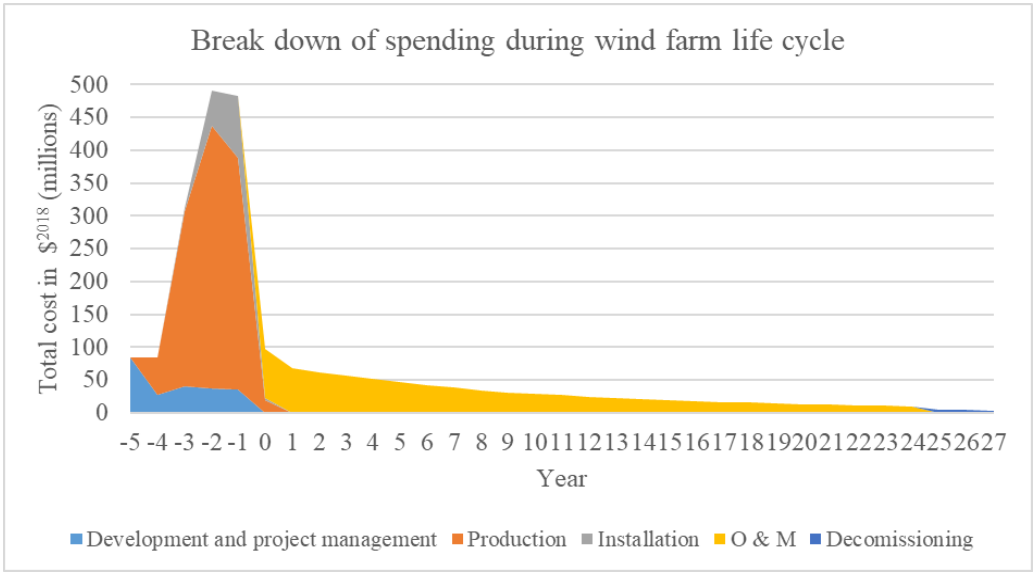


Figure 12 Breakdown of spending during wind farm life cycle (for the benchmark case).

5.3. Power output along with the life span

Figure 13 illustrates the power output throughout the life span of the wind farm. As shown in Figure 13, the power output of larger capacity wind farm declines faster than that of the lower capacity wind farm. At the end of the life span, the power output difference between the three different capacity wind farms is much smaller than when the wind farm is commissioned.

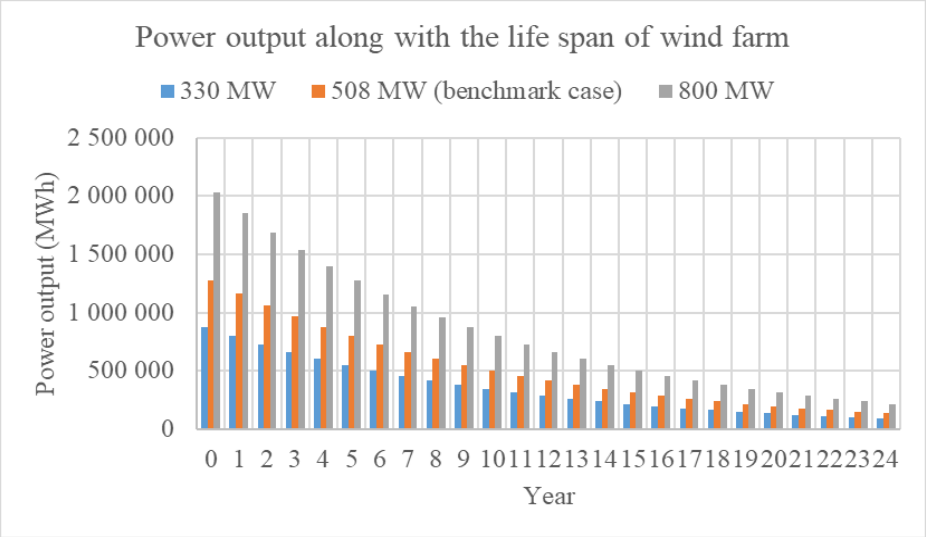


Figure 13 Power output along with life span for three different capacity wind farms (operated at Site B), where 508 MW capacity wind farm is the benchmark case in the present study.

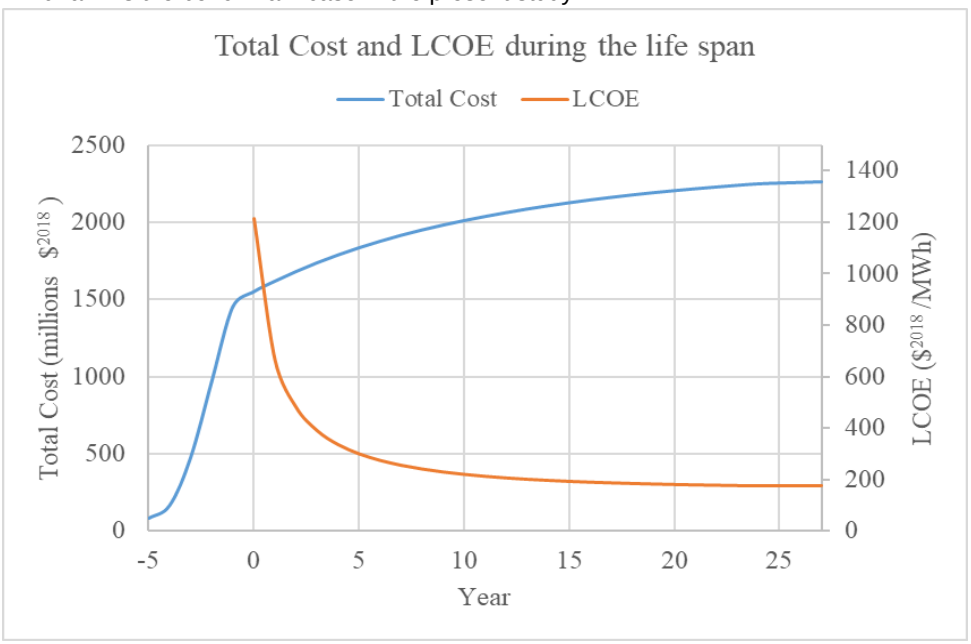


Figure 14 Total Cost and LCOE of the benchmark wind farm during the life span.

As it can be seen in Figure 14, there is a significant increment of total cost spent on the project from the “year -4” to the “year -1”, since the majority of the production activities is carried out during these 4 years. After the start of operations from the year “0”, the rate of increase of the total cost slows down. Additionally, it is noted that the LCOE is extremely high in the first 5 years from the commissioning year (the “year 0”). This is due to that the CAPEX occupies a huge amount of the total cost at the first few years. At “year 5”, the LCOE (298.7 $\$^{2018}$/MWh) is almost two times larger than the LCOE value at “year 27” (175.1 $\$^{2018}$/MWh, the wind farm is fully decommissioned). However, the value of LCOE becomes relatively constant after “year 10” (218.8 $\$^{2018}$/MWh at the “year 10”, which is 1.25 times of the final LCOE value). Only 2.5% difference has been observed between the LCOE at year 20 and year 27. If the wind farm is decommissioned at year 19, which means it has a life span of 20 years, the value of LCOE is 182.8 $\$^{2018}$/MWh, 4.4% larger than the benchmark case. Thus, increasing the life span of a wind farm can decrease the expected value of LCOE.

5.4. Sensitivity analysis on the levelised cost of energy

Wind turbine type effect

The present LCOE results are evaluated based on the numerical model presented in the methodology section. The results from the benchmark case together with two different rated power turbine wind farms (with same operation site

and operation height) are compared in this section, in order to evaluate the effect of the different rated power of wind turbines. Figure 15 presents the breakdown of LCOE cost for the three wind farms. It is clearly shown that the LCOE is decreased by increasing the capability of the wind farm.

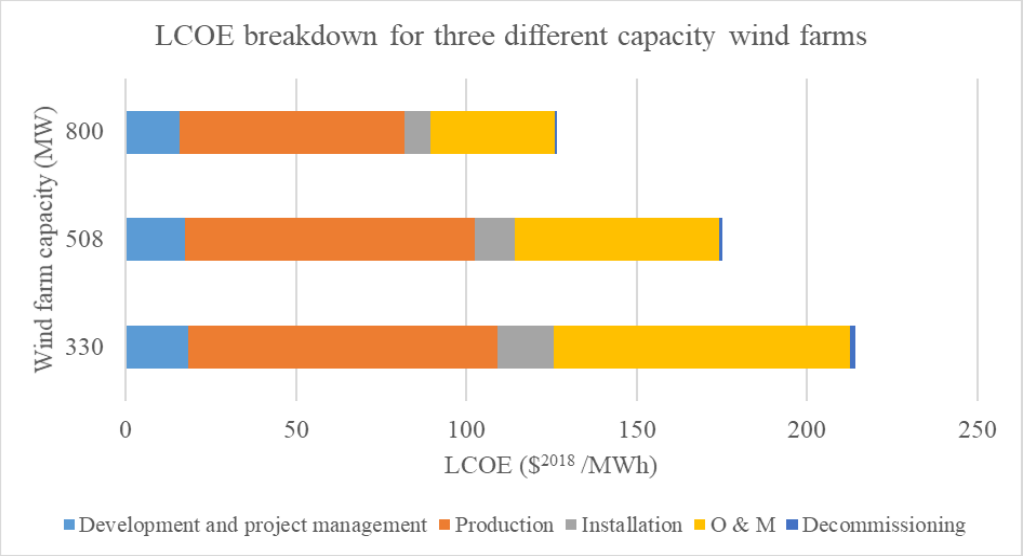


Figure 15 LCOE cost breakdown for three different capacity wind farms (508 MW is the benchmark case).

Additionally, by summarising the present results from LCOE, the minimum and maximum LCOE results (along with the case condition) are illustrated in Table 25.

Table 25 Maximum and Minimum LCOE results in the present study.

Maximum LCOE cost				
Wind turbine Type	**Operation Site**	**Distance to the nearest port (km)**	**Operation height (m)**	**LCOE (^{2018}/MWh)**
Vestas V112-3.3 MW	C	160	85	279.4
Minimum LCOE cost				
Wind turbine Type	**Operation Site**	**Distance to the nearest port (km)**	**Operation height (m)**	**LCOE (^{2018}/MWh)**
Vestas V164-8.0 MW	A	32 km	115	123.4

Life span effect

As shown in Figure 16, for a short project life span (less than 5 years), the LCOE is extremely high as the energy production cannot cover most of the development cost. However, when the project life span reaches to a certain level (in the present case, more than 20 years), the LCOE is converged around 170 ~ 180 ^{2018}/MWh (182.8 ^{2018}/MWh for a 20-year project life span and 166.3 ^{2018}/MWh for a 50 years life span).

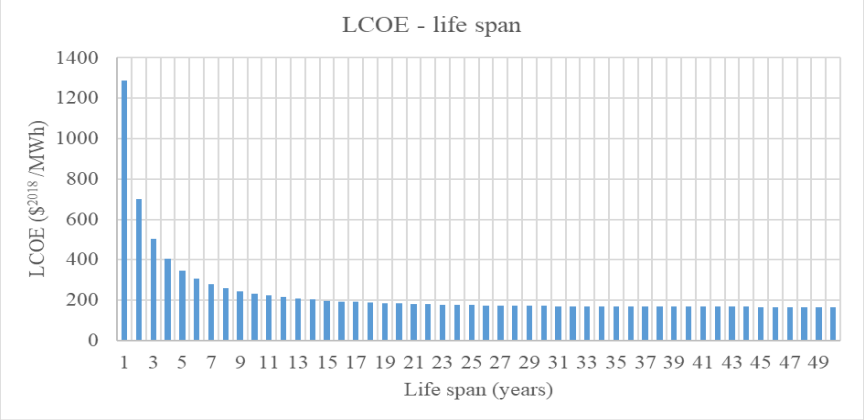


Figure 16 Effect of the project life span on LCOE.

Operation site effect

As can be seen in Figure 17, the effect of wind farm capacity shows that the wind farms operated at Site A and Site B have a very similar trend as the capacity increases. However, there is a relatively large decrement of LCOE at Site C when the capacity changes from 330 MW to 508 MW. In addition, in Figure 18, when the wind farm is positioned further away than 70 km (around Site B) to the nearest port, the LCOE increases rapidly compared with the results between 30 km to 70 km.

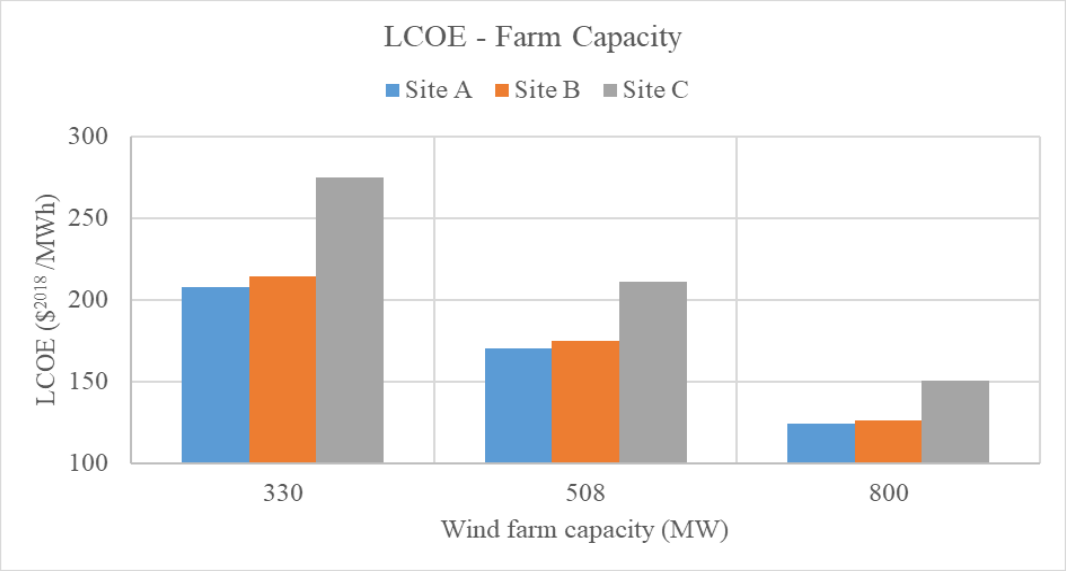


Figure 17 Effect of the farm capacity of operation site on LCOE.

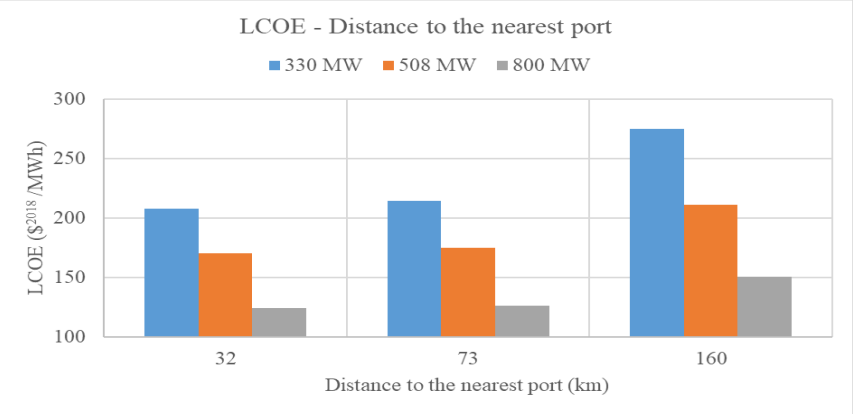


Figure 18 Effect of the distance to the nearest port (operation site location) on LCOE.

6. Conclusions

In the present work, a case study of LCOE based on the potential developments at the offshore area of the New York State is provided. A comprehensive numerical model of predicting the LCOE for a fix-bottom concept wind farm is produced based on the available pieces of literature. Some specific local limitations in the United States (e.g. Jones Acts factor) are considered in the current work following in line with the present European development experience. A ten-year historical wind data set is used to evaluate the wind farm energy production. The effects of distance to shore, rated power, life span and farm capacity on LCOE are evaluated in detail.

The results indicate that the energy from a monopile concept wind farm may produce a value of LCOE reaching to 123.4 $\$^{2018}$/MWh. The optimised conditions (800 MW wind farm operated at Site A with a turbine operation height of 115 m) are identified in the present study. It is noted that by increasing the wind farm capacity (wind turbine rated power), LCOE can be decreased significantly. In addition, the present study indicates that a wind farm operated at a site close to the shore will have a lower LCOE compared with a site operated far from the shore. This is due to the operation and maintenance cost which is mainly driven by the distance from the shore. The effects of operation height are relatively small compared with other factors. The current LCOE study also indicates that with a project life span more than 20 years, the LCOE will not alter significantly. Thus, a more than 20 years life span is suggested for the wind farm development. It is noted that, the present investigation still suggests an annual operation and

maintenance plan. If O & M activities are carried out in one specific quarter, it demonstrates that the results of LCOE will be increased compared with yearly basis O & M strategy.

Further developments on the overall numerical model are being considered in order to expand the current concept to offshore floating wind farm development. In addition, further developments on the lifetime extension and detailed decommissioning study are also suggested by the authors.

7. Acknowledgement

The authors gratefully acknowledge that the research presented in this paper was partially generated as part of the HORIZON 2020 SHIPLYS (Ship Life Cycle Software Solutions) Project, Grant agreement number 690770.

8. Reference

Alibaba, 2020a. S355 plates. Hangzhou: Alibaba Group [WWW Document].

Alibaba, 2020b. Prestressed concrete Hangzhou: Alibaba Group [WWW Document].

Allan, G., Gilmartin, M., McGregor, P., Swales, K., 2011. Levelised costs of Wave and Tidal energy in the UK: Cost competitiveness and the importance of “banded” renewables obligation certificates. Energy Policy 39, 23–39. https://doi.org/10.1016/j.enpol.2010.08.029

Ancona, D., Mcveigh, J., 2001. Wind Turbine-Materials and Manufacturing Fact Sheet.

Astariz, S., Vazquez, A., Iglesias, G., 2015. Evaluation and comparison of the levelized cost of tidal, wave, and offshore wind energy. J. Renew. Sustain. Energy 7, 053112. https://doi.org/10.1063/1.4932154

Beiter, Philipp, Musial, W., Smith, A., Kilcher, L., Damiani, R., Maness, M., Sirnivas, S., Stehly, T., Gevorgian, V., Mooney, M., Scott, G., 2016. A Spatial-Economic Cost-Reduction Pathway Analysis for U.S. Offshore Wind Energy Development from 2015-2030.

Beiter, P, Musial, W., Smith, A., Lantz, E., Kilcher, L., Damiani, R., Maness, M., Sirnivas, S., Stehly, T., Gevorgian, V., Mooney, M., Scott, G., 2016. Estimating the Economic Potential of Offshore Wind in the United States .

Bjerkseter, C., Ågotnes, A., 2013. Levelised costs of energy for offshore floating wind turbine concepts.

Black & Veatch, 2010. Levelized Cost of Energy Calculation Methodology and Sensitivity.

BVG Associates, 2017. Future renewable energy costs: Offshore wind.

Castro-Santos, L., Diaz-Casas, V., 2015. Sensitivity analysis of floating offshore wind farms. Energy Convers. Manag. 101, 271–277. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.05.032

Crown Estate; Offshore Renewable Energy Catapult, 2019. Guide to an offshore wind farm.

de Vries, W., Kumar Vemula, N., Passon, P., Fischer, T., Kaufer, D., Matha, D., Schmidt, Björn, Vorpahl REVIEWER, F., Schmidt, B, Vorpahl, F., Fischer APPROVER, T., van der Tempel, J., 2011. Support Structure Concepts for Deep Water Sites. Upwind.

European Environment Agency, 2017. Renewable energy in Europe 2017.

Gonzalez-Rodriguez, A.G., 2017. Review of offshore wind farm cost components. Energy Sustain. Dev. https://doi.org/10.1016/j.esd.2016.12.001

Hartman, L., 2016. Computing America’s Offshore Wind Energy Potential.

International Renewable Energy Agency, 2012. RENEWABLE ENERGY TECHNOLOGIES: COST ANALYSIS.

Jonkman, J., Butterfield, S., Musial, W., Scott, G., 2009. Definition of a 5-MW Reference Wind Turbine for Offshore System Development.

Junginger, M., Faaij, A., Turkenburg, W.C., 2004. Cost Reduction Prospects for Offshore Wind Farms.

Kaldellis, J.K., Kapsali, M., 2013. Shifting towards offshore wind energy-Recent activity and future development. Energy Policy 53, 136–148. https://doi.org/10.1016/j.enpol.2012.10.032

Krohn, S., Morthorst, P.-E., Awerbuch, S., 2009. The Economics of Wind Energy.

Lai, C.S., McCulloch, M.D., 2017. Levelized cost of electricity for solar photovoltaic and electrical energy storage. Appl. Energy 190, 191–203. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.12.153

Laura, C.S., Vicente, D.C., 2014. Life-cycle cost analysis of floating offshore wind farms. Renew. Energy 66, 41–48. https://doi.org/10.1016/j.renene.2013.12.002

Lerch, M., De-Prada-Gil, M., Molins, C., Benveniste, G., 2018. Sensitivity analysis on the levelized cost of energy for floating offshore wind farms. Sustain. Energy Technol. Assessments 30, 77–90. https://doi.org/10.1016/j.seta.2018.09.005

Lozano-Minguez, E., Kolios, A.J., Brennan, F.P., 2011. Multi-criteria assessment of offshore wind turbine support structures. Renew. Energy 36, 2831–2837. https://doi.org/10.1016/j.renene.2011.04.020

Lubitz, W.D., 2014. Impact of ambient turbulence on performance of a small wind turbine. Renew. Energy 61, 69–73. https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.08.015

Mattar, C., Guzmán-Ibarra, M.C., 2017. A techno-economic assessment of offshore wind energy in Chile. Energy 133, 191–205. https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.05.099

May, T.W., Yeap, Y.M., Ukil, A., 2017. Comparative evaluation of power loss in HVAC and HVDC transmission systems, in: IEEE Region 10 Annual International Conference, Proceedings/TENCON. Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc., pp. 637–641. https://doi.org/10.1109/TENCON.2016.7848080
Meinshausen, M., Meinshausen, N., Hare, W., Raper, S.C., Frieler, K., Knutti, R., Frame, D.J., Allen, M.R., 2009. Greenhouse-gas emission targets for limiting global warming to 2 C. Nature 458, 1158.
Myhr, A., Bjerkseter, C., Ågotnes, A., Nygaard, T.A., 2014. Levelised cost of energy for offshore floating wind turbines in a lifecycle perspective. Renew. Energy 66, 714–728. https://doi.org/10.1016/j.renene.2014.01.017
National Data Buoy Center, 2018. National Oceanic and Atmosphercic Adminstration's National Data Buoy Center.
National Grid, 2011. Offshore Development Information Statement.
New York State Energy Research and Development Authority, 2017. Area for Consideration for the Potential Locating of Offshore Wind Energy Areas. New York State, U.S.
NOAA/OER., 2002. General bathymetry of the coastal ocean in the New York-New Jersey metropolitan region. Detailed bathymetric data provides a framework for future exploration.
OpenEI, 2019. Transparent Cost Database [WWW Document]. URL https://openei.org/apps/TCDB/transparent_cost_database (accessed 7.11.20).
Pfenninger, S., Keirstead, J., 2015. Renewables, nuclear, or fossil fuels? Scenarios for Great Britain's power system considering costs, emissions and energy security. Appl. Energy 152, 83–93. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.04.102
PricewaterhouseCoopers, 2012. Offshore wind cost reduction pathways study Finance work stream.
REpower, 2020. REpower 5MW Wind Turbine [WWW Document]. URL https://www.renugen.co.uk/repower-5mw-wind-turbine/ (accessed 7.11.20).
Scottish Enterprise, 2016. Offshore Wind Oil and Gas "Seize the Opportunity" Guides.
Staffell, I., Green, R., 2014. How does wind farm performance decline with age? Renew. Energy 66, 775–786. https://doi.org/10.1016/j.renene.2013.10.041
The Crown Estate, 2017. Offshore wind operational report. London, UK.
U.S. Code, 2009. 46 U.S. Code § 50101 - Objectives and policy | U.S. Code | US Law | LII / Legal Information Institute [WWW Document]. URL https://www.law.cornell.edu/uscode/text/46/50101 (accessed 7.11.20).
Vestas, 2013. Building on +60 GW of experience.
Voormolen, J.A., Junginger, H.M., van Sark, W.G.J.H.M., 2016. Unravelling historical cost developments of offshore wind energy in Europe. Energy Policy 88, 435–444. https://doi.org/10.1016/j.enpol.2015.10.047
Wagner, R., Courtney, M., Larsen, T.J.., Schmidt Paulsen, U., 2010. Simulation of shear and turbulence impact on wind turbine performance.
Wiser, R., Hand, M., Seel, J., Paulos Bentham, 2016. Reducing Wind Energy Costs through Increased Turbine Size: Is the Sky the Limit?

УДК 629.5.012

DETERMINATION OF MINIMUM FREIGHT RATES FOR SEA TRANSPORTATION OF GRAIN FROM THE UKRAINE TO THE EAST AND THE WEST DIRECTIONS

Nekrasov V.A, Doctor of Technical Sciences, Professor[1], Balasundaram Hari Prasad[2], Chen Lang[3],
Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Ukraine, Nikolayev
[1]valeriy.nekrasov@gmail.com; [2]hariprasadbalasundaram@gmail.com; [3]932806100@qq.com

Анотація. *Визначення мінімальних фрахтових ставок транспортування зерна з України в Індію і Францію виконується за допомогою рішення на етапі концептуального проектування оптимізаційної задачі вибору головних розмірів балкерів, транспортними лініями яких є морські шляхи між портами Південний-Бомбей і Південний-Марсель. В якості критерію оптимізації використовується критерій максимуму прибутку. Дається порівняння отриманих значень мінімальних фрахтових ставок з поточними значеннями фрахтових ставок в сучасному фрахтовому ринку транспортних перевезень.*

Ключові слова: *ринки зерна України, морські перевезення української пшениці, балкери XXI століття, критерії ефективності перевезень, максимум прибутку, вибір оптимальних розмірів балкерів*

Introduction. Since ancient times, the Ukrainian economy has been based on grain exports, among which the wheat is dominated (up to 40%). In the time of independence of the Ukraine the volume of the Ukrainian grain export reached the world level. The Ukraine is a leader among the middle class wheat exporters. It has own permanent sales market in the Europe, the Africa and the Asia on which the wheat is transported from the ports of the Ukraine with the help of large-capacity bulk carriers.

Acting freight rates for the transportation of wheat by such bulk carriers are usually reported by the Information service APC-Inform. For example, according to the data of this service [1], in summer of 2020:

- freight rates for the sea transportation of wheat in batches of 30 thousand tons from the port of Yuzhny, the Ukraine in the direction of the France (the distance between the port of Yuzhny, the Ukraine and Port of Marseille, the France is about 1780 nautical miles) was $ 22-23 per ton;

- in batches of 50 thousand tons from the port of Yuzhny, the Ukraine towards India (the distance between the port of Yuzhny, the Ukraine and port Bombay, the India is about 4168 nautical miles) was equal to $ 39-40 per ton.

In this regard, the purpose of this research work is to determine the main dimensions and characteristics of large-capacity bulk carriers, which can transport Ukrainian wheat to these markets with the greatest efficiency.

As the performance criteria (at the given freight rates) taken maximum profit for the life period of a large bulk carrier;

The model of sequential flights was chosen as a model for the operation of bulk carriers [2]. From the Ukraine ports these bulkers transport the wheat on the East's and the West's markets and in opposite direction they may transport goods of these markets at the same freight rates.

Determination of the efficiency of bulkers was carried out using program complex “CargoShip” for optimizing the principal dimensions of the bulk carrier developed by the Department of Theory and Design of Ships of the Admiral Makarov National University of Shipbuilding [2].

1. Formulation of the optimization problem of choosing the main dimensions and characteristics of the bulk carrier for the stage of conceptual design

The optimization problem of choosing the main elements is based on models of engineering and navigation properties of a bulk carrier, models of virtual spaces of the existence of a bulk carrier, models of its functioning in virtual spaces of existence, and performance indicators of functional operations. To describe the properties, functional operations and performance indicators, imitation modeling is used, which is implemented as a process of converting random variables and random functions that simulate the engineering and navigation properties of a bulk carrier, as well as the operations of its functioning, into probabilistic characteristics of performance indicators.

1.1. Models of engineering and navigational properties of ship

Model of engineering and navigation (seaworthy) properties of the ship determines the features of its functioning as a complex system. These properties, in turn, are represented by a set of characteristics that depend on the main elements of the ship - length L, breadth B, draft d, depth D, fullness coefficients C_B, C_W, C_m, speed v_s, propulsion plant parameters, parameters of systems and equipment. The ship's engineering properties include capacity and strength properties. To navigational properties are related such seaworthiness of the ship as buoyancy, stability, unsinkability, propulsive quality, controllability and seakeeping.

The model of engineering and navigational properties of the ship, presented for use at the stage of conceptual design, allows simplification. So, for example, since the weight of the ship is determined using the ESWBS partitioning structure compiled for constructed ships that have the necessary thickness connections to provide strength and the necessary number of bulkheads to ensure unsinkability, inequalities may not be used. They can be introduced in consideration at subsequent stages of the ship design process.

1.2. Models of virtual spaces of ship operation

Virtual spaces of the ship's functioning during periods of its creation effective use during its life cycle are formed by the geographical environment of operation, the environment of weather (navigation) operating conditions and the environments of production and financial relations of processes ship creation and exploitation. These virtual spaces are habitats of bulk carrier.

1.2.1. Geographical environment of the ship operation

Such environment is determined by the geographical location of the area of ship operation and the distances between the ports of destination. For example the Black Sea and the Mediterranean basin are designated as the operational area for the first bulk carrier under consideration. This ship conveys bulk goods from Ukraine to Europe, mainly from the port Yuzhny. The distances between the ports of this region do not exceed 2,000 miles.

1.2.2. Environment of weather operating conditions

The main characteristics of this virtual space are the characteristics of weather conditions - currents, wind-wave actions, ice conditions. Currents and wind-wave actions influence the position of the ship and the speed of

movement during the transport of goods between ports. These impacts are random functions of the time and position of the ship during transport operations. Their simplified analysis is carried out in the class of stationary random functions. Such consideration replaces the sequence of natural impacts on the ship by a series of stationary modes of current, wind and wave actions. Distributed in time (the ship's life time), the intensity of wind and wave impacts on the ship are determined by means of long-term (regime) distributions of average wind speeds and characteristic wave heights. The Weibull law and the Lognormal distribution usually use as laws of the distribution of wind and wave intensity. The ice situation is estimated by the distribution of ice thicknesses over the intervals of its existence.

1.2.4 Environment of production relations of operation process

This virtual space is determined by the types of ship operation and port services. The types of operation of the ship include: consecutive trips, transportation of goods on loose lines of operation (tramp), movement on schedule, official use, use for recreation and tourism.

The type of considered ships operation is consecutive trips. A characteristic feature of a ship of consecutive trips is its operation in accordance with long-term contractual intergovernmental or corporate agreements. As a rule, ships of consecutive trips make round trips between the same ports.

The type and productivity of port equipment for loading and unloading bulk cargo transported by these ships determines the type of port services of such ships.

1.2.5. Media of the financial relations of operation process

State of transportation market and distribution of the flow of financial resources between traditional market participants - shipper, charterer and owner of a ship - are reflected in virtual space of the existence of transport ships.

For a commercial transport ship, the condition of the transportation market is determined by the probability of a long-term contract or freight. In this case, the distribution of the flow of funds between the participants of transport operations: the shipper, the charterer and the owner of the ship, is represented by payment of consignor, charterer income and profit, ship owner income and profit.

1.3. Models of ship functional operations

The models of functioning are created for the study of operations carried out by the ship on the intervals of the effective period of its life.

The bulk carrier usually is operated in the form of consecutive trips. When constructing this model, it is assumed that the bulk carrier makes trips between the two ports No. 1 and No. 2. During trips the ship is loaded in port number 1, transits by sea, transporting cargo; in port No. 2 the ship is unloaded and returns to port No. 1 with the new cargo or in the ballast crossing. The main operation of the ship in this case is the operation of the round trip.

With a probabilistic approach to the investigation of operations, the characteristics of the operation under consideration are determined in two ways: using the theory of random events and using the theory of random functions. The theory of random events makes it possible to determine the characteristics of the ship's reliability. In this case, well-known theorems on addition and multiplication of the probabilities of random events accompanying operations are used. Characteristics of ship efficiency are calculated using algorithms of the theory of random functions. The use of these algorithms makes it possible to construct a transformation of random variables representing the human, material and financial resources of operations and their time in the final results of operations - the efficiency indicators of the ship.

1.4. Effectiveness indicators

Loading and unloading operations of the ship in question and cargo transportation are modeled by solving the equations of mass transfer and the motion of bodies in a fluid. Composition of such equations is carried out using the scheme of round trip. Solution of the equations is fulfilled by the method of statistical tests. The resulting decision is directed to the implementation of financial relations of commercial use of the ship as relations between shipper, charterer and owner of a ship.

The main result of the commercial use of the ship is the profit P_l, which for the l-th round trip is determined by the known formula

$$P_l = I_l - E_l, \quad (1)$$

where I_l is the income received, P_l is the expenses.

Here, P_l, I_l, and E_l are random variables. The randomness of these values is determined by variations in freight rates, fuel prices, the influence of random wind-wave actions on fuel consumption, the duration of round trip, etc.

For general case, that is for life period of ship, it is need to use following formulas for profit and expenses [2]:

$$OF_1 = \sum_{l=1}^{L}(P_{1l}\overline{I_l} - \overline{E_l}) - \overline{B_i} \quad (2)$$

$$OF_2 = \sum_{l=1}^{L}\overline{E_l} + \overline{B_i} \quad (3)$$

where P_{II} is the probability of income receiving, $\bar{B}$ is the average cost of ship construction (designing and building).

The data presented by SPAR [4] indicate a large variability and weak predictability of prices for materials and equipment used in shipbuilding. Therefore, it is considered rational that at the first stage of ship life period, stage of its production, the effectiveness indexes of the ship must be such integrated characteristics of its efficiency and reliability which reflects net current value. The simplest representations of such complex indexes have the form (2-3).

In the process of searching for the optimal design solution of the ship, the first of the indexes OF_1 maximizes, configuring the project solution to maximize profits, the second one OF_2 is minimized in order to achieve minimum expenses when ship performing a set of basic functional operations. The representation of reliability characteristics in these indexes is not complete. A more complete reflection of the reliability factors is carried out at the formation of constraints during creation of the optimization problem of the ship's research design.

Using the above objective functions (2) or (3), the problem of finding the optimal design solution for bulk carrier is formulated as follows [2, 10]

E_n To find: $OF\{\boldsymbol{U}, \boldsymbol{x}\} \Rightarrow \text{extr}$ (4)

at: $E_n(\boldsymbol{x}) \geq 0, \quad n = 1,2,3;$ (5)

$F_k(\boldsymbol{x}) \geq [F_k], \quad k = 1,2,\ldots,K;$ (6)

$PC_l[P_t] \leq [PC_l], \quad l = 1,2,\ldots,L;$ (7)

$\boldsymbol{x} \leq \boldsymbol{x}_q, q = 1,2,\ldots,Q,$ (8)

where

(x) ≥ 0 are constraints that ensure the required level of efficiency of the mobile object (constraints on buoyancy, capacity, navigation and basic functional subsystems-rendering assistance to distressed, fire-fighting subsystems, oil spill response subsystems, radar detection of violators of protected water space, airborne weapons, etc.);

$F_k(\boldsymbol{x}) \geq [F_k]$ are limitations of reliability, i.e. indicators of trouble-free performance of functional operations associated with the implementation of such seaworthy qualities as stability, unsinkability, controllability, strength and seaworthiness of a mobile marine facility and indicators of trouble-free operation of its main functional subsystems;

$[F_k]$ are normative values of these indicators, which are regulated by classification societies and NATO standards;

$PC_l[P_t] \leq [PC_l]$ are functional limitations of financial resources for the design, construction and operation of a mobile marine object, as well as compensation for the damage caused to them;

$[PC_l]$ are the limiting values of these funds;

$\boldsymbol{U}$ is vector of parameters of the external environment and conditions of the technical task;

$\boldsymbol{x}$ is vector of independent variables (main elements of the ship);

$\boldsymbol{x}_q$ is vector of constraints on independent variables.

2. Method of optimization task solution

The problem of searching for the optimal design solution is carried out in accordance with the scheme shown in Figure 1 [2, 10].

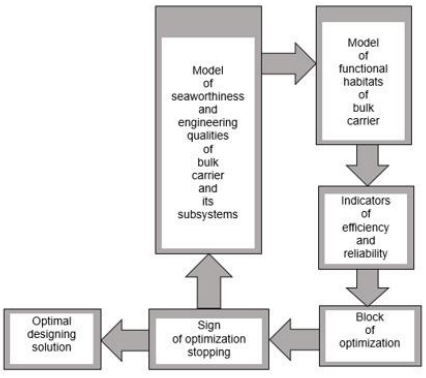


Figure 1 - Block diagram of search the optimal solution of the bulk carrier synthesis problem for the conditions of its operation

The optimization criteria are the maximum of the objective function (2).

In accordance with this scheme, in process of searching for optimal design solution, the mobile marine object undergoes a series of "dives" into habitats for the duration of its life. As a result of each "immersion", fulfilled with the

help of imitation modelling, the basic operations of the object's operation are realized. During “immersion” the indexes of effectiveness and reliability determine the levels of adaptation of the object to the habitat and the ability to effectively perform the basic set of functional operations. In the optimization block, a comparison of the received design solutions is carried out and the shortest direction of movement to the main optimization goal is selected. The process of searching for the project solution is completed after the fulfilment of the optimization criteria.

Each stage of the search is represented by a transformation of the probabilistic characteristics of random variables, reflecting the stochastic nature of the habitats parameters, prices of the bulker components, etc. (the variability of weather factors of bulker exploitation, its operating costs, etc.), into the probabilistic characteristics of the operations result (the characteristics of the profit received, the costs of designing, construction, operation, etc.), or, other words, in the probability characteristics of performing operations.

It is assumed that when transitions of the random variables under consideration to different values separated by time intervals, they remain representatives of the corresponding sections of continuous Markov processes [9].

Selection of the main dimensions of the ship is based on modelling the process of implementation of its basic functional operations in given area of operation. Simulation is implemented using models engineering and seaworthiness qualities of the ship and its models of functioning as intended. Modern methods of hydro aero dynamics ship and the theory of random functions are used under building models. Habitats of ship that take into account the possibility of a port and other services of the ship, including its recycling at the end of life period, is modelled as well. Weather conditions in the area of operation of the ship are determined by the long-time distributions of wind, waves and currents characteristics.

Efficiency, reliability and safety of operation of the considered ship is based on the analysis of the performance of the basic functional operations on complex criterion by the type (2) - (3).

The analysis of process is carried out by means of an optimization algorithm, wherein as the objective function is used the specified criterion. The program is made to select the main dimensions of the bulk carriers [2].

Samples of results of program to select the main dimensions of the bulk carrier for Mediterranean basin and India Ocean are represented below. For solution of optimization problem in this program was used one from methods nonlinear programming – method of internal point [7].

3. Results of optimization task solutions

Table 1 – Results of optimization problem solution for line Ukraine - France

Ship parameters	**Dimension**	**Value for Max Profit (OF_1 = max)**
Length	m	139.6
Breadth	m	29.4
Draught	m	11.5
Depth	m	14.7
Block coefficient		0.904
Power of Main Engine	kW	10744
Speed	knots	12.9
Light displacement	t	13182
Mass of Load	t	29850
Deadweight	t	30850
Displacement full	t	44033
Time of Circular Trip	hours	337
Average Time of Half Trip	hours	168
Number of Circular Trips per year	trips/year	26
Probability of Circular Trip Fulfillment		0.993
Daily cost of the ship	$/day	3173
Minimal Time-Charter	$/day	42806
Minimal Freighter daily expenses	$/day	81089
Minimal Freight Rate	**$/t**	**19.00**
Cost of Ship Design and Building	million $	51.435
Cost of Ship Life Period	million $	543.514
Income from Trip	million $	1.343033
Annual Profit (after taxes)	million $	3.388986
Profit of Ship Life Period (24 years)	million $	76.251

Table 2 - Results of optimization problem solution for line Ukraine - India

Ship parameters	**Dimension**	**Value for Max Profit(OF_1 = max)**
Length	m	175.5
Breadth	m	34.9
Draught	m	13.2
Depth	m	16.6
Block coefficient		0.909
Power of Main Engine	kW	14805
Speed	knots	13.0
Light displacement	t	22638
Mass of Load	t	50000
Deadweight	t	51856
Displacement full	t	74494
Time of Circular Trip	hours	761
Average Time of Half Trip	hours	381
Number of Circular Trip per year	trips/year	11
Probability of Circular Trip Fulfillment		0.993
Daily cost of the ship	$/day	4260
Minimal Time-Charter	$/day	56981
Minimal Freighter daily expenses	$/day	97363
Minimal Freight Rate	**$/t**	**31.00**
Cost of Ship Design and Building	million $	81.154
Cost of Ship Life Period	million $	633.972
Income from Trip	million $	3.876205
Annual Profit (after taxes)	million $	6.096
Profit of Ship Life Period (24 years)	million $	137.169

Conclusions

Bulk carriers projected for receiving Maximum profit OF_1 => max has:

1. For line Ukraine - France:

- Minimal Freight Rate equal to 19 $/day;
- Real Freight Rate equal to 22-23 $/day;

3. For line Ukraine - India:

- Minimal Freight Rate equal to 31 $/day;
- Real Freight Rate equal to 39-40 $/day;

In this paper, it is shown that bulk carriers projected on conceptual stage of designing for receiving maximum profit under sea transportation grain from Ukraine in West and East directions have minimal freight rates, which less then real freight rates. This obstacle give possibility increase efficiency of project solution by comprehensive analysis of cost components of the operations of these ships under their creation and operation.

References

1. Freight rates for transportation of grain from 20.06.2020. Взято с https://www.agroperspectiva.com/ru/info/fraht/.

2. Nekrasov V.A. Conceptual designing of ships. – Kyiv-Kherson: Oldi-Plus, 2019. – 112 p.

3. Ennis K.J., Dougherty J.J., Lamb T., Greenwell C.R., Zimmermann R. Product-Oriented Design and Construction Cost Model. – SNAME, Ship Production Symposium, New Orleans, Louisiana, April 21-23, 1997. – 17 p.

4. Deschamps L., Greenwell C. Integrating Cost Estimating with the Ship Design Process. – USA, SPAR Associates, Inc., 2009. – 24 p.

5. Work Breakdown Structures for Defense Material Items. Handbook. – USA, Department of Defence, MIL-HDBK-881A, 30 July 2005. – 128 p.

6. Classification for Weight Groups for Surface Ships. – UK, Ministry of Defense, UK Defense Standard 02-163, Issue 2, Publication Date: 19, March 2010. – 127 p.

7. Himmelblau D. M. Applied nonlinear programming. McGraw-Hill, 1972 – 498 p.

8. Ventcel E. C. Probability Theory. – M.: Nauka, 1969. – 576 p.

9. Nekrasov V.A. Probabilistic Problem of Ship Seakeeping. - L.: Sudostroenie, 1978. – 300 p.
10. Creation of universal transport ships and underwater vehicles. Monograph. Edited by S.S. Ryzhkov. – Nikolayev, NUOS, 2011. – 340 p.

Nekrasov V.A., Balasundaram Hari Prasad, Chen Lang,

Determination of minimum freight rates for sea transportation of grain from the Ukraine to the East and the West directions

***Abstract**: The minimum freight rates for transporting grain from the Ukraine to the India and the France are determined using the solution at the conceptual design stage of the optimization task of choosing the main dimensions of bulk carriers, the transport lines of which are sea routes between the ports of Yuzhny-Bombay and Yuzhny-Marseille. As an optimization criterion, the criterion of maximum profit is used. The obtained values of the minimum freight rates are compared with current values of freight rates in the modern freight transport market.*

***Key words**: Markets of Ukrainian grain, Sea transportations of Ukrainian wheat, Bulk carriers of XXI century, Efficiency criteria of transportations, Maximum of profit, Choice of optimal bulkers dimensions*

УДК 629.5.01

ПРОЕКТУВАННЯ ДИЗЕЛЬ-ЕЛЕКТРИЧНИХ СУДЕН ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ-КРИГОЛАМІВ НА ПРИКЛАДІ ПРОЕКТУ IBSV01

Єгоров Геннадій Вячеславович, д.т.н., проф., генеральний директор1, Автутов Микола Володимирович, директор з перспективного розвитку, головний конструктор2
Морське Інженерне Бюро
Україна, Одеса
1 egorov@meb.com.ua, 2 avtutov@meb.com.ua

Анотація. Показано необхідність будівництва багатофункціональних криголамів-суден забезпечення для цілорічної роботи в районі Північного морського шляху. Обґрунтовано прийняті при проектуванні і будівництві технічні рішення одного з найпотужніших в світі дизель-електричних криголамів проекту IBSV01 потужністю 22 МВт з криголамним класом Icebreaker8.

Ключові слова: судно забезпечення-криголам; проектування; інновація; Північний морський шлях.

В 2018 году Выборгский судостроительный завод сдал в эксплуатацию два самых мощных в мире (из построенных) дизельных ледокола мощностью 22 МВт, которые могут работать в сплошном льду толщиной 2 метра с 30 см снежным покровом.

Концептуальный проект судна Aker ARC 130A был выполнен Aker Arctic Technology, технический проект IBSV01 разработан Морским Инженерным Бюро.

Перспективный концепт ледокола – судна обеспечения проекта IBSV01 должен был решить главные задачи:

- проводка танкеров проекта 42K Arctic Shuttle Tanker между портом Сабетта и районом мыса Каменный в Обской губе в ледовых условиях;
- проводка танкеров проекта 42K Arctic Shuttle Tanker в грузовой район Арктического терминала в ледовых условиях;
- поддержка безопасности при причаливании и погрузке этих танкеров.

Кроме того, концепт IBSV01 должен был обеспечить:

- защиту Арктического терминала от ударных воздействий при образовании льда и движении ледяных полей;
- спасательные операции в районе Арктического терминала и оказание содействия судам в ледовых условиях и на открытой воде при волнении моря до 7 баллов по шкале Бофорта;
- поиск и спасение людей как на открытой воде при волнении до 5 баллов по шкале Бофорта, так и в ледовых условиях;
- проход во льдах в условиях малых глубин Обской губы;
- буксировку судов и морских плавучих сооружений в ледовых условиях и на чистой воде;
- доставку и транспортировку небольших партий палубного груза и эксплуатационного персонала на Арктический терминал;
- тушение пожаров на плавучих и береговых объектах, доступных для подхода с моря;

- поддержку подводно-технических водолазных работ на глубинах до 12 метров;
- дистанционное автоматизированное управление Арктическим терминалом;
- участие в операциях по ликвидации аварийных разливов нефти, как на открытой воде, так и в ледовых условиях в качестве транспортировщика оборудования и сборщика вод и нефтепродуктов, полученных в результате ликвидации разлива;
- временное размещение спасённых экипажей танкеров и других судов.

Как отмечается в [1, 2], реализуемые в мире проекты судов специального назначения, оффшорных судов, а также ледоколов свидетельствуют о тенденции в мировом судостроении насыщать такие суда в максимальной степени дополнительными функциями. Кроме того, наиболее перспективным направлением развития форм корпуса судов ледового плавания является дальнейшее совершенствование традиционных ледовых обводов. Они позволяют обеспечить гармоничное сочетание хороших ледовых качеств судна при эксплуатации как в сплошных, так и в природных битых льдах. Правильное определение основной и вспомогательных миссий многофункционального судна, выбор соответствующих прототипов, использование надежных статистических данных и приближенных зависимостей позволяют определить сочетание оптимальных характеристик формы корпуса и главных размерений на начальных стадиях проектирования.

Схема общего расположения судна проекта IBSV01 представлена на рисунке 1.

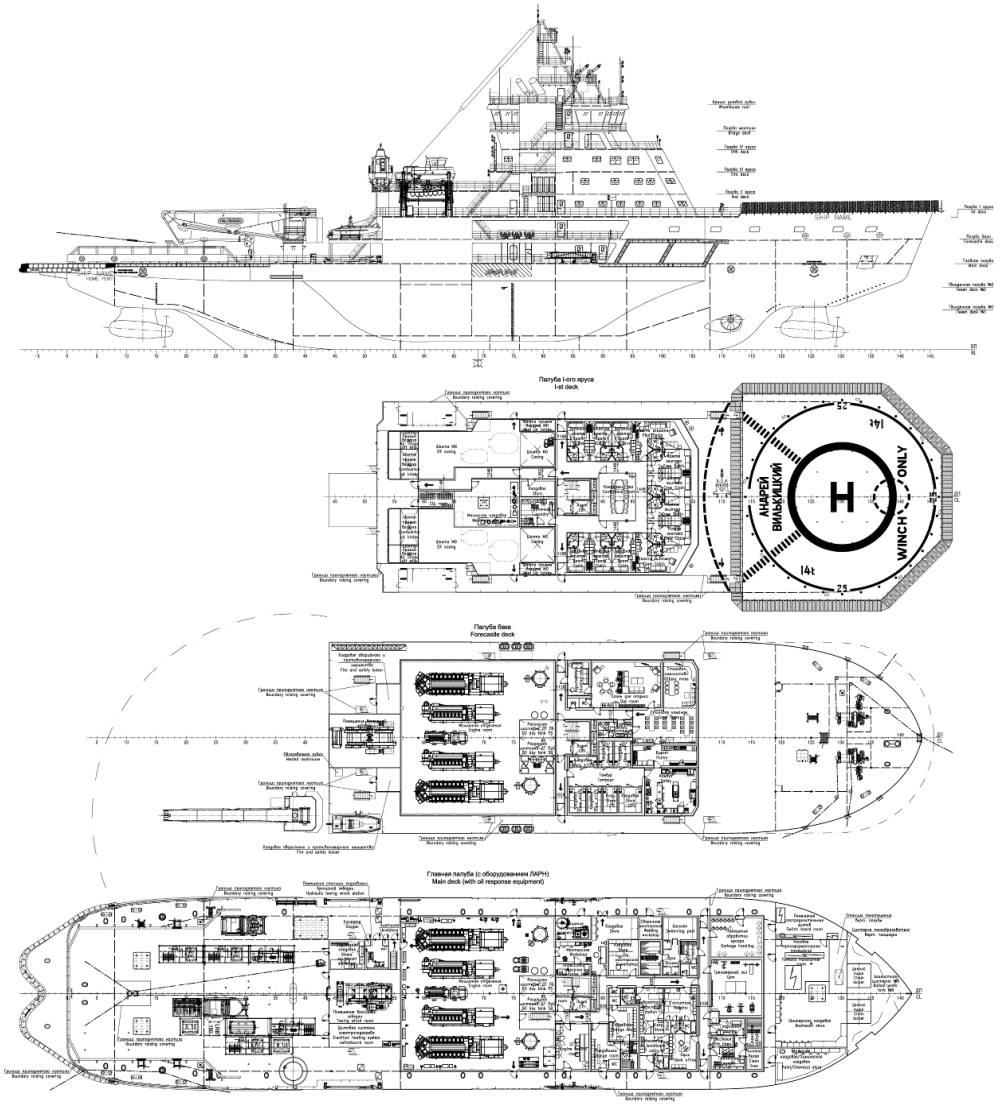


Рисунок 1. Схема общего расположения судна снабжения-ледокола проекта IBSV01

Суда построены на класс РМРС КМ ✪ Icebreaker 8 1 AUT1-ICS FF1WS DYNPOS-2 EPP ANTI-ICE ECO SDS<12 Winterization(-50) Tug, который отражает многофункциональность проекта.

Суда проекта IBSV01 имеют неограниченный район плавания, включая плавание по трассам Северного морского пути. Для этих целей при проектировании и строительстве, кроме требований Правил РС и действующих Международных Конвенций, в полной мере были учтены «Требования к конструкции, оборудованию и снабжению судов, следующих по Северному морскому пути», например, все топливные, масляные и прочие цистерны, в которых размещаются жидкости – загрязнители моря, расположены таким образом, чтобы содержащаяся в них среда не соприкасалась с наружной обшивкой.

Форма корпуса судна проекта IBSV01 создавалась на основе модельных испытаний в опытовых бассейнах (глубоководном и ледовом), проведенных Aker Arctic Technology.

Носовая часть судна обеспечивает прохождение судна во всех ледовых условиях в пределах установленных характеристик и ледовых подкреплений корпуса судна. Корма судна для широкого диапазона ледокольных и эскортных операций в заданном районе эксплуатации и для расчетных ледовых условий.

В качестве основных средств движения и управления суда проекта IBSV01 используют две кормовые полноповоротные винто-рулевые колонки фирмы Azipod x 7500 кВт и одну носовую Azipod x 6500 кВт.

Судно построено по принципу нулевого сброса или утечки нефти при эксплуатации. Все твердые и жидкие отходы хранятся на борту и утилизируются на берегу.

Заключение. Ходовые испытания, натурные испытания во льду и эксплуатация судов типа IBSV01 показали, что суда в полной степени удовлетворяют требованиям Заказчика как по ходовым, так и по функциональным качествам, показывают высокую маневренность при работе в ледовых условиях.

Суда проекта IBSV01 при конструктивной осадке 8,2 м и номинальной мощности на валах электродвигателей полноповоротных ВРК в ровном сплошном льду толщиной 200 см и толщиной снежного покрова 30 см развивают скорость в 2,0 узла на переднем и заднем ходах.

Маневренные характеристики судов полностью соответствуют требованиям ИМО и РМРС (резолюция MSC. 137(76), «Руководство по определению маневренных характеристик судов» РС, №2-030101-007).

REFERENCES

[1] Egorov, G. (2016). Investigation of "line-up" of multipurpose salvage vessels for work in Russian adjacent sea. Proc. of Thirteenth Intern. Conf. on marine sciences and technologies (Black Sea' 2016). - Varna (Bulgaria). - 116-126 p.

[2] Egorov, G. & Nilva, A. & Davydov, I. (2010). Principles of Creation of New Generation of Russian Multipurpose Rescue Vessels for Ice Conditions. Proc. of the 11th International Symposium on Practical Design of Ships and Other Floating Structures (PRADS 2010). - Rio de Janeiro, Brazil. - Vol. 1 - 569-578 p.

Egorov Gennadiy, Avtutov Nickolay

Design of diesel-electric icebreaking supply vessels on example of IBSV01 project

Text of the annotation. Necessity of building of multifunctional icebreaking supply vessels for all-year work at Northern sea route area is shown. Main design and building stages of one of the most powerful 22 MW diesel-electric icebreakers of IBSV01 project put in operation with high arctic class Icebreaker8 are grounded.

Keywords: icebreaking supply vessel; design; innovation; Northern sea route.

Егоров Геннадий Вячеславович, Автутов Николай Владимирович

Проектирование дизель-электрических судов обеспечения-ледоколов на примере проекта IBSV01

Текст аннотации. Показана необходимость строительства многофункциональных ледокольных судов обеспечения для круглогодичной работы в районе Северного морского пути. Обоснованы принятые при проектировании и постройки технические решения одного из самых мощных в мире дизель-электрических ледоколов проекта IBSV01 мощностью 22 МВт с ледокольным классом Icebreaker8.

Ключевые слова: судно снабжения-ледокол; проектирование; инновация; Северный морской путь.

УДК 629.5.01

ПРОЕКТУВАННЯ ТА БУДІВНИЦТВО НЕСАМОХІДНИХ СУХОВАНТАЖНИХ СУДЕН ПРОЕКТІВ RDB12 і RDB20

Єгоров Геннадій Вячеславович, д.т.н., проф., генеральний директор[1], Ільницький Ігор Анатолійович, перший заступник генерального директора, головний конструктор[2], Тонюк Валерій Іванович, технічний директор, головний конструктор[3]
Морське Інженерне Бюро
Україна, Одеса
[1] egorov@meb.com.ua, [2] ilnitskiy@meb.com.ua, [3] vit@meb.com.ua

Анотація. *Показано, що несамохідний річковий і змішаного плавання флот, за аналогією з самохідним, необхідно оновлювати. Розроблено лінійку таких суден. Описано основні етапи проектування та визначення характеристик суховантажних барж проектів RDB12, RDB20. Відзначено їх особливості та переваги в порівнянні з існуючими суднами.*

Ключові слова*: несамохідне суховантажне судно; проектування; характеристики; район плавання.*

Основными грузами, которые перевозятся на речном транспорте, являются минерально-строительные и зерновые. Как правило, такие рейсы осуществляют толкаемые составы. Вообще роль барж в реальном объеме перевозок речным транспортом заметна.

Из 4190 сухогрузных барж, имеющих средний возраст 35,1 год, 18,7% имеют негодное и ограниченно годное техническое состояние. Основные проблемы с этой группой флота - поддержание технического состояния за счет ремонта корпусов, в том числе в доках (на слипах). При решении этих проблем эксплуатация сухогрузных барж может быть продолжена в ближайшие 10-15 лет [1].

Пока средний возраст несамоходного флота не вызывает таких же опасений, как самоходного, однако надо понимать, что и утилизируются такие суда раньше, чем самоходные.

Морское Инженерное Бюро разработало линейку несамоходных сухогрузных судов с различными классами плавания и характеристиками под целую вариацию поставленных Заказчиками задач. В докладе описываются этапы проектирования и строительства сухогрузных барж проектов RDB20 "Белмакс" класса и RDB12 "Волго-Дон макс" класса. Характеристики барж выбирались с учетом фактической путевой обстановки, предполагалась работа с существующей тягой.

26 мая 2020 года сдана в эксплуатацию вторая мелкосидящая трюмная баржа грузоподъемностью 6000 тонн "Белмакс 10" проекта RDB20 класса "О". Характеристики баржи - 6000 тонн груза в пресной воде при осадке 2,85 м и при массе порожнем 1136 тонн вполне позволяют причислить проект к ряду уникальных.

При проектировании корпуса проекта RDB20 габаритными размерами (длина х ширина х высота борта) 118 м х 22,6 м х 3,0 м широко применялись расчетные методы, что позволило обеспечить грузоподъёмность 6000 тонн при осадке 2,85 м. Это безусловно рекорд для судов внутреннего плавания.

RDB20 представляет собой стальное, однопалубное, несамоходное судно, с тронковой палубой, с непрерывными продольными комингсами грузовых трюмов, надстройками бака и юта, с двойным дном и двойными бортами, с 6 грузовыми трюмами (три пары трюмов по длине), с транцевой носовой и кормовой оконечностями с избыточным надводным бортом (см. рисунок 1).

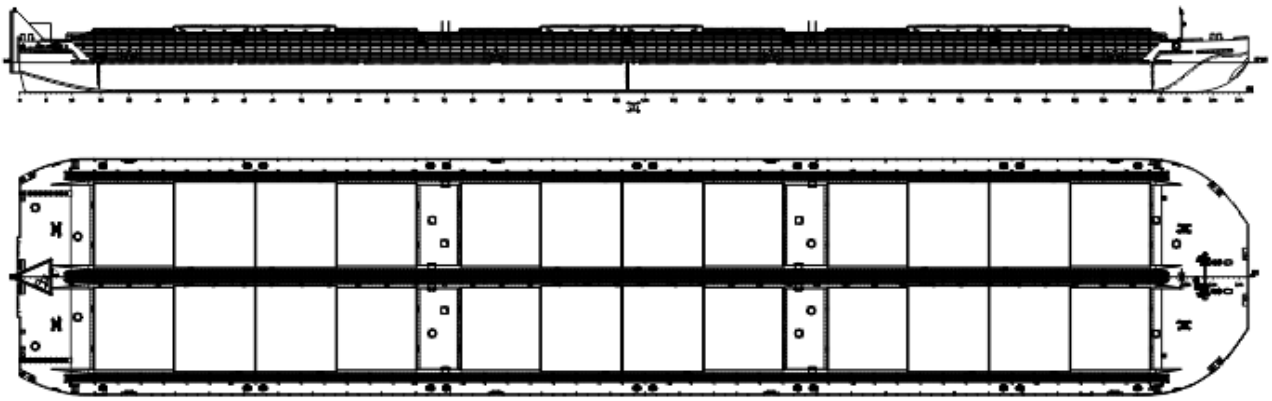


Рисунок 1. Схема общего расположения сухогрузной трюмной баржи проекта RDB20

Вместимость грузовых трюмов - 9130 куб. м. Дедвейт при осадке 2,85 м составляет 6017 тонн, при осадке 2,50 м - 5110 тонн, при осадке 2,20 м - 4330 тонн, 1,80 м - 3300 тонн.

Люковые закрытия брызгонепроницаемые съемного типа.

Когда-то такие же рекорды ставили первые в мире баржи, которые имели также очень длинную и плоскую конструкцию корпуса при минимальной массе корпуса. В 1885 году их спроектировал и построил в Царицыне и Саратове выдающийся русский инженер Владимир Григорьевич Шухов.

Новые баржи могут перевозить навалочные грузы с возможностью осуществления погрузки-выгрузки с использованием крана с грейфером.

Судно предназначено для эксплуатации в бассейнах разряда "О" с высотой волны 1% обеспеченности 2,0 м.

Эксплуатация судна предусматривается методом толкания со сцепными замками типов Р-100 и О-200. В качестве толкачей предполагаются (на первом этапе) все те же "Уралы" / "Волгари" (проект Р-45).

19 июня 2020 года спущена на воду третья трюмная сухогрузная баржа смешанного плавания проекта RDB12 дедвейтом 4885 тонн "Самарская – 3".

Две первые сухогрузные баржи проекта RDB12 уже работают на перевозке зерна. Проект представляет собой безэкипажное несамоходное трюмное судно "Волго-Дон макс" класса смешанного плавания с четырьмя грузовыми трюмами с двойным дном и двойными бортами, с водонепроницаемыми люковыми закрытиями (см. рисунок 2). В кормовой оконечности устанавливаются горизонтальные сцепные балки для автоматического сцепного замка.

Главные размерения (предполагается работа с классическими толкачами типа ОТ):

Длина габаритная - 95,20 м;

Ширина габаритная - 16,90 м;

Высота борта на миделе - 5,50 м;

Осадка по КВЛ - 3,60 м;

Осадка максимальная - 4,00 м.

Класс РМРС К ⍟ R3-RSN.

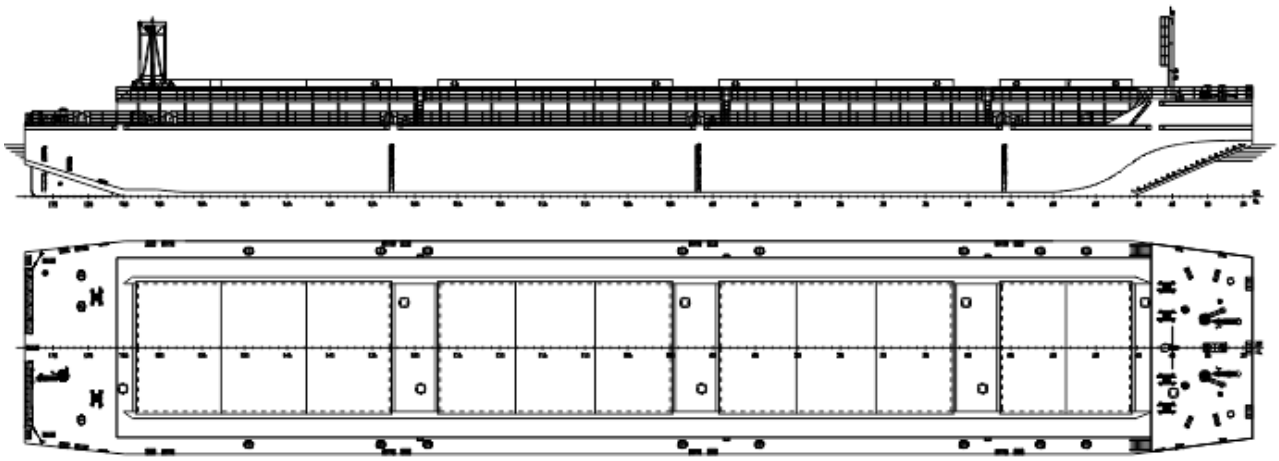


Рисунок 2. Схема общего расположения сухогрузной трюмной баржи проекта RDB12

Судно имеет транцевые оконечности с наклонным форштевнем.

Для проведения якорно-швартовных операций в носовой и кормовой части установлены якорно-швартовные шпили. Закрытые водонепроницаемыми люковыми закрытиями грузовые трюма суммарным объемом 7500 куб. м гладкостенные, обеспечивающие самоссыпание груза.

Интенсивность распределенной нагрузки на второе дно - 7,0 т на кв. м. Высота двойного дна 800 мм (у ДП) - 1000 мм (у внутренного борта). Ширина двойных бортов 1650 мм.

Дедвейт при осадке 3,6 м (в реке) - 4121 тонн. Дедвейт при осадке 4,0 м (в море) - 4885 тонн.

Люковые закрытия съемного типа. Открывание и закрывание каждой секции осуществляется при помощи специального электрического козлового крана.

На судне 5 главных водонепроницаемых поперечных переборки, разделяющих корпус на 6 непроницаемых отсеков. Главная палуба, вторые борта, днище и второе дно выполнены по продольной системе набора, наружный борт и оконечности - по поперечной системе набора. Поперечная шпация: в средней части судна - 660 мм, в оконечностях - 550 мм. Шпация продольного набора: - двойное дно 550 мм; - двойные борта 550 мм.

Прием электроэнергии напряжением 400В от берегового источника или судна-буксира через щит, установленный в корме. Для питания сигнально-отличительных фонарей используются две группы кислотных необслуживаемых батарей емкостью, достаточной для работы огней в течение 20 часов.

Заключение. Построены на данный момент 2 сухогрузных баржи проекта RDB20, а также 2 баржи проекта RDB12, еще одна достраивается на плаву.

Опыт эксплуатации барж показал эффективность принятых на этапе проектирования и строительства решений.

REFERENCES

[1] Egorov, G. (2019). *Analysis of condition of river-sea fleet.* Proc. of X Intern. Sc. Tech. Conf. “Innovations in shipbuilding and ocean technique”. - Nikolayev. - 99-103 p. (in Russian).

Egorov Gennadiy, Ilnitskiy Igor, Tonyuk Valeriy

Design and construction of non-self-propelled dry-cargo vessels of RDB12 and RDB20 projects

Text of the annotation*. It is shown that non-self-propelled river and river-sea fleet, by analogy with self-propelled, needs to be updated. A line-up of such vessels has been developed. The main stages of design and characteristics of dry-cargo barges of RDB12, RDB20 projects are described. Their features and advantages are marked in comparison with existing vessels.*

Keywords: *non-self-propelled dry-cargo vessel; design; characteristics; sailing area.*

Егоров Геннадий Вячеславович, Ильницкий Игорь Анатольевич, Тонюк Валерий Иванович

Проектирование и строительство несамоходных сухогрузных судов проектов RDB12 и RDB20

Текст аннотации*. Показано, что несамоходный речной и смешанного плавания флот, по аналогии с самоходным, необходимо обновлять. Разработана линейка таких судов. Описаны основные этапы проектирования и определения характеристик сухогрузных барж проектов RDB12, RDB20. Отмечены их особенности и преимущества по сравнению с существующими судами.*

Ключевые слова: *несамоходное сухогрузное судно; проектирование; характеристики; район плавания.*

УДК 629.5:532

СПОСІБ ПРЕДСТАВЛЕННЯ СТРОЙОВОЇ ПО ШПАНГОУТАХ У НЕЗАЛЕЖНОМУ ВІД ЗАГАЛЬНОЇ ПОВНОТИ ВИГЛЯДІ

Печенюк Андрій Володимирович, к.т.н.
Національний університет «Одеська морська академія»
Україна, Одеса
ORCID 0000-0001-9745-2633

Анотація. *Хвильовий опір суден часто пов’язують з розподілом повноти корпусу по довжині, однак традиційний спосіб його вираження, стройова по шпангоутах, у значній мірі залежить і від іншого важливого геометричного параметру – коефіцієнта загальної повноти. Представлено спосіб, що дозволяє розділити вплив цих параметрів на стройову та розглянути їхній зв'язок з опором окремо.*

Ключові слова*: стройова по шпангоутах; геометрія суднового корпусу; перебудова теоретичного креслення.*

Введение. Согласно традиционному методу проектирования теоретического чертежа, после обоснования главных размерений и величины водоизмещения выполняется построение строевой по шпангоутам, на основе которой затем разрабатываются и согласуются между собой теоретические шпангоуты. Этот метод остается вполне актуальным [1]. Очевидно, что строевая по шпангоутам играет в нем первостепенную роль.

Хотя строевая по шпангоутам широко используется в расчетах гидростатики, гидродинамики, прочности и других мореходных качеств, ее важная роль в проектировании теоретического чертежа объясняется, прежде всего, большим влиянием на ходкость. Формулы для длины носового и кормового заострения, цилиндрической вставки, положения центра величины (ЦВ) по длине и других параметров, которые используются при разработке строевой по шпангоутам, обычно прямо или опосредовано связывают их с числом Фруда *Fr*. Одним из основных таких параметров является коэффициент общей полноты C_B, который традиционно рассчитывается как функция *Fr* (формулы Alexander, Ayre, Jensen и др.).

Строевая по шпангоутам выражает продольное распределение объемного водоизмещения как для корпуса в целом, так и для любого его участка. В классической работе [2], а также в работе автора [3] делались попытки связать продольное распределение полноты с буксировочным сопротивлением, т.е. определить такую форму строевой по шпангоутам или ее части, которая минимизирует сопротивление корпуса. В качестве дополнительного геометрического условия в работе [2] было принято, что судно прямостенное, а в работе [3] – что положение ЦВ при разных формах строевой не меняется по высоте. В обоих случаях рассмотрено постоянное объемное водоизмещение судна.

По результатам работы [3] была сформулирована гипотеза, согласно которой влияние формы носовой части на волновое сопротивление судна определяется зависимостью локального коэффициента продольной полноты K_{PE} от продольной координаты *x*, отнесенной к длине поперечной волны λ_W. Иными словами, предложено связать минимум волнового сопротивления корпуса с формой носовой ветви его строевой по шпангоутам, представленной в определенном безразмерном виде. Как показано в настоящей работе, предложенный способ приведения к безразмерному виду может быть усовершенствован для отделения величины водоизмещения (коэффициента общей полноты C_B) от параметров, выражающих распределение водоизмещения по длине. Это может использоваться для разделения влияния C_B и указанных параметров на сопротивление корпуса, и исследования их влияния по отдельности.

Целью настоящей работы является обоснование способа представления строевой по шпангоутам в безразмерном виде, независимом от полноты ветви строевой, т.е. величины заключенного под ней объемного водоизмещения.

Основная часть. Как известно, строевая по шпангоутам – это зависимость площади шпангоутов от продольной координаты, $A_F(x)$. Если судовая поверхность представлена функцией $y(x,z)$, то строевая по шпангоутам соответствует выражению:

$$A_F(x) = \int_0^d y(x,z)\,\mathrm{d}z,$$

где *d* – осадка.

В работе [3] был предложен локальный коэффициент продольной полноты:

$$K_{PE}(x) = \frac{\int A_F(x)\,\mathrm{d}x}{xA_F(x)}. \qquad (1)$$

По аналогии с обычным коэффициентом продольной полноты C_P, коэффициент K_{PE} представляет собой отношение водоизмещения части корпуса, заключенной между началом координат и шпангоутом с текущей абсциссой *x*, к объему цилиндра, высота которого равна длине рассматриваемой части корпуса *x*, а площадь основания равна площади шпангоута $A_F(x)$ с текущей абсциссой. Для ветви строевой, соответствующей всему носовому заострению, значение K_{PE} составляет:

$$K_{PE} = \frac{V_E}{L_E A_M}, \qquad (2)$$

где: V_E – объемное водоизмещение носового заострения;

L_E – длина носового заострения;

A_M – площадь мидель-шпангоута.

Рассмотрим носовую ветвь строевой по шпангоутам контейнеровоза KCS, исследованного в работе [3]. На рисунке 1 площади шпангоутов представлены в обычной безразмерной форме A_F/A_M в зависимости от относительной абсциссы x/λ_W, в которой λ_W – теоретическая длина поперечной волны:

$$\lambda_W = \frac{2\pi V^2}{g},$$

где: V – расчетная скорость судна;

g – ускорение свободного падения.

За начало отсчета по длине принята крайняя носовая точка судовой поверхности (оконечность бульба). На рисунке 2 вдоль той же продольной оси в соответствии с формулой (1) построена зависимость $K_{PE}(x)$, а также ее первая производная $K'_{PE}(x)$.

Из двух зависимостей $K_{PE}(x)$ и $K'_{PE}(x)$ первая еще сохраняет связь с величиной водоизмещения, заключенного в носовом заострении, но вторая такой связи уже не имеет. Чтобы на основе имеющейся зависимости $K'_{PE}(x)$ снова получить $K_{PE}(x)$, необходимо выполнить интегрирование:

$$K_{PE}(x) = \int K'_{PE}(x)\,\mathrm{d}\,x + C_1, \tag{3}$$

причем постоянная интегрирования может быть выражена следующим образом:

$$C_1 = K_{PE} - \int K'_{PE}(L_E)\,\mathrm{d}\,x\,, \tag{4}$$

где первое слагаемое – значение коэффициента K_{PE} для всего носового заострения (2), а второе представляет собой значение первообразной от $K'_{PE}(x)$ на границе носового заострения.

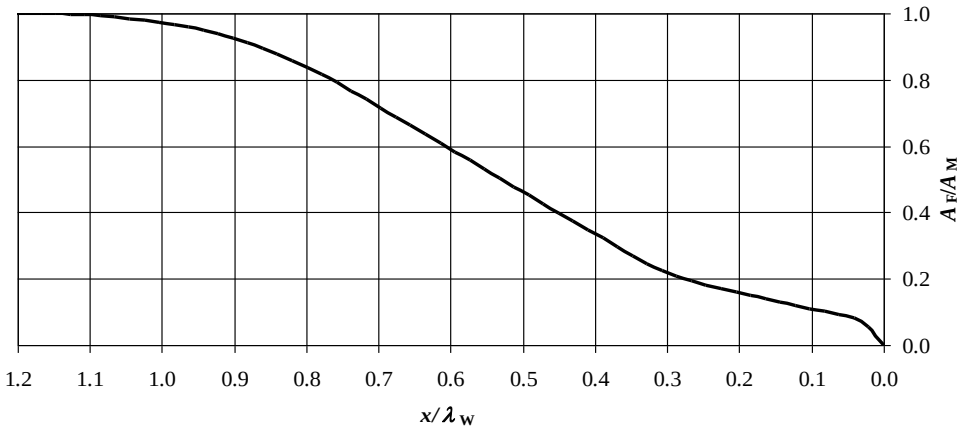


Рис. 1 – Безразмерная строевая по шпангоутам KCS (носовое заострение)

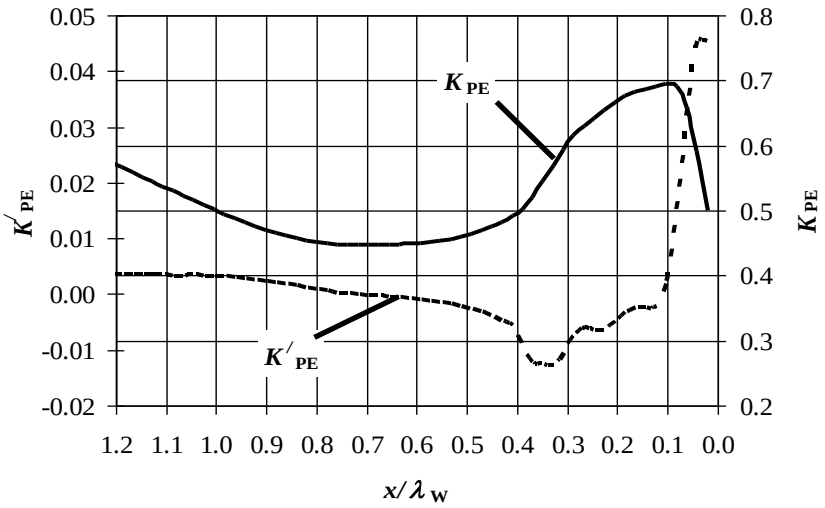


Рис. 2 – Локальный коэффициент продольной полноты и его производная

Свойства функций $K_{PE}(x)$ и $K'_{PE}(x)$ позволяют рассматривать выражение (3) как удобную проектную зависимость, поскольку $K'_{PE}(x)$ выражает продольное распределение объемного водоизмещения, не привязанное не только к каким-либо размерным параметрам, но также и к коэффициенту общей полноты. Для его учета необходимо перейти от $K'_{PE}(x)$ к $K_{PE}(x)$, рассчитав для данного корпуса постоянную интегрирования (4), зависящую от объемного водоизмещения носового заострения V_E, длины носового

заострения L_E и площади мидель-шпангоута A_M. При этом величина L_E может назначаться по соотношению L_E/λ_W ([1, 4] рекомендуют принимать $L_E/\lambda_W = 1$).

Рассчитав для данного корпуса зависимость $K_{PE}(x)$, строевую по шпангоутам $A_F(x)$ можно получить по выражению (1), которое представляет собой линейное дифференциальное уравнение вида $z' + P(x)z = 0$:

$$K_{PE}(x) = \frac{\int A_F(x)\,\mathrm{d}\,x}{xA_F(x)},$$

$$K_{PE}(x)xA_F(x) = \int A_F(x)\,\mathrm{d}\,x,$$

$$K'_{PE}(x)xA_F(x) + K_{PE}(x)A_F(x) + K_{PE}(x)xA'_F(x) = A_F(x),$$

$$A'_F(x) + \frac{K_{PE}(x) + K'_{PE}(x)x - 1}{K_{PE}(x)x}A_F(x) = 0.$$

Представленное уравнение имеет решение вида $z = C_2 e^{-\int P(x)dx}$ [5], т.е.:

$$A_F(x) = C_2 e^{-\int \frac{K_{PE}(x)+K'_{PE}(x)x-1}{K_{PE}(x)x}dx}. \quad (5)$$

Постоянная интегрирования C_2 может быть получена из известного условия на границе носового заострения, где при $x = L_E$ площадь шпангоута $A_F = A_M$:

$$C_2 = \frac{A_M}{e^{-\int \frac{K_{PE}(L_E)+K'_{PE}(L_E)L_E-1}{K_{PE}(L_E)L_E}}}.$$

При известной функции $K'_{PE}(x)$, которая может быть представлена аппроксимирующим выражением, либо как табулированная функция, расчет строевой по шпангоутам по формуле (5) не представляет сложностей. Постоянная интегрирования в показателе степени в (5) имеет нулевое значение, обусловленное использованием нормированной функции $K_{PE}(x)$.

В качестве примера рассмотрим серию зависимостей $K_{PE}(x)$, рассчитанных по формуле (3), – рисунок 3, а также соответствующих безразмерных строевых по шпангоутам, рассчитанных по формуле (5), – рисунок 4, при фиксированной функции распределения объемного водоизмещения $K'_{PE}(x)$, представленной на рисунке 2. Серия построена путем варьирования величины объемного водоизмещения V_E, заключенного в носовом заострении KCS, при фиксированных L_E и A_M. Вместо величины водоизмещения на рисунках 3 и 4 показаны значения коэффициента общей полноты носового заострения:

$$C_{BE} = \frac{V_E}{L_E B d},$$

где: B – ширина судна;
d – осадка судна.

Из рисунка 3 видно, что кривые $K_{PE}(x)$ имеют обычный характер семейства интегральных кривых, которые отличаются только значением постоянной (4). Строевые по шпангоутам на рисунке 4, с точки зрения практики, охватывают весьма широкий диапазон, поскольку при варьировании общей полноты корпуса обычно значительно меняется и длина цилиндрической вставки. Например, с ростом полноты уменьшается длина носового заострения, но коэффициент его общей полноты, как правило, растет в значительно меньшей степени, чем коэффициент общей полноты всего корпуса. В случае уменьшения или увеличения длины заострения строевые по шпангоутам могут быть аффинно преобразованы вдоль продольной оси, при этом их относительная полнота не изменяется. Если следовать рекомендации $L_E/\lambda_W = 1$ или использовать другое постоянное соотношение, то при изменении расчетной скорости длина носового заострения изменяется автоматически. Таким образом, с помощью представленного способа можно получить строевые по шпангоутам для судов с разными соотношениями главных размерений и полнотой обводов, которые, тем не менее, сохраняют одно и то же безразмерное распределение полноты по длине.

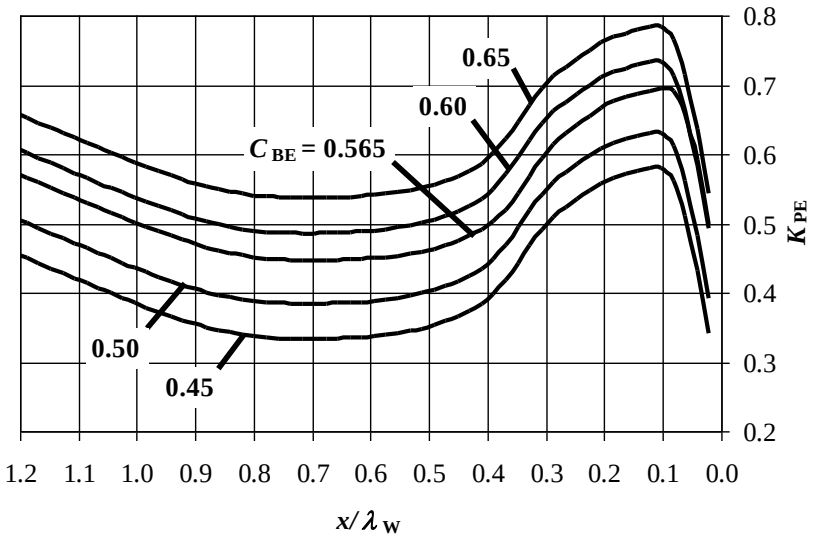


Рис. 3 – Локальный коэффициент продольной полноты при фиксированной функции распределения полноты по длине и разной общей полноте

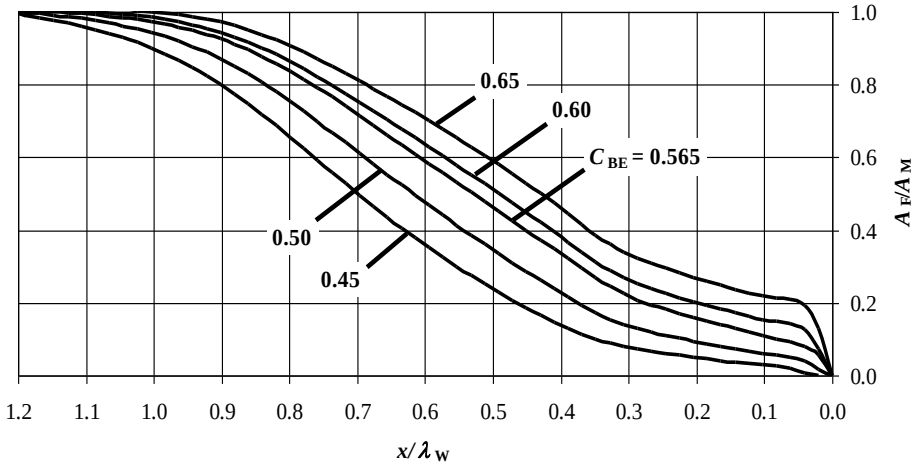


Рис. 4 – Безразмерная строевая по шпангоутам (носовое заострение) при фиксированной функции распределения полноты по длине и разной общей полноте

Выводы. Разработан способ представления строевой по шпангоутам в независимом от общей полноты виде. Способ позволяет разделить параметры, выражающие распределение полноты по длине, и коэффициент общей полноты. В результате появляется возможность как варьировать распределение полноты по длине при фиксированном коэффициенте общей полноты (что было реализовано в работе [3]), так и варьировать коэффициент общей полноты при фиксированном распределении полноты по длине.

В последнем случае изменение коэффициента общей полноты может дополняться варьированием главных размерений и их соотношений, что представляет интерес для перестроения строевой по шпангоутам с использованием прототипа или подготовки серийных обводов судов с вариацией геометрических параметров в широком диапазоне.

Предложенная функция распределения полноты по длине строго выражает те параметры формы, влияние которых на волновое сопротивление традиционно оценивается как ключевое. По этой причине ее использование в задаче поиска оптимальной формы строевой по шпангоутам позволяет надеяться на исключение влияния посторонних и второстепенных параметров или его минимизацию и сформулировать указанную задачу в достаточно общем виде.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Schneekluth H., Bertram V. (1998). *Ship Design for Efficiency and Economy*. Oxford: Butterworth-Heinemann.

[2] Павленко Г.Е. (1937). Судно наименьшего сопротивления. *Труды ВНИТОСС*, Т. II, Вып. 3. 28-62.
[3] Печенюк А.В. (2016). Метод оптимальной трансформации носовой части судна в задаче снижения полного сопротивления его движению на тихой воде. *Зб. наук. праць НУК*, 2. 40–45.
[4] Ногид Л.М. (1962). *Проектирование формы судна и построение теоретического чертежа.* Ленинград: СУДПРОМГИЗ.
[5] Смирнов В.И. (1948). *Курс высшей математики* (Т. 2). Москва, Ленинград: ОГИЗ-ГОСТЕХИЗДАТ.

Pechenyuk A.V.

A method to express a curve of areas without reference to block coefficient value

Wave resistance of ships is often being associated with the longitudinal distribution of hull volume. However conventional method to express the latter one, a curve of areas, also significantly depends on another important geometrical parameter which is a block coefficient. A method to decompose influence of these parameters on the curve of areas is submitted. It allows consideration of their correlation with hull resistance separately.

Keywords: curve of areas, ship hull geometry, alteration of the lines plan.

Печенюк А.В.

Способ представления строевой по шпангоутам в независимом от общей полноты виде

Волновое сопротивление судов часто связывают с распределением полноты корпуса по длине, однако традиционный способ его выражения, строевая по шпангоутам, в значительной степени зависит и от другого важного геометрического параметра – коэффициента общей полноты. Представлен способ, позволяющий разделить влияние этих параметров на строевую по шпангоутам, что дает возможность рассмотреть их связь с сопротивлением по отдельности.

Ключевые слова: строевая по шпангоутам, геометрия судового корпуса, перестроение теоретического чертежа.

УДК 629.5.01

ДОСВІД ПЕРЕОБЛАДНАННЯ ТАНКЕРІВ В СУХОВАНТАЖНІ СУДНА

Єгоров Геннадій Вячеславович, д.т.н., проф., генеральний директор[1], Ільницький Ігор Анатолійович, перший заступник генерального директора, головний конструктор[2], Калугін Ярослав Володимирович, головний конструктор[3]
Морське Інженерне Бюро
Україна, Одеса
[1] egorov@meb.com.ua, [2] ilnitskiy@meb.com.ua, [3] kalugin@meb.com.ua

Анотація. *Показано, що з урахуванням обвалу ринку нафтопродуктів частина танкерів змішаного плавання «класичних» проектів перебувала в відстої. Для продовження безпечної і рентабельної експлуатації суден танкера були переобладнані в суховантажні судна за проектами RSD22, RSD28. Описано досвід переобладнання, вказано основні характеристики.*

Ключові слова*: танкер; суховантажне судно; клас судна; економіка.*

Рынок речных и смешанного плавания нефтеперевозок в последние годы значительно просел. Танкеры смешанного плавания, особенно «старых» проектов, перестали быть востребованы [1]. Для продления безопасной и рентабельной эксплуатации танкеров были приняты решения о переоборудовании танкеров в сухогрузные суда, которые выполнило Морское Инженерное Бюро.

В октябре 2019 года было завершено переоборудование в сухогрузные суда дедвейтом 5450 тонн по проекту RSD22 трех танкеров проекта 05074Т.

Назначение переоборудованного судна проекта RSD22 - перевозка генеральных и насыпных грузов, включая зерно, лес, контейнеры международного образца в трюмах.

Представляет собой стальное, однопалубное, двухвинтовое грузовое судно, без седловатости, с двойным дном, двойными бортами, с баком, с машинным отделением и рубками, расположенными в корме, с четырьмя грузовыми трюмами, с люковыми закрытиями сдвижного типа, с носовым подруливающим устройством (см. рисунок 1).

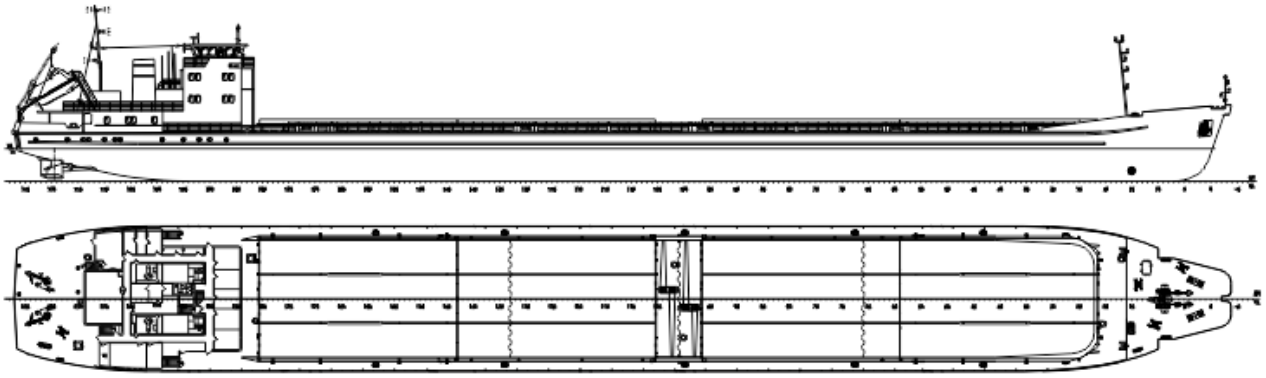


Рисунок 1. Схема общего расположения переоборудованного сухогрузного судна проекта RSD22

Сухогруз проекта RSD22 класса РРР М-ПР 2,5 (лед 20) А и имеет габариты - длину х ширину х высоту борта 138,30 х 16,70 х 5,50 м и осадку по ЛГВЛ 3,70 м.

Район плавания: внутренние водные пути при плавании с высотой волны h3% не более 3,0 м, соответствующие разряду "М"; прибрежные морские районы разряда "М-ПР 2,5" с ограничением высоты волны h3% обеспеченности 2,5 м с формулой класса М-ПР 2,5 (лед 20), без совершения международных рейсов.

Дедвейт по ЛГВЛ 5450 тонн.

Вместимость 4 трюмов - 6706 куб.м (соответственно 1841, 1465, 1335 и 2017 куб.м), ширина трюма на уровне второго дна 13,4 м, в вырезе люка - 12,3 м.

Допускаемая нагрузка на второе дно 9,0 т/м².

Носовая и кормовая пары грузовых трюмов оборудованы водонепроницаемыми сдвижными двухсекционными люковыми закрытиями, обеспечивающими одновременное 50% раскрытие грузовых всех люков или 100% раскрытие любой пары трюмов. Люковые крышки рассчитаны на нагрузку в соответствии с требованиями Правил РРР для класса "М-ПР" (9.81 кПа). Перевозка грузов на люковых крышках не предусматривается.

Судно имеет два главных двигателя (СОД) по 880 кВт, винты фиксированного шага в поворотных насадках. Носовое подруливающее устройство 95 кВт.

Скорость эксплуатационная - 20 км/час, автономность - 15 суток.

Корпус имеет двойное дно, двойные борта, верхнюю палубу с шириной раскрытия 0,806В, непрерывные продольные комингсы грузовых люков высотой 1,0 м.

Экипаж / мест - 14 / 17 человек.

В процессе major conversion были демонтированы настил и набор тронковой палубы вместе с установленным на ней оборудованием и конструкциями; продольная переборка в ДП; поперечные переборки шп. 35, 169, 170; верхняя часть поперечной переборки шп. 101 выше уровня главной палубы с учетом погиби палубы; топливные цистерны вспомогательного МО шп. 170-180 ЛБ; платформа и настилы вспомогательного МО шп. 170-180 и все танкерные системы.

После установки настила и набора главной палубы в районе межлюковой перемычки, поперечных комингсов грузовых трюмов, подкрепляющих полос по стенкам продольных комингсов грузовых трюмов, направляющих рельсов и буртиков люкового закрытия по полкам комингсов грузовых трюмов были образованы четыре грузовых трюма, оборудованных водонепроницаемыми люковыми закрытиями, осушительной системой; системой углекислотного пожаротушения; естественной приточной и механической вытяжной системой вентиляции взрывобезопасного исполнения обеспечивающей не менее чем 5- ти кратный обмен воздуха, крышками сходных люков и трапами для доступа в грузовые трюма.

Система водяного пожаротушения была дооборудована в грузовой зоне для обеспечения подачи воды от 4-х пожарных стволов с минимальным давлением у крана 0,25 МПа в любую часть порожнего грузового трюма.

11 августа 2019 года сухогрузное судно дедвейтом 6057 тонн проекта RSD29 "Mammad Amin Resulzadeh" вышло в первый рейс. Судно было переоборудовано верфью Dogruyol Shipyard (Ялова, Турция) в 2019 году из танкера проекта 00201Л. Основные работы заняли около 4 месяцев.

Назначение переоборудованного судна проекта RSD29 - перевозка генеральных и навалочных грузов (в том числе зерна), пакетированных пиломатериалов, круглого леса, металлолома, металла в связках и рулонах, угля, опасных грузов классов 1, 2, 3, 4, 5, 6.1, 8, 9 в соответствии с МК МПОГ и грузов категории "В" из МК МПНГ.

Представляет собой стальной однопалубный, четырехтрюмный одновинтовой сухогрузный теплоход с баком и ютом, с кормовым расположением жилой рубки и машинного отделения, с двойным дном и двойными бортами в районе грузовых трюмов, с люковыми закрытиями съемного типа, с носовым подруливающим устройством (см. рисунок 2).



Рисунок 1. Схема общего расположения переоборудованного сухогрузного судна проекта RSD29

Сухогруз проекта RSD29 класса РС **КМ ★ Ice1 1 R2 AUT1** имеет габариты - длину х ширину х высоту борта 129,30 х 16,50 х 6,80 м и осадку по ЛГВЛ 4,742 м.

Дедвейт по ЛГВЛ 6057 тонн, дедвейт при осадке 4,00 м - 4555 тонны, дедвейт в пресной воде при осадке 3,80 м - 3986 тонн, при осадке 3,60 м - 3600 тонн.

Вместимость 4 трюмов - 8334 куб. м. Размеры трюмов: No 1 - 16,80 х 14,10 х 7,94 м, No 2 - 16,10 х 14,10 х 7,94 м, No 3 - 32,20 х 14,10 х 7,94 м, No 4 - 18,20 х 14,10 х 7,94 м. Допускаемая нагрузка на второе дно 9,0 т/м².

Люковые закрытия съемного типа. Открывание и закрывание каждой секции осуществляется при помощи специального козлового крана. Козловой кран по-походному установлен в районе носовой переборки жилой надстройки.

В связи с вступлением в силу Международной конвенции "О контроле судовых балластных вод и осадков и управлении ими" на судне установлена система управления балластными водами (СУБВ) Alfa Laval PureBallast 3.1 600 Compact Flex.

Судно имеет один главный двигатель (СОД) - 1800 кВт, винт фиксированного шага, три обтекаемых балансирных руля. Носовое подруливающее устройство 240 кВт.

Скорость эксплуатационная - не менее 10 узлов, автономность - 15 суток, дальность плавания - 4000 миль.

Корпус имеет двойное дно, двойные борта, верхнюю палубу с шириной раскрытия 0,655В, непрерывные продольные комингсы грузовых люков высотой 2,3 м.

Непрерывные продольные комингсы люков выполнены из судостроительной стали повышенной прочности категории RSD36 с пределом текучести 355 МПа. В качестве материала основных конструкций корпуса применена судостроительная сталь категории RSD32 с пределом текучести 315 Мпа.

Район плавания - морские районы, соответствующие ограниченному району плавания R2 с высотой волны 3% обеспеченности 7,0 м и внутренние водные пути с учетом ограничений.

Экипаж / мест - 11 / 16 человек.

В процессе major conversion были демонтированы палуба тронка шп. 140-160, шп.118-136, шп.72-113, шп.46-67; продольная переборка в ДП в районе шп.42-162; поперечная переборка шп. 92 и все танкерные системы. Всего было демонтировано около 305 тонн существующих элементов судна.

После установки непрерывных продольных и поперечных комингсов грузовых трюмов были образованы четыре грузовых трюма, оборудованных непроницаемыми люковыми закрытиями, системой искусственной и естественной вентиляции, крышками сходных люков и трапами для доступа в грузовые трюма. Всего было установлено около 272 тонн новых конструкций, устройств и систем.

Заключение. Опыт эксплуатации сухогрузных судов проектов RSD22, RSD28 показал эффективность принятых на этапе переоборудования решений.

REFERENCES

[1] Egorov, G. (2019). *Analysis of fleet of cargo vessels based on May 2019 data.* Vestnik ONMU. Vol. 1 (58). - Odessa. - 20-40 p. (in Russian).

Egorov Gennadiy, Ilnitskiy Igor, Kalugin Yaroslav

Experience of major conversion of tankers into dry-cargo vessels

Text of the annotation*. It is shown that taking into account collapse of the oil product market, some of river-sea tankers of "classic" projects were out of operation. To extend safe and cost-effective operation of the vessels, tankers were converted into dry-cargo vessels under RSD22, RSD28 projects. Experience of refitting is described, main characteristics are indicated.*

Keywords: *tanker; dry-cargo vessel; vessel's class; economy.*

Егоров Геннадий Вячеславович, Ильницкий Игорь Анатольевич, Калугин Ярослав Владимирович

Опыт переоборудования танкеров в сухогрузные суда

Текст аннотации*. Показано, что с учетом обвала рынка нефтепродуктов часть танкеров смешанного плавания «классических» проектов находилась в отстое. Для продления безопасной и рентабельной эксплуатации судов танкера были переоборудованы в сухогрузные суда по проектам RSD22, RSD28. Описан опыт переоборудования, указаны основные характеристики.*

Ключевые слова: *танкер; сухогрузное судно; класс судна; экономика.*

УДК 629.5.012

О ПРОЕКТИРОВАНИИ КОРМОВЫХ АППАРЕЛЕЙ БАРЖ ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Шарун Григорий Васильевич, Мехралиев Мурад Ариф оглу, Лю Сиюен, Цуей Шьен
Национальний университет кораблестроения имени адмирала Макарова
Украина, Николаев
e-mail: grygorii.sharun@nuos.edu.ua

Аннотація. *Розглянуто проектування конструкцій кормової апарелі баржі проекту В1500 побудови компанії «Нібулон», яка призначається для перевезення вантажних автомобілів через річку Південний Буг на період ремонту Варварівського мосту. Спроектовано оптимальну конструкцію мінімальної ваги відповідно до вимог Правил класифікації та побудови суден змішанного плавання Регістру Судноплавства України.*

Ключові слова*: баржа; апарель; конструкція; вимоги Правил; напружено-деформований стан.*

Предполагается перевозка грузовых автомобилей-цементовозов (рис. 1) баржами проекта В1500 постройки компании «Нибулон» через реку Южный Буг. Эти автомобили создают наибольшую нагрузку на ось транспортного средства, равную 200 кН. Была поставлена задача спроектировать аппарель для погрузки грузовых автомобилей на палубу уже построенной баржи. Актуальность данного исследования определяется необходимостью обеспечения транспортного сообщения через реку Южный Буг на период закрытия на ремонт Варваровского моста. Необходимо рассчитать толщину настила, размеры ребер жесткости и рамного набора аппарели. Все расчеты были выполнены согласно Правил Регистра Судоходства Украины [1].

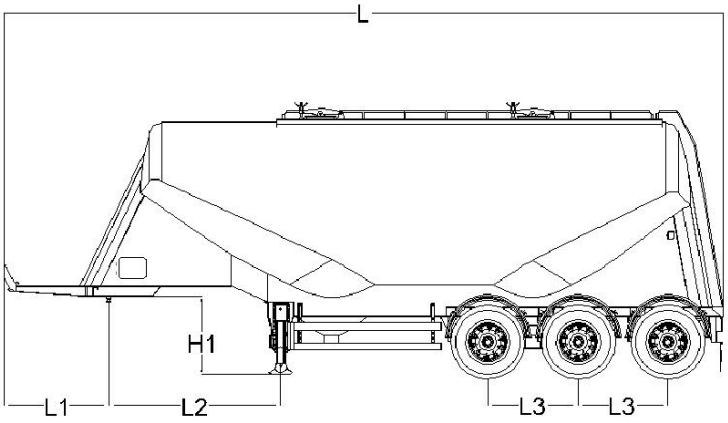


Рисунок 1 Прицеп грузового автомобиля-цементовоза для перевозки на барже

Длина и ширина, угол наклона аппарели определялись с учетом проезда одного автомобиля согласно рекомендаций [2].

Схема набора аппарели с указанием размеров связей приведена приведена на рис. 2. Пластины и ребра жесткости рассчитаны по Правилам Регистра Судоходства Украины на нагрузку отпечатка колеса величиной 108,15 кН с размерами отпечатка колеса UxV=400x312,5 мм, расположенным посредине панели пластины и посередине пролета ребра жесткости. Толщина пластины, требуемая Правилами составляет 12 мм, а размер подкрепляющего ребра жесткости НР160х8.

Рамный набор рампы рассчитан по методу конечных элементов [3] на нагрузку от отпечатков 3-х осей грузовика-цементовоза, расположенных на поперечных рамных балках аппарели. Схема размещения отпечатков колес приведена на рис.3. Продольные рамные балки расположены на расстоянии 2060 мм друг от друга, что соответствует расстоянию между колесами оси. Величина нагрузки на отпечаток колеса на одном конце оси составляет 108,15 кН, что соответствует нагрузке на ось 20 т с учетом сил инерции при движении автомобиля по аппарели.

Результаты расчета перекрытия приведены на рис. 4-6, это прогибы, перерезывающие силы и изгибающие моменты, действующие в рамных связях. На основе полученных внутренних усилий были определены действующие в связях аппарели касательные и нормальные напряжения, которые не превышают допускаемых напряжений, регламентируемых Правилами.

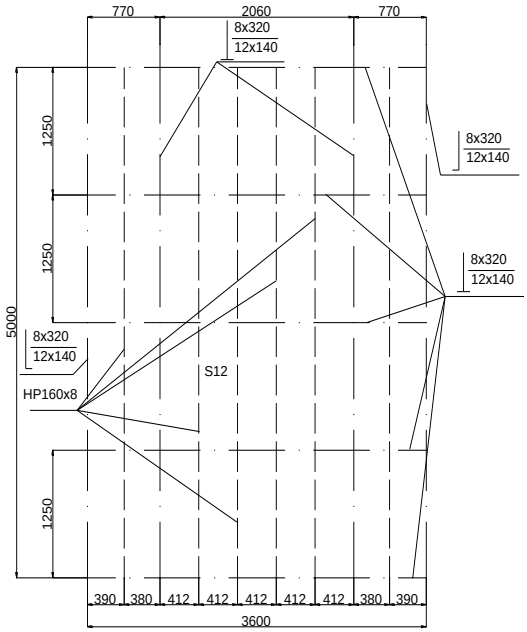


Рисунок 2 Схема набора и размеры кормовой аппарели баржи

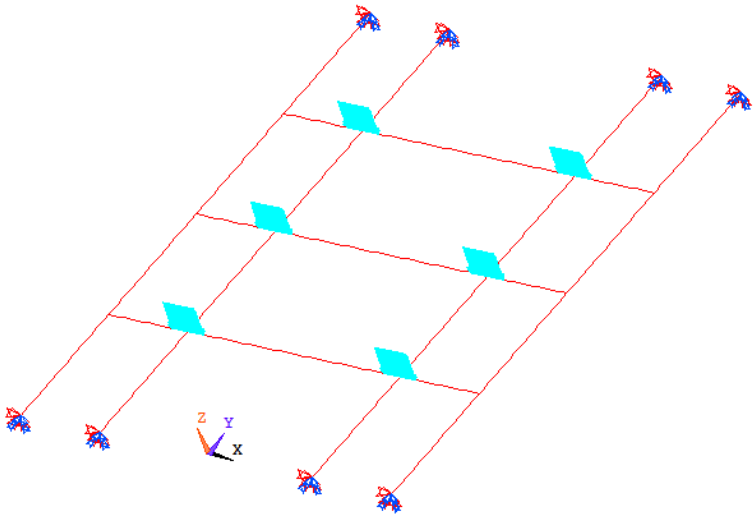


Рисунок 3 Расчетная схема аппарели с нагрузками от колес

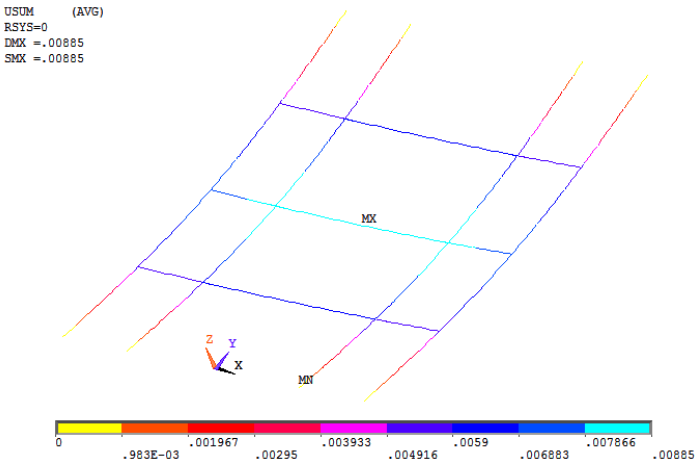


Рисунок 4 Прогибы балок аппарели

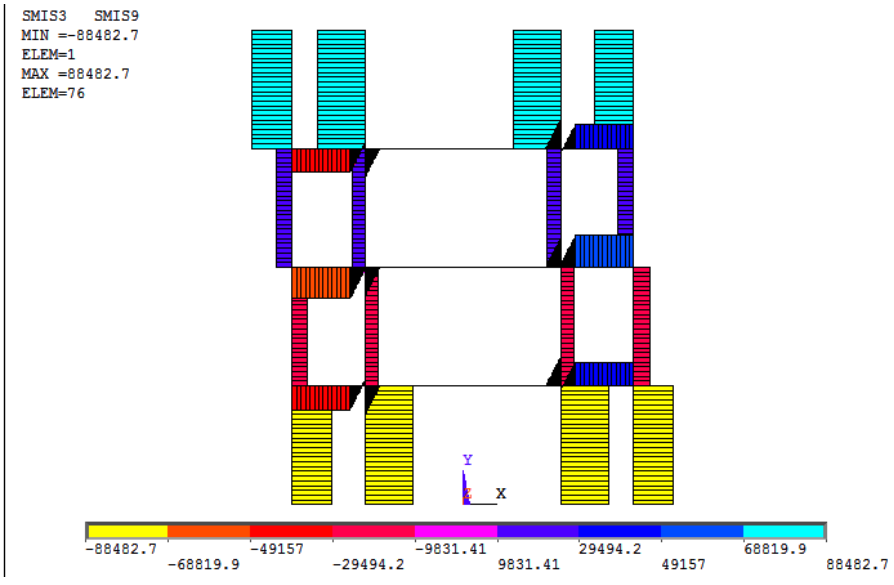


Рисунок 5 Перерезывающие силы, действующие в балках аппарели

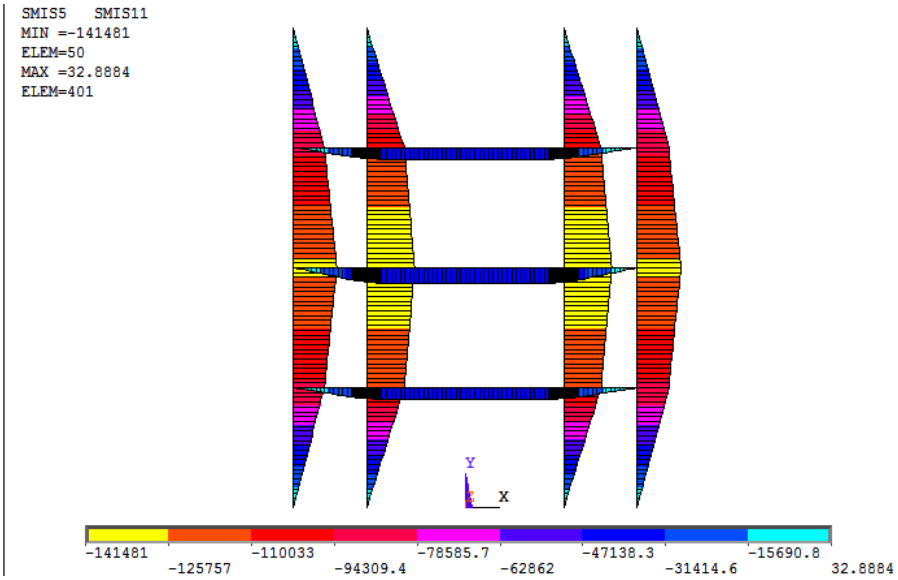


Рисунок 6 Изгибающие моменты, действующие в балках аппарели

Была спроектирована аппарель оптимальной массы для погрузки автомобилей-цементовозов на баржу для перевозки через реку Южный Буг. Конструкция соответствует требованиям Правил Регистра Судоходства Украины и учитывает условия нагружения от колес самого тяжелого грузового автомобиля, предполагаемого к перевозке.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Registr Sudnoplavstva Ukrainy. (2017). Pravila klasifikazii ta pobudovy suden zmishanogo plavannja. Tom 3. Kyiv: RSU.
[2] Zakharov, A.S. (1980). Osobennosni proektirovanija sudov s gorizontalnoj pogruzkoj. Leningrad: LKI.
[3] Ansys Release 19.0. (2019). Documentations for ANSYS. SAS IP.

Sharun Grygorii Vasiljevich, Mekhraliev Murad Arif oglu, Liu Siyuan, Cui Xuan
Title of the report: About the design of aft ramps for barges for the transport of trucks
Text of the annotation: The design of the stern ramp barge structures of the B1500 project built by Nibulon, which is intended for the transportation of trucks across the Southern Bug River for the period of repair of the Varvarovskij Bridge, is considered. The optimal design of the minimum weight is designed in accordance with the requirements of the Rules of classification and construction of river-sea navigation vessels of the Register of Shipping of Ukraine.
Keywords:barge; ramp; construction; requirements of the Rules; stress-strain state.

УДК 629.5.01

ДОСВІД ПРОЕКТУВАННЯ ПЕРШОГО В СВІТІ КРАБОЛОВУ-ПРОЦЕСОРУ «ЗЕНІТ»

Єгоров Геннадій Вячеславович, д.т.н., проф., генеральний директор1, Автутов Микола Володимирович, директор з перспективного розвитку, головний конструктор2, Зарецький Олександр Володимирович, заступник головного конструктора3
Морське Інженерне Бюро
Україна, Одеса
1 egorov@meb.com.ua, 2 avtutov@meb.com.ua, 2 zaretsky@meb.com.ua

Анотація. Описано процес проектування першого в світі краболову-процесору. Визначено основні характеристики як самого судна, так і фабрики. Розраховано характеристики вантажного пристрою. Значну увагу приділено умовам населеності на борту.
Ключові слова: рибопромисловий флот; краболов; фабрика; проектування.

19 февраля 2020 года судостроительный завод Tersan Shipyard Inc. (Ялова, Турция) сдал в эксплуатацию головное краболовное судно-процессор "Зенит" проекта ST184.
"Зенит" стал первым в мире судном, которое специально построено для ловли и глубокой фабричной переработки краба с варкой и заморозкой рассолом.
Проектная документация судна в постройке разработана компанией Skipsteknisk и Морским Инженерным Бюро.
Общее расположение представлено на рисунке 1.
Основное назначение судна:
• промысел Камчатского краба и краба Опилио ловушками конусного, трапециевидного и прямоугольного типа на глубинах от 20 до 400 м;
• переработка выловленного краба в готовую варено-мороженую продукцию;
• хранение вырабатываемой продукции в морозильном грузовом трюме;
• выдача замороженной продукции на берег или в море с помощью грузовых стрел способом "на телефон" на приемо-транспортные рефрижераторные суда при волнении моря до 5 баллов.
Основные виды добываемого краба - камчатский краб и краб опилио (снежный краб), а также другие разновидности краба.
Производительность по переработке сырья составляет 30 т/сутки для краба опилио и 60 т/сутки для камчатского краба. Производительность по готовой замороженной продукции составляет 20 тонн в сутки для краба опилио и 40 тонн в сутки для камчатского краба.
Судно имеет следующие характеристики:
Длина габаритная - около 61,9 м;
Ширина - 15,0 м;
Высота борта до главной палубы - 9,25 м.
Класс РС - КМ ★ Ice3 AUT1 BWM(T) (REF) Fishing Vessel.
Район плавания - неограниченный с автономностью до 50 суток.
Предполагаемые районы эксплуатации судна - Северная Атлантика, включая Баренцево море, Норвежское море, Гренландское море и арктические моря.

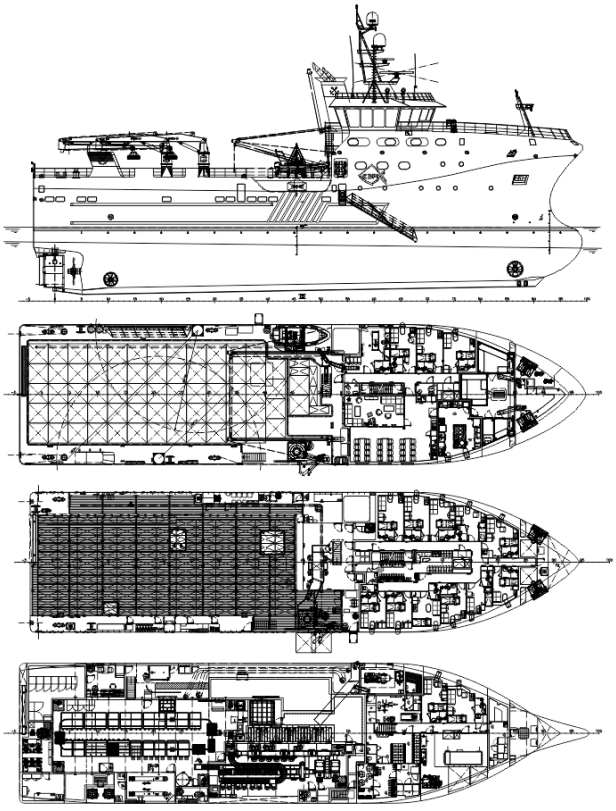


Рисунок 1. Схема общего расположения краболова-процессора «Зенит»

Крабоперерабатывающий комплекс обеспечивает изготовление варено-мороженных ходильных и клешненосных конечностей рассольной заморозки. Кроме грузового морозильного трюма, на судне предусмотрен морозильный трюм для хранения приманки и помещения для хранения тары и соли. На судне установлен электрогидравлический кран выборочного комплекса с тремя независимыми стрелами - верхняя телескопическая для работы с ловушками, промежуточная для основного силового выборочного блока при работе с порядками и нижняя для выборочного блока при работе с одиночными ловушками.

Для обработки ловушек, выгрузки продукции, загрузки наживки в порту предназначены два электрогидравлических грузовых крана со складывающейся стрелой и специализированным захватом с бампером для ловушек. Каждый кран грузоподъёмностью 1,0 т на максимальном вылете стрелы 20 метров и 3,0 тонны при вылете стрелы 10 метров. Управление кранами осуществляется из кабины оператора кранов/грузовых стрел, а также дистанционно с помощью переносной панели дистанционного радиоуправления [1].

Установлены две кормовые стрелы грузоподъёмностью 0,99 тонн для перегрузки готовой продукции в море со вспомогательным порталом.

Для вспомогательных операций на палубе бака имеется кран грузоподъемностью 0,99 тонны с вылетом стрелы до 8 метров.

Проектная скорость судна 11 узлов обеспечивается одним главным двигателем мощностью 2555 кВт, работающим на ВРШ.

Управляемость обеспечивается одним рулем с закрылком.

Для улучшения маневренных характеристик судна на малых ходах, в том числе при подходе к ловушкам и выборке порядков, предусмотрено носовое подруливающее устройство мощностью 600 кВт и кормовое подруливающее устройство мощностью 450 кВт.

В качестве основного источника электроэнергии в составе судовой электростанции применяется валогенератор мощностью 1700 кВт трехфазного переменного тока напряжением 440В, частотой 60 Гц с автоматическим регулированием напряжения, с приводом через редуктор от главного двигателя.

Также в составе судовой электростанции имеется вспомогательный дизель-генератор мощностью 940 и стояночный дизель-генератор мощностью 350 кВт, а также предусмотрен АДГ мощностью 100 кВт.

Судовая электростанция рассчитана на следующие режимы работы:

- переход на промысел (с порожним грузовым трюмом);
- постановка ловушек;
- ожидание выборки ловушек и обработка улова;
- выборка ловушек;
- выборка ловушек (в плохую погоду);
- выборка ловушек (в аварийном режиме при аварии ВГ);
- переход для сбора ловушек (с порожними трюмами);
- выгрузка в море;
- стоянка в порту.

Корпус и надстройка судна стальные, рулевая рубка - из алюминиевого сплава. Для обеспечения коррозионной защиты, помимо лакокрасочных материалов, предусматривается катодная защита подводной части корпуса, а также напыление цинком (металлизация) наружных поверхностей конструкций, подверженных воздействию агрессивной среды.

Прочность конструкций корпуса соответствует требованиям РС к судам, швартующимся в море при волнении до 5 баллов включительно.

Судно укомплектовано радио и навигационным оборудованием в соответствии с классом судна и предполагаемым районом плавания.

Проживание 38-ми членов экипажа обеспечивается в комфортабельных одно- и двухместных каютах, на судне предусмотрена кают-компания с отдельной зоной самообслуживания, а также все необходимые медицинские, санитарно-бытовые и санитарно-гигиенические помещения, в соответствии требованиями Санитарных правил для судов промыслового флота. Кроме того, на судне предусмотрен спортивный комплекс в составе тренажерного зала и сауны.

Также для обеспечения комфортных условий экипажу при неполной загрузке судна предусмотрен успокоитель качки пассивного типа. В качестве жидкости в системе успокоения качки используется дизельное топливо.

Для удобства экипажа на судне имеется информационно-развлекательная система на базе IPTV технологии "Всё в одном", подключенная к шлюзу Gigabit Ethernet LAN, широкополосному доступу Triple Play; телевидения, радио, аудио-видео по запросу (AVOD), публикации видео, различной информации/публикации документов и Интернета.

Заключение. 3 мая 2020 года краболовное судно-процессор "Зенит" проекта ST184 вышло в свой первый рабочий рейс. На данный момент судно успешно работает в районе промысла.

REFERENCES

[1] Egorov, G. & Avtutov, N. & Butenko, N. & Solovyev, A. & Nilva, V. & Egorova, O. (2020). Features of strength calculations of constructions of vessels of fishing fleet of new generation. Proc. of Sc. Tech. Conf. with Intern. Part. “Modern technologies of design, construction, operation and repair of vessels, marine technical vehicles and engineering structures. - Nikolayev. 62-65 p (in Russian).

Egorov Gennadiy, Avtutov Nickolay, Zaretsky Alexander

Design experience of the first in the world crab catcher–processor “Zenith”

Text of the annotation. Design process of the world's first crab-catcher-processor is described. The basic characteristics of both the vessel itself and the factory are determined. The characteristics of the cargo gear are calculated. Considerable attention is paid to the living conditions on board.

Keywords: fishing fleet; crab catcher; factory; design.

Егоров Геннадий Вячеславович, Автутов Николай Владимирович, Зарецкий Александр Владимирович

Опыт проектирования первого в мире краболова-процессора «Зенит»

Текст аннотации. Описан процесс проектирования первого в мире краболова-процессора.. Определены основные характеристики как самого судна, так и фабрики. Рассчитаны характеристики грузового устройства. Значительно внимание уделено условиям обитаемости на борту.

Ключевые слова: рыбопромысловый флот; краболов; фабрика; проектирование.

УДК 629.5.01

АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОМОТОРНОГО ПАЛИВА НА СУДНАХ ЗМІШАНОГО ПЛАВАННЯ І НА МОРСЬКИХ ПОРОМАХ

Єгоров Геннадій Вячеславович, д.т.н., проф., генеральний директор1, Колесник Дмитро Володимирович, перший заступник керівника електромеханічного відділу2, Осадчий Євген Анатолійович, заступник керівника електромеханічного відділу3
Морське Інженерне Бюро
Україна, Одеса
1 egorov@meb.com.ua, 2 kolesnik@meb.com.ua, 3 osadchiy@meb.com.ua

Анотація. Показано, що газомоторне паливо активно використовується в світовому судноплавстві. Проаналізовано можливість використання такого палива на суднах, які працюють у вітчизняних портах. Виконано опрацювання для суховантажних суден і танкерів змішаного плавання, а також показано досвід створення морського порома, що працює на ЗПГ.

Ключові слова: газ; судно змішаного плавання; морський пором; конструкція.

Уже практически десять лет ведущие судовладельцы грузовых судов смешанного плавания прорабатывают запуск в постройку их в версии газоходов.

Технически подготовка к применению газомоторного топлива началась в 2010-2011 году еще при проектировании танкеров проекта RST27, к установке на палубе которых предполагалось по две газовые емкости по 120-140 куб.м, обеспечивающих автономность до 10-12 суток [1].

При этом замена главных двухтопливных (мазут - дизельное топливо) двигателей предполагалась на такие же машины трехтопливные (газ - мазут - дизельное топливо) с такими же габаритами и практически такими же параметрами по мощности.

Понятно, что главная трудность при использовании СПГ на судах - сравнительно большое пространство, требуемое для криогенных емкостей. В сравнении с нефтяным топливом равное по

энергетическому содержанию количество СПГ требует примерно в 1,9 раза большего объема. С учетом теплоизоляции емкости требуемый объем возрастает примерно в 2,3 раза. В случае установки емкостей для хранения СПГ внутри корпуса судна, требуемый объем может увеличиться в 4 раза.

На танкерах (а также железнодорожных паромах, где есть свободная от груза верхняя палуба, или, напротив, есть трюмные помещения без размещения груза) проблему объема емкостей для газового топлива удается решить размещением криогенных емкостей на грузовой палубе (в трюме парома), а вот на сухогрузных судах и судах вспомогательного флота это возможно только за счет уменьшения размеров грузовых трюмов (или полезных подпалубных объемов).

Это действительно реальная проблема, так как в силу дефицита доступного объема автономность судов-газоходов (не газовозов, которые сами работают на том грузе, которые и перевозят), как правило, не превышает 10 суток.

Такие проекты были выполнены для сухогрузных судов проектов RSD44 (см. рисунок 1) и RSD59, где были найдены оптимальные положения топливных газовых емкостей по длине судна.

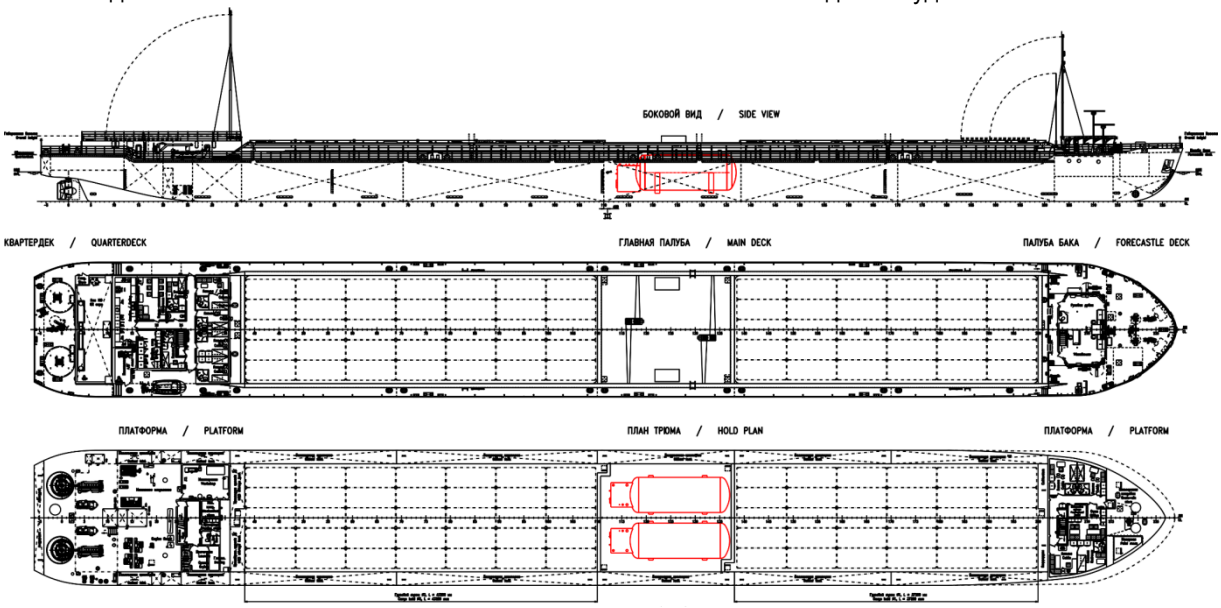


Рисунок 1. Общее расположение сухогрузного судна проекта RSD44 на СПГ

В докладе показаны варианты решений, причем как те, которые раньше рассматривались - две емкости вдоль судна, так и новые - с заменой двух емкостей на одну (экономия веса примерно на 5-7% и сокращение потерь длины и объема трюма за счет, например, изменения положения - в высоту или поперек судна). Рассматривались и контейнер-криогенные емкости в размерах стандартного 40-футового контейнера.

При рассмотрении проектов газоходов смешанного река-море плавания считалось, что заправка судовых емкостей будет осуществлять либо с автопоездов-газовозов, либо с судна-бункеровщика, либо с портовой бункер-станции. Например, для железнодорожного парома проекта CNF19M (в исходном варианте) общий объем газовых цистерн примерно 1500 куб. метров, бункеровка предполагается либо с применением автомобилей (одновременно четыре грузовика с подачей примерно 200 куб. метров в час) или судна-бункеровщика (до 1000 куб. метров в час).

Использование контейнер-криогенных емкостей позволит производить доставку СПГ на судно с помощью железнодорожного или автомобильного транспорта без выполнения бункеровочных операций классического типа.

Потребуется лишь замена емкостей.

При принятии решения об использовании контейнер-криогенных емкостей необходимо ясно понимать, что относительно небольшой полезный объем контейнер-криогенных емкостей потребует значительного их количества, например, для обеспечения автономности танкера проекта RST27 10 суток необходимо 8 контейнеров.

Потребуется дополнительно предусмотреть на борту судна стационарные блоки испарителей и подогревателей газа с арматурой и трубопроводами, для контроля давления подачи газа к блокам газовых

клапанов; для замены контейнеров в порту, должны быть предусмотрены соответствующие грузоподъемные средства.

Примеры всех решений по заправке газомоторным топливом в мировой практике уже есть, однако в применении к рассмотренным темам именно отсутствие инфраструктуры бункеровки не позволило реализовать функцию работы на газомоторном топливе.

Заключение. Таким образом, требуется "расшитие" проблем инфраструктуры бункеровки газомоторным топливом, например, на внутренних водных путях - или речные/ река-море суда будут и в будущем работать на мазуте и дизельном топливе. В свою очередь, отсутствие инфраструктуры на реке не позволяет определить стоимость СПГ как топлива. Для примера, соотношения цен СПГ / дизельное топливо составляет (даже с учетом выигрыша в теплотворной способности) 0,7...0,9 от стоимости ДТ (нижняя граница при бункеровке с автопоездов, а верхняя - с помощью танк-контейнеров). Понятно, что при удельной (по отношению к ДТ) цене на мазут с 3,5% серы примерно 0,57 (предположим для мазута с уменьшенным до 0,5% содержанием серы в будущем 0,80) и при увеличении строительной стоимости судна - газохода по сравнению с аналогом, работающим на тяжелом топливе, на 10-15% - фактически плюс 2-2,5 млн. долларов к сегодняшней цене, с уменьшением дедвейта примерно на 200-220 тонн, уменьшением длины и объема грузовых трюмов экономического смысла в строительстве, например, грузовых судов смешанного река-море плавания - газоходов - не будет.

REFERENCES

[1] Egorov, G. & Kolesnyk, D. & Osadchiy, E. (2017). LNG-fuel river-sea ships and train ferries of new generation. Maritime Reporter. – N 3 (63). - 7-12 p. (in Russian).

Egorov Gennadiy, Kolesnyk Dmitriy, Osadchiy Yevgeniy

Analysis of possibility of application of gas fuel on river-sea ships and sea ferries

Text of the annotation. It is shown that gas fuel is actively used in world shipping. The possibility of using such fuel on ships operating in domestic ports is analyzed. Studies for river-sea dry-cargo ships and tankers have been carried out and experience in creating LNG-powered sea ferry has been shown.

Keywords: gas; river-sea ship; sea ferry; structure.

Егоров Геннадий Вячеславович, Колесник Дмитрий Владимирович, Осадчий Евгений Анатольевич

Анализ возможности применения газомоторного топлива на судах смешанного плавания и морских паромах

Текст аннотации. Показано, что газомоторное топливо активно используется в мировом судоходстве. Проанализирована возможность использования такого топлива на судах, работающих в отечественных портах. Выполнены проработки для сухогрузных судов и танкеров смешанного плавания, а также показан опыт создания морского парома, работающего на СПГ.

Ключевые слова: газ; судно смешанного плавания; морской паром; конструкция.

УДК 629.5.01

ІСНУЮЧІ ШТОВХАЧІ ТА БУКСИРИ ДЛЯ РОБОТИ З ВАНТАЖНИМ ФЛОТОМ: ТЕХНІЧНИЙ СТАН, ВІК, ПРОГНОЗИ

Єгоров Геннадій Вячеславович, д.т.н., проф., генеральний директор1, Єгоров Олександр Геннадійович, к.т.н., старший науковий співробітник2
Морське Інженерне Бюро
Україна, Одеса
1 egorov@meb.com.ua, 2 egorovag@meb.com.ua

Анотація. Визначено найбільш відповідні для дослідження проекти буксирів і штовхачів, які працюють з вантажним флотом. За кожним проектом виконано аналіз технічного стану, визначено середній вік суден. Побудовано моделі списання, дано прогноз на середньострокову перспективу.

Ключові слова: буксир-штовхач; потужність; стан; вік.

Впервые проведены исследование такого масштаба, в рамках которого были рассмотрены 3219 буксиров-толкачей, построенных с начала 60-х годов прошлого столетия до начала нынешнего, а также речные, река-море, морские портовые буксиры.

Буксиры речные портовые. Сейчас работает 252 судна (56% от построенных) со средним возрастом 43,2 года. Всего же их было построено 450 единиц. Списано 137 судов (30%) со средним возрастом сдачи на металлом 31 год. В отстое 61 судно (19%) со средним возрастом 43,6 года.

На основе полученных закономерностей списания к 2025 году ожидается, что останется в работе 184 речных портовых буксиров старых серий, к 2030 году - 105 судов [1].

Буксиры морские портовые и река-море. Сейчас работает 290 судов (68% от построенных) со средним возрастом 35,1 года. Всего же их было построено 426 единиц. Списано 87 судов (20%) со средним возрастом сдачи на металлом 29,3 года. В отстое 49 судов (12%) со средним возрастом 38,9 года.

На основе полученных закономерностей списания к 2025 году ожидается, что останется в работе 143 морских буксиров старых серий, к 2030 году - 63 судна.

Из исследованных 3219 построенных до 2000 года буксиров-толкачей смешанного, внутреннего и ограниченного морского плавания самых известных серий на сегодня списано 836 буксиров (26.0%). Потеряно в катастрофах 31 (3.7%) со средним возрастом 29,2 года. Утилизировано 805 буксиров со средним возрастом сдачи на металлом 33,5 года (см. рисунок 1).

Работает 1899 единиц со средним возрастом 40,8 лет. В отстое 484 судна со средним возрастом 42,5 года.

Буксиры-толкачи речные мощностью до 400 кВт. Из речных буксиров-толкачей мощностью до 400 кВт сейчас работает 856 буксиров (57,5% от построенных) со средним возрастом 39,6 лет. Всего же их было построено 1488 единиц. Списано 390 судов (26,2%). При этом утилизировано 378 судов со средним возрастом сдачи на металлом 28,9 лет. Потеряно в авариях (данные явно не полные) 12 судов со средним возрастом 33,2 года. В отстое 242 судна (16,2%) со средним возрастом 40,6 лет.

На основе полученных закономерностей списания к 2025 году ожидается, что останется в работе 574 речных буксиров-толкачей мощностью до 400 кВт старых серий, к 2030 году - 297 судов.

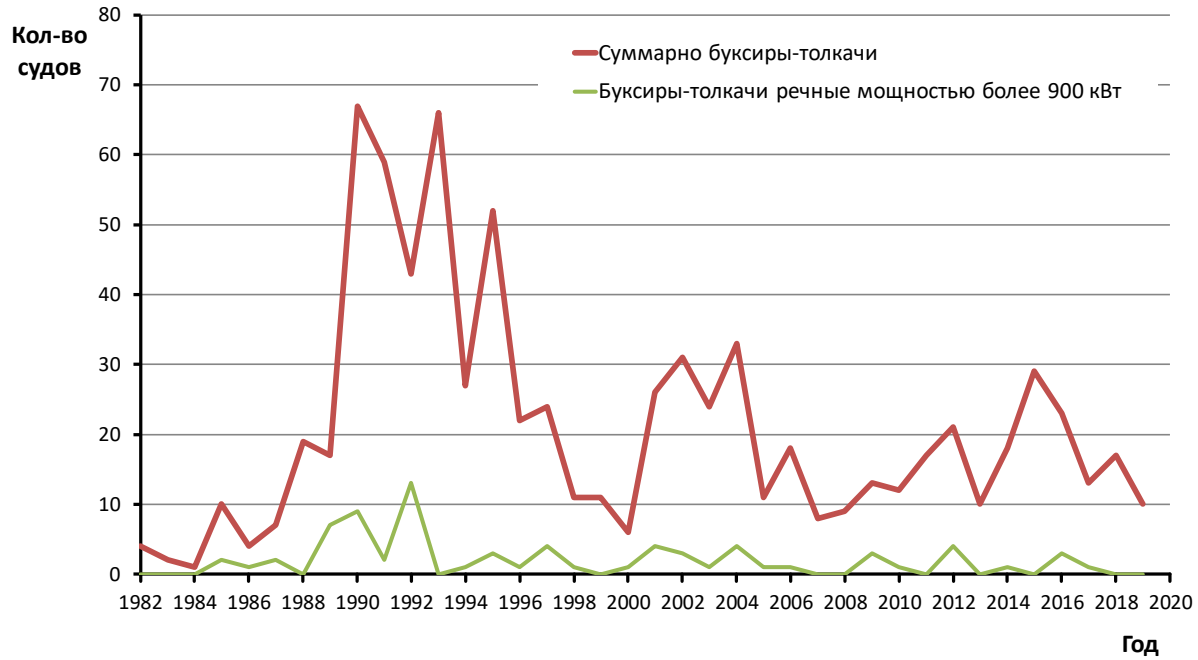


Рисунок 1 – Динамика списания буксиров-толкачей

Буксиры-толкачи речные мощностью 440-800 кВт. Из речных буксиров-толкачей мощностью 440-800 кВт сейчас работает 829 буксиров (60,2% от построенных) со средним возрастом 41,9 лет. Всего же их было построено 1376 единиц. Списано 366 судов (26,6%). При этом утилизировано 351 судно со средним возрастом сдачи на металлом 31,0 год. Потеряно в авариях (данные явно не полные) 15 судов со средним возрастом 27,4 года. В отстое 181 судно (13,2%) со средним возрастом 44,4 года.

На основе полученных закономерностей списания к 2025 году ожидается, что останется в работе 568 речных буксиров-толкачей мощностью 440-800 кВт старых серий, к 2030 году - 297 судов.

Буксиры-толкачи речные мощностью 800-1800 кВт. Из буксиров-толкачей мощностью 800-1800 кВт сейчас работает 214 буксиров (60,3% от построенных) со средним возрастом 41,4 года. Всего же их было построено 355 единиц. Списано 80 судов (22,5%). При этом утилизировано 76 судов со средним возрастом сдачи на металлом 33,5 года. Потеряно в авариях (данные явно не полные) 4 судна со средним возрастом 24,0 года. В отстое 61 судно (17,2%) со средним возрастом 44,2 года.

На основе полученных закономерностей списания к 2025 году ожидается, что останется в работе 149 буксиров-толкачей мощностью 800-1800 кВт старых серий, к 2030 году - 65 судов. Учитывая, что именно эти суда в основном и применяются для работы с новыми баржами при выходе в морские районы, их строительство будет иметь смысл уже с 2023-2024 года.

Заключение. Наибольшую перспективу с точки зрения нового судостроения имеют помимо уже раскрученного направления морских буксиров, буксиры - толкачи смешанного река-море плавания мощностью 1200-1800 кВт.

REFERENCES

[1] Egorov, G. & Egorov, A. (2017). Actual decommissioning of river-sea ships and prognosis of fleet up to 2025. ONMU Reporter. - Odessa. – Vol. 3 (52). - 96-131 p. (in Russian).

Egorov Gennadiy, Egorov Alexander

Existing pushers and tugs for work with cargo fleet: technical condition, age, prognosis

Text of the annotation. The most suitable projects for research of tugs and pushers, working with cargo fleet, were identified. For each project, an analysis of the technical condition was carried out, the average age of the vessels was determined. Write-off models are developed, forecast for the medium term is given.

Keywords: tug-pusher; power; condition; age.

Егоров Геннадий Вячеславович, Егоров Александр Геннадьевич

Существующие толкачи и буксиры для работы с грузовым флотом: техническое состояние, возраст, прогнозы

Текст аннотации. Определены наиболее подходящие для исследования проекты буксиров и толкачей, работающие с грузовым флотом. По каждому проекту выполнен анализ технического состояния, определен средний возраст судов. Построены модели списания, дан прогноз на среднесрочную перспективу.

Ключевые слова: буксир-толкач; мощность; состояние; возраст.

УДК 004.93; 355.02; 629.12

АНАЛІЗ МЕТОДІВ РОЗПІЗНАВАННЯ МОРСЬКИХ ОБ’ЄКТІВ В СИСТЕМАХ МОРСЬКОЇ ОХОРОНИ

Руденко Юрій Володимирович, аспірант
Національний університет кораблебудування ім. Адмірала Макарова
Україна, Миколаїв
samsung.z.ltd@gmail.com

Анотація

У даній роботі розглядаються методи розпізнавання морських об’єктів в системах морської охорони. Важливість даної роботи полягає у достовірній ідентифікації плавучих засобів, так як існує висока ймовірність терористичної діяльності на морі. Методи запропоновані у даній роботі можуть бути використані у практичному застосуванні в цілях морської охорони.

***Ключові слова**: розпізнавання; ідентифікація; автоматизація; кораблі і судна; морська охорона.*

Вступ Зростання кількості плавзасобів в районах інтенсивного судноплавства (протоках, рейдах, акваторіях портів і т.н.), а також загроза терористичної діяльності на морі вимагають використання новітньої технічних засобів для цілодобово контролю безпеки судноплавства в цих районах.

Впродовж останнього десятиріччя характеризується інтенсивним розвитком, вдосконаленням, а також розширенням областей застосування радіолокаційних станцій спостереження морської поверхні і надводних об'єктів як в цивільних галузях (картографії, дослідженні природних ресурсів, вирішенні завдань науково-технічного і прикладного характеру), так і у військових цілях. Особливо актуальні завдання класифікації

спостережуваних об'єктів і побудови математичних моделей сигналів від цих об'єктів для різних безпілотних літальних апаратів.

Актуальність даної теми обумовлена тим, що час не стоїть на місці і технології у всьому світі стрімко розвиваються, тому виникає необхідність розробляти більш сучасні методи розпізнавання морських об’єктів.

Метою даної роботи – є аналіз методів розпізнавання морських об’єктів в системах морської охорони.

Основні тези

Будь які розробки потребують методів, завдяки яким досягають поставлених цілей. Сфера морської охорони теж не виняток. Відповідно до цього існують методи розпізнавання морських об’єктів.

1 Метод на основі бази еталонних зображень

База еталонних зображень включає в себе, крім зображень і їх характеристик, ще й дані про параметри отримання цих зображень, таких як дальність до об'єкта, вертикальний і горизонтальний кути зйомки (для морських цілей кут відраховується від напрямку на географічний північ) і параметри ОЕС для того, щоб можна було перераховувати еталонні зображення в масштаби поточних зображень розпізнаваних об'єктів.

В якості еталонних зображень база повинна включати в себе набір зображень об'єктів, знятих під різними ракурсами. На рис. 1-5 показані приклади еталонних зображень для вертикального кута візування [1], рівного 0° і для набору горизонтальних ракурсів.



Рис. 1. Курс 0^0



Рис. 2. Курс 30^0



Рис. 3. Курс 60^0



Рис. 4. Курс 90^0



Рис. 5. Курс 150^0

Рис. 1-5 Приклади еталонних зображень

Крім того, в базі даних еталонів зберігаються контурні зображення для всіх ракурсів, так як вони будуть необхідні для роботи алгоритмів розпізнавання.

Тактика розпізнавання морських цілей базується на наступних принципах роботи динамічних систем, що здійснюють пошук морських цілей і морських цілей:

• Політ здійснюється в конкретну точку простору, в районі якої достовірно знаходиться задана мета.

• Заздалегідь, в морських умовах, готується еталон об'єкта, що підлягає автоматичному розпізнаванню.

• У польотному завданні на конкретний політ міститься інформація про координати точки підльоту до мети, елементи орієнтації літального апарату (ЛА) щодо мети на момент підльоту (висота, похила дальність до цілі, кути курсу, тангажа і крену), кути орієнтації оптичної осі об'єктива оптико -Електронна системи (ОЕС) щодо поздовжньої осі ЛА, еталон мети, відповідний ракурсу зображення, формованого ОЕС на момент підльоту.

• Для випадку, коли підліт до області розташування цілі не забезпечує точного виведення на бажаний ракурс візування об'єкта, необхідно використовувати безліч еталонів мети, що перекриває можливі помилки навігації.

Принципи автоматичного розпізнавання розглянутих об'єктів, що пропонуються нами, базується на застосуванні теорії «контурних» зображень, дистантних напівтонових зображень і методів кореляційного аналізу. Алгоритми автоматичного розпізнавання, побудовані на цій базі, відрізняються підвищеною стійкістю до шумів і допускають часткову втрату вихідної інформації. Застосування комбінованого "контурно-дистантного кореляційного» методу можливо фактично зменшити вірогідність помилкових тревог при збереженні високої вірогідності правильного розташування.

2 Метод контурного подання поточних та еталонних зображень

Контурний алгоритм заснований на вимірюванні подібності контурних зображень, принцип якого полягає в тому, що одне з них - вихідне-Im (x, y) перетворюється в контурне бінарне зображення за допомогою наступних операцій:

$$Gx(x,y)= Im(x,y)*Hx, \quad (1)$$

$$Gy(x,y)= Im(x,y)*Hy, \quad (2)$$

де x, y - координати точки (пікселя) зображення,
* - оператор згортки,
Gx (x, y) - зображення, продиференціювали по x,
Gy (x, y) - зображення, продиференціювали по y.
Бінарне контурне зображення отримують у такий спосіб:

$$Ic(x,y) = 1 \text{ , якщо } | Gx(x,y) | + | Gy(x,y) | > Thr, \quad (3)$$

$$Ic(x,y) = 0 \text{ , якщо } | Gx(x,y) | + | Gy(x,y) | <= Thr,$$

де Thr - поріг.
Зображення для також перекладається в контурне.
На рис. 6 зображений еталон бурової установки, що підлягає розпізнаванню. Еталон представлений у вигляді напівтонового (зліва) і контурного (праворуч) зображень.



Рис. 6. Напівтоновий еталон. Контурний еталон

3 Дистантний метод розташування контурних силуетів

Метод вимірювання подібності контурних зображень пропонується в тому, що одночасно з них, наприклад, безперервно перетворюється в напівтонове, де всі пікселі мають чисті значення, рівні дистанції до найближчого контурного пікселя [1, 3]. В подальшому таке зображення буде називатися "дистантним". Процес співставлення та вивільнення заходів схожості контурного еталону з поточним, перероблениим у дистантному зображенні об'єктом, що знаходиться в процедурі виведення локальної суми Ni пікселів дистанційного зображення, "накритих" контурними пікселями еталонного зображення.

Для реалізації алгоритму розпізнавання проводиться пошук мінімуму Ni min при варіації положення поточного еталонного контуру на дистантному зображенні. Мінімальний мінімум для перебору всього еталонного безлічі дає клас і точне положення досліджуваного об'єкта.

4 Комбінований метод розпізнавання

Комбінований алгоритм автоматичного розпізнавання цілей працює наступним чином. На першому циклі розпізнавання, поточне зображення переводиться в дистантну форму, і по ньому здійснюється сканування контурним еталоном. Для кожної точки x,y положення стриба аналізу з контурним еталоном розраховується чисельне значення локальної суми Ni (дистанція, тобто сума значень пікселів дистантного зображення, "накритих" контурними пікселями еталонного зображення).

В кінці проходу по всьому зображенню обчислюється середнє значення "Дистанції" $N_{ср}$.

На поточному напівтоновому зображенні позначаються тільки ті точки (див. Рис. 5), для яких значення локальних дистанцій менше порога, що задається як:

$$N_{пор} = N_{ср} * K , \quad (9)$$

Де K – коефіцієнт.
На рис. 7 сірим кольором виділена область, що не задовольняє умові (9).

$$Ni (x,y) >= Nпор . \quad (10)$$

За рештою точкам, де (9) справедливо, працює кореляційний алгоритм і в тих точках аналізу, де R (m,n) > Rcorr, де Rcorr заданий поріг, шукається положення максимуму, який і визначить положення розпізнається мети.



Рис. 7. Результат роботи дистантного алгоритму

Висновки

У даній роботі було проведено аналіз чотирьох методів для розпізнавання морських об’єктів в системах морської охорони. Завдяки цим методам можливо отримати меншу похибку у процесі розпізнавання.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Стержанов, М. Методики виділення зв'язкових компонент в штрихових бінарних зображеннях / М. Стержанов // 20 Міжнародна конференція з комп'ютерної графіки та зору (Графікон). - 2010. - С. 169-174.

[2] Глумов, Н.І. Метод швидкої кореляції з використанням шаблонів при розпізнаванні об'єктів на зображеннях / Н.І. Глумов, Е.В. М'ясників, В.Н. Копенко, М.А. Чічёва // Комп'ютерна оптика. - 2008. - Т. 32, No 3. - С. 277-282.

[3] Оптичний потік [Електронний ресурс]. Вільна енциклопедія Wikipedia. URL: http://ru.wikipedia.org/wiki/Оптический_поток.

[4] Оптичний потік [Електронний ресурс]. Багатофункціональний сайт. URL: http://habrahabr.ru/post/201406.

Rudenko Yurii Volodymyrovych

Analysis of methods of recognition of sea objects in systems of sea protection

This paper considers methods for recognizing marine objects in marine security systems. The importance of this work lies in the reliable identification of vessels, as there is a high probability of terrorist activity at sea. The methods proposed in this work can be used in practical application for maritime protection.

***Keywords**: recognition; identification; automation; ships and vessels; naval protection.*

УДК 629.5.01

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ КОЭФФИЦИЕНТОВ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ТЕЛЕУПРАВЛЯЕМЫХ ПОДВОДНЫХ АППАРАТОВ

Дун Синьшо. к.т.н.
Университет науки и технологии Цзянсу
Китай, город Чжэньцзян (Zhen Jiang)
E-mail: michael3123@yandex.ru,

***Аннотация.** В работе предложен метод определения гидродинамических коэффициентов с использованием программы вычислительной гидродинамики и теории аппроксимации дискретных данных при проектировании телеуправляемых подводных аппаратов.*

***Ключевые слова**: подводные аппараты, гидродинамические коэффициенты, программы вычислительной гидродинамики, теория аппроксимации дискретных данных.*

Телеуправляемые подводные аппараты (ТПА, англ. Remotely Operated Vehicles - ROVs) имеют такие характеристики, как длительное плавание, высокая работоспособность и т.д., и в настоящее время является одним из наиболее широко используемых подводных аппаратов в области морской инженерии. ТПА могут использоваться в таких отраслях, как поисково - спасательная работа, осмотр подводных мостов и трубопроводов, ремонт корпуса судов и буровых платформ, научно-исследовательская работа, подводная археология и др.

Для того чтобы ТПА имели хорошие мореходные качества на этапах проектировании, проводили исследования по управлению их движением под водой, необходимо получить гидродинамические коэффициенты ТПА с достаточной степенью точности. Данная работа посвящена разработке метода определения гидродинамических коэффициентов первого порядка с помощью вычислительной гидродинамики при проектировании малогабаритного ТПА.

Уравнения динамики ТПА обычно записывают в подвижной системе координат *Oxyz* – это система координат, которая полностью связана с корпусом судна, перемещается и вращается вместе с ним [1]:

$$m\left[\dot{u}-vr+wq-x_G\left(q^2+r^2\right)+y_G\left(pq-\dot{r}\right)+z_G\left(pr+\dot{q}\right)\right]=X$$

$$
\begin{aligned}
&m\left[\dot{v}-wp+ur-y_G\left(p^2+r^2\right)+z_G\left(qr-\dot{p}\right)+x_G\left(pq+\dot{r}\right)\right]=Y\\
&m\left[\dot{w}-uq+vp-z_G\left(p^2+q^2\right)+x_G\left(pr-\dot{q}\right)+y_G\left(rq+\dot{p}\right)\right]=Z\\
&I_x\dot{p}+\left(I_z-I_y\right)qr-\left(\dot{r}+pq\right)I_{xz}+\left(r^2-q^2\right)I_{yz}+\left(pr-\dot{q}\right)I_{xy}\\
&+m\left[y_G\left(\dot{w}+vp-uq\right)-z_G\left(\dot{v}+ur-wp\right)\right]=K\\
&I_y\dot{q}+\left(I_x-I_z\right)rp-\left(\dot{p}+qr\right)I_{xy}+\left(p^2-r^2\right)I_{zx}+\left(qp-\dot{r}\right)I_{yz}\\
&+m\left[z_G\left(\dot{u}+wq-vr\right)-x_G\left(\dot{w}+vp-up\right)\right]=M\\
&I_z\dot{r}+\left(I_y-I_x\right)pq-\left(\dot{q}+rp\right)I_{yz}+\left(q^2-p^2\right)I_{xy}+\left(rq-\dot{p}\right)I_{zx}\\
&+m\left[x_G\left(\dot{v}+ur-wp\right)-y_G\left(\dot{u}+wq-vr\right)\right]=N
\end{aligned}
\qquad (1)
$$

где m–масса ТПА; u, v, w – составляющие скорости начала координат подвижной системы координат $Oxyz$; p, q, r – составляющие угловой скорости ТПА относительно начала коодинат $Oxyz$; I_x, I_y, I_z, I_{xy}, I_{yz}, I_{zx}–моменты инерции и центробежные моменты инерции ТПА относительно осей $Oxyz$; x_G, y_G, z_G–координаты центра тяжести ТПА; X, Y, Z–составляющие главного вектора внешних сил, действующих на ТПА; K, M, N – составляющие главного момента внешних сил относительно начала координат $Oxyz$.

Для простоты и удобства вычислений, пусть оси системы координат $Oxyz$ совпадают с главными центральными осями инерции ТПА, то все центробежные моменты инерции и координаты центра тяжести ТПА равны нулю. В этой работе рассматривают только четыре степени свободы движения ТПА: поперечно-горизонтальная, продольно-горизонтальная, вертикальная качки и рыскание. Таким образом, имеем уравнения динамики ТПА в виде:

$$
\begin{aligned}
m\left(\dot{u}-vr\right)&=X\\
m\left(\dot{v}+ur\right)&=Y\\
m\dot{w}&=Z\\
I_z\dot{r}&=N
\end{aligned}
\qquad (2)
$$

Пренебрегая силами морской природы (волнение, ветер и течение) и силой натяжения троса, внешние силы, действующие на ТПА, могут подразделяться на гидростатические силы τ_P, активные силы (в основном сила тяги гребных винтов) τ_C и гидродинамические силы инерционной и вязкостной природы τ_H.

Гидродинамические силы, приложенные к ТПА, могут быть написаны следующим образом:

$$
\tau_H=\tau_H\left(\boldsymbol{U},\boldsymbol{\Omega},\dot{\boldsymbol{U}},\dot{\boldsymbol{\Omega}}\right)=\tau_H\left(u,v,w,\dot{u},\dot{v},\dot{w},p,q,r,\dot{p},\dot{q},\dot{r}\right). \qquad (3)
$$

При решении задач динамики ТПА с целью упрощения производится аппроксимация гидродинамических силы, наиболее распространённой аппроксимацией является разложение в ряд Тейлора гидродинамических силы в окрестности точки:

$$
\tau_{H0}\left(u_0,v_0,w_0,\dot{u}_0,\dot{v}_0,\dot{w}_0,p_0,q_0,r_0,\dot{p}_0,\dot{q}_0,\dot{r}_0\right).
$$

Выбираем прямолинейное равномерное движение как начальное состояние, т.е. $u_0 \neq 0$, а

$$
v_0=w_0=\dot{u}_0=\dot{v}_0=\dot{w}_0=p_0=q_0=r_0=\dot{p}_0=\dot{q}_0=\dot{r}=0.
$$

В связи с тем, что в работе рассматривают только малогабаритные тихоходные ТПА, отсечём все члены выше первого порядка, более того, ТПА симметричен относительно диаметральной плоскости. Таким образом, гидродинамические силы инерционной и вязкостной природы можно написать как:

$$
\begin{aligned}
X_H&=X_0+X_u\Delta\mathrm{u}+X_{\dot{u}}\dot{u}\\
Y_H&=Y_v v+Y_r r+Y_{\dot{v}}\dot{v}+Y_{\dot{r}}\dot{r}\\
N_H&=N_v v+N_r r+N_{\dot{v}}\dot{v}+N_{\dot{r}}\dot{r}\\
Z_H&=Z_0+Z_w w+\mathrm{Z}_{\dot{w}}\dot{w}
\end{aligned}
\qquad (4)
$$

где $X_u, X_{\dot{u}}, Y_v, Y_r, Y_{\dot{v}}, Y_{\dot{r}}, N_v, N_r, N_{\dot{v}}, N_{\dot{r}}, Z_w, Z_{\dot{w}}$ – гидродинамические коэффициенты.

На основе теории вязкого течения с использованием программы вычислительной гидродинамики (например FINE / Marine или Fluent) моделируют четыре вида вынужденного периодического движения: поперечно-горизонтальное, продольно-горизонтальное, вертикальное колебания и рыскание, в качестве примера рассмотрим вынужденное вертикальное колебание ТПА:

$$\begin{cases} \zeta = a\sin\omega t \\ w = \dot{\zeta} = a\omega\cos\omega t \\ \dot{w} = \ddot{\zeta} = -a\omega^2\sin\omega t \end{cases} \quad (5)$$

где *ζ*–вертикальное перемещение ТПА; *a*–амплитуда; *ω*–угловая частота.

Получим

$$Z_H = Z_0 + Z_w w + Z_{\dot{w}}\dot{w} = Z_0 + a\omega Z_w\cos\omega t - a\omega^2 Z_{\dot{w}}\sin\omega t\,. \quad (6)$$

С использованием программы вычислительной гидродинамики получаем дискретные значения вертикальной составляющей главного вектора гидродинамических сил Z_H в различные времена расчета, средние значения $Z_0, Z_w, Z_{\dot{w}}$ могут вычисляться в MATLAB методом аппроксимации дискретных данных. Очевидно, что значения $Z_H, Z_0, Z_w, Z_{\dot{w}}$ зависят от угловой частоты вынужденного периодического движения. При различных угловых частотах получают ряд средних значений $Z_0, Z_w, Z_{\dot{w}}$, и затем можем построить графики функции $Z_0(\omega), Z_w(\omega), Z_{\dot{w}}(\omega)$, зависящие от угловой частоты *ω*.

Подобным путем производятся моделирования по вынужденному поперечно-горизонтальному, продольно-горизонтальному колебанию и рысканию ТПА, получаются

$X_u, X_{\dot{u}}, Y_v, Y_r, Y_{\dot{v}}, Y_{\dot{r}}, N_v, N_r, N_{\dot{v}}, N_{\dot{r}}$.

Выводы.

При проектировании ТПА полученные гидродинамические коэффициенты могут использоваться для моделирования управляемости, маневренности ТПА и решения задач в области управления.

Данная работа выполнена при поддержке научно-исследовательского гранта для молодых кандидатов наук (№ 1012931704).

REFERENCES

[1] Fossen, T. I. Handbook of marine craft hydrodynamics and motion control. Chichester: John Wiley & Sons, Ltd, 2011.
[2] Рождественский, В. В. Динамика подводной лодки. Том 1-2. Л. Судостроение, 1970.
[3] Пантов, Е. Н. Основы теории движения подводных аппаратов. Пантов Е.Н. Л. Судостроение, 1973.
[4] Fu Mingyu, Wang Yuanhui, Wang Chenglong. Моделирование движения морского транспортного средства. Харбинский инженерный университет [in Chinese], 2017.
[5] Chu Honggui. Research on hydrodynamic coefficient and motion control of underwater flaw detection robot. Jiangsu University of Science and Technology [in Chinese], 2020.

Dong Xinshuo

Title of the report: Method for determining hydrodynamic coefficients in the design of Remotely Operated Vehicle

Text of the annotation*. The paper proposes a method for determining hydrodynamic coefficients using the computational fluid dynamics and the theory of approximation of discrete data in the design of Remotely Operated Vehicle.*

Keywords: Remotely Operated Vehicle, hydrodynamic coefficients, computational fluid dynamics, the theory of approximation.

NUMERICAL SIMULATIONS OF LINEARLY STRATIFIED FLOW AROUND A SUBMERGED CYLINDER

Ma Weizhuang, Ph. D., Assistant Professor [1], Hanpanpan, PhD student[2]
[1]College of Ocean Science and Engineering, Shandong University of Science and Technology;

[2] School of Naval Architecture, Ocean and Civil Engineering, Shanghai Jiao Tong University.
[1] China, Qingdao; [2] China, Shanghai.
[1] maweizhuang@sdust.edu.cn.

Abstract. *Simulation methods were developed in order to achieve the purpose of detecting the wake of a submerged body moving in the continuous stratified flows. This paper discusses the methods of numerical simulations of the flow around a 2D cylinder based on the multiphase mixture model. At first, this work uses the LES methods to give a numerical simulation scheme of the stratified flow at high Fr number, and the characteristics of wake match corresponding results well; RANS method was used to simulate stratified flow at low Fr and low Re, and the quantitative descriptions for flow field are achieved; By numerical investigation on different viscous models, RSM model seems to be the most reasonable model for its anisotropic hypothesis and wall function should used concerning on near-wall treatment. Based on multiphase mixture model, numerical method is established Fr range from low to high and viscous model range from laminar to turbulent.*

Keywords: *Stratified flow; wake; multiphase flow; large eddy simulation.*

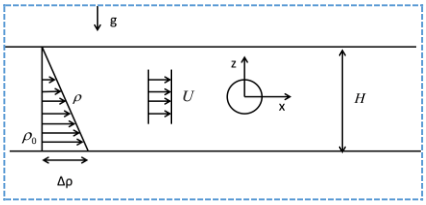
INTRODUCTION

As is known to us all, the ocean is density stratification especially in the vertical direction. When a submerged body moving in the ocean, it can leaves a lot of wake features because of the stratification effect. It also can produce some singular flow phenomenon which different from the uniform environment. For instance, lee waves can be observed clearly in the wake of the submerged bodies when they moving at low speeds. These characteristic wakes will cause some changes of the gravity waves on the free surface. For example, the wave amplitude on the free surface may be converged and diverged for a long time (Wang, 2012; Ouchi, 2013; Spedding, 2014). Beside of that, a lot of researchers describe the formation of lee waves for the flows around cylinders with different *Fr* number based on the methods of asymptotic analysis (Miles, 1968; Long, 1955; Lighthill, 1970).

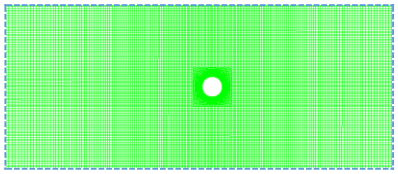
Many other researchers also study the linear density stratified flow phenomena past a circular cylinder by experimental methods (Stevens-on, 1968, 1979; Boyer, 1989, 1995). There is few works on the flow around a cylinder in a linear stratified fluid. And especially lack of researches on the implementation methods based on the numerical simulations. Yao (2011) has proposed a simulation method for continuous stratified fluid flow based on the mixture model for multiphase flow. This method can be used to simulate the flow of the source caused internal wave wakes and the wave resistance in different *Fr* numbers and the numerical results are consistent with the test result. However, the study did not give the detailed characteristics of the flow field, and the applications of this method in the high Fr number conditions is not discussed. In this paper, the mixture model for multiphase flow is used to simulate the internal wave wakes of a cylinder moving in the linear stratified flow. Numerical simulations cover from low Fr number to the high *Fr* number. Considering the anisotropy of stratified fluid flow, the applications of different turbulence models are also discussed.

NUMERICAL METHEOD

The computational domain diagram and mesh of this study is shown on figure 1.



(a) Computational domain diagram



(b) Mesh partition

Fig.1 Computational domain

Dimensionless parameters used in this paper are:

Internal Fr number,

$$Fr = U / Nd \tag{1}$$

Reynolds number,

$$Re = Ud / \upsilon \tag{2}$$

Dimensionless time,

$$t' = tU / d \tag{3}$$

Where *U* is the flow velocity, and *d* is the diameter of the cylinder, *t* is the flow time in numerical simulation and the drag time in the experimental conditions, t'_n is the dimensionless time for numerical simulation, t'_e is the dimensionless time for experimental, υ is the kinematics viscosity coefficient of fluid, N is the buoyancy frequency,

$$N = (g\Delta\rho / \rho_0 H)^{1/2} \tag{4}$$

g is the acceleration of gravity, and other parameters for N are shown in Fig.1.

The mixture model assumes that all the phases are balanced in short local spatial scale. The governing equations are the momentum equation and continuity equation of the mixed phases. In addition, a volume fraction equation should be included for each phase through the numerical calculation. The volume fraction of the P phase is obtained by solving the continuity equation of the P phase, that is:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_P \rho_P) + \nabla \cdot (\alpha_P \rho_P \vec{v}_m) = 0 \tag{5}$$

Among them, $\vec{v}_m$ is the average of each phase velocity, in this case of this work, each phase has the same speed. And α_P is the volume fraction of phase P. The two kinds of fluid with the same kinematics viscosity and with different density, We define one is the primary phase and the other is the secondary phase. By specifying the volume fraction of each phase in different vertical positions, the continuous stratification can be realized. The volume fraction distributions of the two phases are as follows($\rho_2 > \rho_1$):

$$V_1 = (z + H/2)/H \tag{6}$$

$$V_2 = 1 - (z + H/2)/H \tag{7}$$

ρ_1 is the density of the primary phase and ρ_2 is the density of the secondary phase. V_1 is the volume fraction of primary phase and V_2 is the volume fraction of the secondary phase. Density at each location is:

$$\rho = (\rho_1 - \rho_2) z / H + (\rho_1 + \rho_2)/2 \tag{8}$$

At this time the density of the fluid is linear stratified. In order to be consistent with the test conditions, the height of the fluid field is set to 20cm, the cylinder diameter is set to 2.4cm, and the inlet and outlet boundaries are far enough. The reference density is ρ_0 =998 kg/m^3, and Density change is $\Delta\rho$ =20.58 kg/m^3, then the buoyancy frequency is N =1 rad/s.

According to the theory research, when the *Fr* number is small, there are lee waves in the wake, and when the *Fr* number is large, the vortex structure in the wake plays a key role. Through the test of Boyer, when the *Fr* reach to 0.4, the main features in the wake is already not the lee wave, and then the vortex structure in the wake is getting the upper hand. According to this conclusion, We define the *Fr*>0.4 is high, and the *Fr*<0.4 number is low. Under the circumstances of the low *Fr* number, the internal wave wake can be simulated by using the RANS method. In the high *Fr* number condition, the effect of turbulence in the wake will be enhanced, when the RANS method erases the temporal fluctuation component of the turbulence, therefore RANS method is not suitable to obtain satisfactory results for the high *Fr* number. For the high *Fr* number, LES method is implemented. The main operating conditions and specific settings are shown in Table 1. The numerical results are compared well with the experimental results of Boyer.

Table 1 Conditions of stratified flow around a cylinder

Index		*Fr*	*Re*
1	Low *Fr*	0.018	12

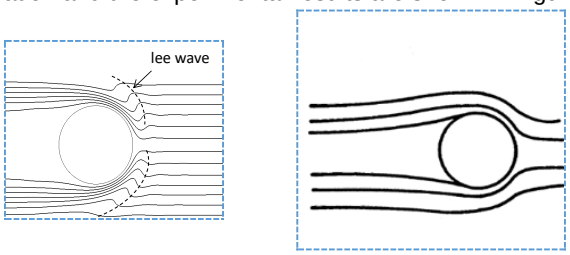
2	Number	0.08	1500
3	High *Fr*	0.88	480
4	Number	1.77	960

NUMERICAL RESULTS

The numerical results for low *Fr*

Numerical results in laminar flow

In this paper, the numerical simulation of the laminar flow around a circular cylinder is performed. The streamline pattern of the numerical simulation and the experimental results are shown in Figure 2.

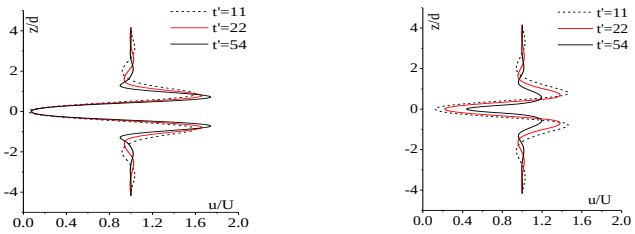


(a) (b)

Fig.2 Streamline for Fr =0.018, Re =12

(a) numerical result, (b) experimental result

Numerical results are consistent well with the experimental results. There are also some differences in the numerical results, the lee wave wake pattern of the cylinder is symmetric due to the volume effect of the cylinder. And the lee wave peak line asymmetric up and down. There is no new lee wave generation in the direction of flow. Fig.3 shows the velocity profile of the numerical results at $x = \pm 7.5\,d$ when t_n' =11, 22 and 54. Which Fig.1 (a) is the velocity profile curve for the upstream and Fig.1 (b) is the velocity profile curve for the downstream. The flow diagram showing that the velocity crest value of upstream velocity profile and the velocity trough value of the downstream velocity profile are all increase with time. The flow formed in the stratified flow is a quasi-steady state, and the velocity profile is slightly different at different time.



(a) (b)

Fig.3 Numerical results of velocity profiles upstream and downstream of cylinder at $x = \pm 7.5\,d$ for *Fr*=0.018, *Re*=12, t_n' =11,22,54.

Fig. 4 is the velocity profile curve at t_e' =21, 42 and 62, Which Fig.4(a) is the velocity profile curve for the upstream and Fig.4(b) is the velocity profile curve for the downstream. The study shows that the downstream speed profile curve is "two sections curve" with the relative speed is less than 1 in the near of the axis. The velocity profile of the numerical results are qualitatively consistent with the experimental results.

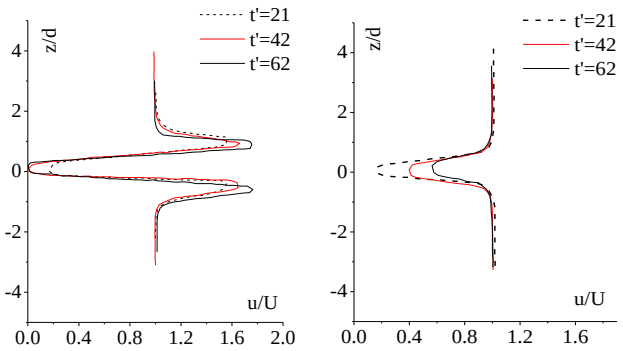


Fig.4 Experimental results of velocity profiles upstream and downstream of cylinder at for *Fr*=0.018, *Re*=12, $t_e^{'}$=21,42,62

The numerical time is not correspond to the test time in the begin. But in a numerical moment, if the upstream velocity profile is correspond to the test time, then the downstream velocity profile of the numerical results will bring into correspondence with the test results at the same during the subsequent. Fig.5 shows the numerical results of $x=\pm 7.5\,d$ at t_n'=15 and t_n'=67. The comparison of the numerical results to the text velocity profile at t_e'=21 and t_e'=62 can verify this rule. The extreme of the velocity profile represents the maximum or minimum value of the velocity somewhere. When the upstream velocity profile curve mutual anastomosis with time, the downstream velocity profile is consistent with the results of the two groups. The relative error of the trough is less than 2%. This proofs that the numerical results agree well with experimental results quantitatively. The mixture model is a effective method for the simulation of the internal wake at low *Fr* number.

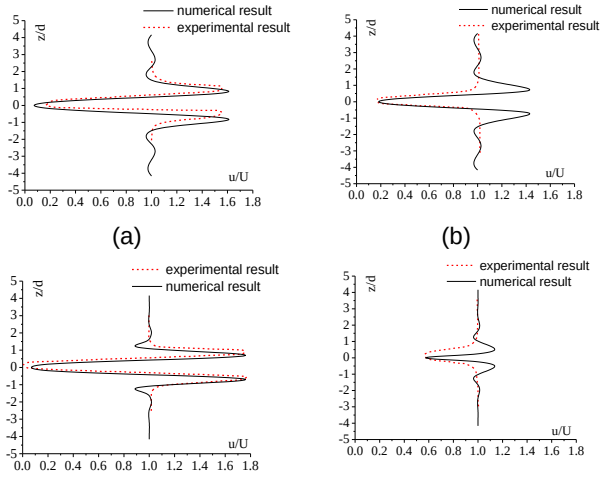
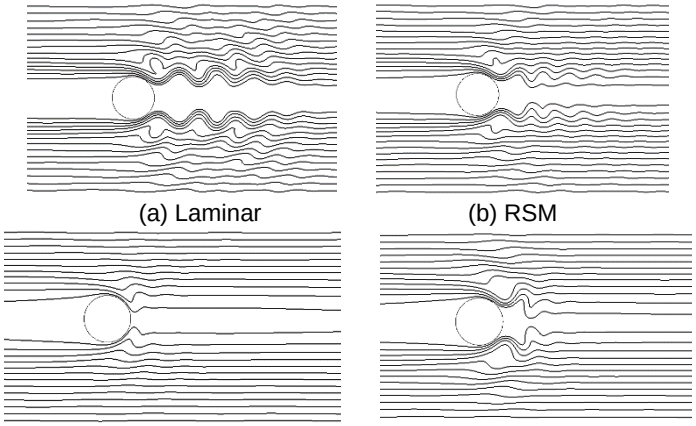


Fig.5 Velocity profiles upstream and downstream of cylinder under numerical and experimental conditions. (a, c) upstream ; (b, d) downstream ; for (a, b) t_n' =15, t_e' =21 ; for (c, d) t_n'=67, t_e' =62

The influence of turbulence model on numerical results

Based on the preorder work for laminar model, keeping the same number of *Fr* =0.08, we change the speed and the characteristic length of the cylinder in order to get different numerical simulation results for *Re* number varies from 240 to 6000. It found that the wake characteristics are similar to the results of *Fr*=0.17 and *Re*=98.7. It shows that the flow line is "calabash shape" in the near of the axis and also the lee wave generates behind the cylinder. The results for different turbulence models at *Re*=1500 are shown in Fig.6. We can find that the characteristics of the wake and the "calabash shape" streamline feature in the wake of the RSM model results are the most close to that in the laminar flow model. The SST model is more similar to the laminar state. The $k-\varepsilon$ model results are relatively large difference with the laminar model. For the lee wave characteristics in the wake, the results under RSM model are in good agreement with the laminar model results. There are only one pair of lee wave in the results of $k-\varepsilon$

model. The lee wave wakes of the SST model are decay very quickly, and there only two pairs of lee waves. In fact, the turbulence model is based on the assumption of the Eddy viscosity hypothesis and isotropic. But in the density stratified fluids, the density is not isotropic, so it is more reasonable to use the RSM model which is not restricted by isotropy assumption. It is worth mentioning that in the result of the RSM model in Fig.6, it using the wall function to deal with the near wall. If it uses the enhanced wall function and the result is similar to that of the SST model under the same condition. When it comes to the $k-\varepsilon$ model, there is no difference between the results of the SST model when using the wall function or the enhanced wall function. It has the same conclusion between the *Re*=6000 and the *Re*=1500.



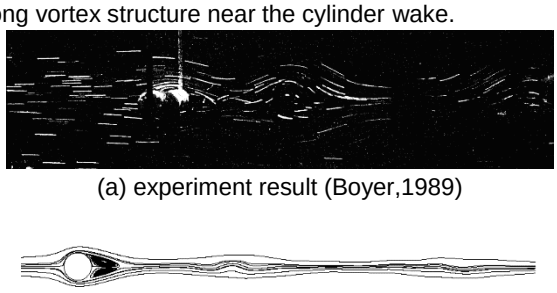
(a) Laminar (b) RSM

(c) $k-\varepsilon$ (d) SST

Fig.6 The numerical results under different viscous models

The numerical results for high *Fr*

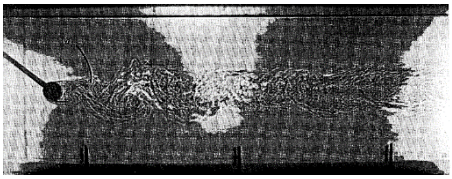
This paper uses the LES model to research the wake of the cylinder at high *Fr.* Fig.7 shows the experimental results and numerical results of the flow around a circular cylinder under the condition of *Fr*=0.88 and *Re*=480. The two results are roughly the same for the wake streamline shape. And there all have a pair of vortices in the wake behind the cylinder. The first wave packet generates at a distance of 6 times the diameter of the cylinder center. The second wave packets generates at a distance of 16 times the diameter of the cylinder center. The difference between the results is that the wave package amplitude of numerical results is smaller than the experimental results. In fact, in order to keep consistent with experiment, the distance from the center of the cylinder to the upper and lower bound is 4.17 d . So there is a non-negligible effect for the boundary conditions during the numerical simulations. And the experiment takes the manner of drag a cylinder, so the boundary conditions of the physical tank is relatively small. Fig.8 shows the experimental results and numerical results of the flow around a circular cylinder under the condition of *Fr*=1.77 and Re =960. The typical characteristics of wake in this condition is that the wake presents fully turbulent wake state. And there has a strong vortex structure near the cylinder wake.



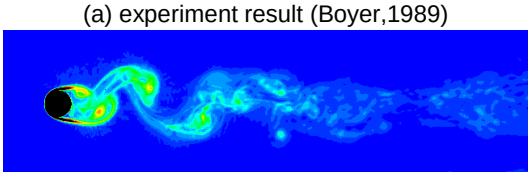
(a) experiment result (Boyer,1989)

(b) numerical result

Fig.7 Experimental and numerical results for Fr =0.88, Re =480



(a) experiment result (Boyer,1989)



(b) numerical result

Fig.8 Experimental and numerical results for Fr =1.77, Re =960

CONCLUSIONS

This paper based on the mixture model for multiphase flow to simulate the flow around a cylinder in a linearly stratified fluid. The feasibility of the numerical method to study of stratified wake has been discussed.

1. At the condition of Fr =0.18, Re =12, the wake streamlines of the numerical results are qualitatively consistent with the experimental results. The velocity profile of the upstream and the downstream with the time is the same between the numerical results and experimental results. The peaks and troughs of the velocity is similar for the tow results and the error ratio is less than 2%. The mixture model for multiphase flow based on RANS method can well simulate the stratified internal wave wake at low *Fr* number.

2. When it comes to the turbulent model, it is most reasonable to simulate the stratified flow by using the RSM model which is not restricted by the isotropy assumption.

3. The use of LES model to simulate the flow around the cylinder and under the condition of high *Fr* number can get results of good agreements with the test. This fully shows the mixture model for multiphase flow based on the LES model can well simulate the stratified wake at high *Fr* number.

A numerical method is developed to simulate the continuous density stratified flow of different *Fr* numbers with varies *Re* numbers from laminar flow to turbulent flow. This method can effectively simulate the wake of the submersed body.

LIST OF SOURCES

[1] Wang, J. (2012). The characteristics of internal waves excited by towed bodies with different aspect ratios in a stratified fluid. Chinese ence Bulletin, 57(8), 606-617.

[2] Ouchi, K. (2013). “Recent Trend and Advance of Synthetic Aperture Radar with Selected Topics,” Remote Sens, 5(2),716-807.

[3] Spedding, GR (2014). “Wake Signature Detection,”Annu Rev Fluid Mech, 46,273-302.

[4] Miles, JWH (1968). “Lee Waves in a Stratified Flow. Part 2. Semi-Circular Obstacle,” J Fluid Mech, 33(4), 803-814.

[5] Long, RR(1955). “Some Aspects of the Flow of Stratified Fluids,” Tellus, 7(3), 341-357.

[6] Lighthill, MJ(1970). “On Waves Generated in Dispersive Systems to Travelling Forcing Effects, with Applications to the Dynamics of Rotating Fluids,”Hyperbolic Equations and Waves, Springer, 124-152.

[7] Stevenson, TN(1968). “Some Two-Dimensional Internal Waves in a Stratified Fluid,” J Fluid Mech, 33(04), 715-720.

[8] Stevenson, TN, Chang, WL, Laws P (1979). “Viscous Effects in Lee Waves,” Geophy Astro Fluid, 13(1), 141-151.

[9] Boyer, DL, Davies, PA, Fernando, H (1989). “Linearly Stratified Flow Past a Horizontal Circular Cylinder,” Philosophical Transactions of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 328(1601), 501-528.

[10] Xu Y, Fernando, HJ, Boyer, DL(1995). “Turbulent Wakes of Stratified Flow Past a Cylinder,”Phys Fluids, 7(9), 2243-2255.

[11] Yao ZC, Zhao F, Hong FW(2011). “A CFD Simulation Method for Internal Waves Generated by Moving Body in Continuously Stratified Fluids,”Proc 23rd National Conference on Hydrodynamics and 10th National Congress on Hydrodynamics, Xi’an, China,106-112.

Ma Weizhuang, Han Panpan

Numerical Simulations of Linearly Stratified Flow around a Submerged Cylinder

Keywords: Stratified flow; wake; multiphase flow; large eddy simulation

DYNAMIC SIMULATION ON BOIL-OFF GAS HANDLING FOR LIQUEFIED NATURAL GAS-FUELED SHIP DURING BUNKERING PROCEDURE

Yude Shao, Ph.D, Lecturer[1]
[1]College of Ocean Science & Engineering college, Shandong University of Science & Technology
[1] Qingdao, China
[1] sdustshao@163.com

Abstract. *According to the strict international regulations, liquefied natural gas (LNG) has been recognized as one of the most reliable alternatives to conventional marine fuels. LNG fueled ships have a much lower emission rate than any other ships that using the conventional petroleum fuels. It would emit almost no sulfur oxides (SOx) and particulate matter (PM), while the emissions of nitrogen oxides (NOx) and carbon dioxide (CO_2) would be reduced by 85 percent and 30 percent, respectively. The LNG bunkering is an indispensable and important process in LNG fueled ships operation, and the ship-to-ship (STS) LNG bunkering is considered to be the most practical method by virtue of its flexibility and efficiency. The boil off gas (BOG) is generated by the heat ingress or decompressing liquefied natural gas. The BOG is not only a waste of LNG, but also will affect the bunkering procedure and damage the facility if vapor is generated during the LNG bunkering procedure. In order for the bunkering procedure to be carried out within a safe range, the BOG generation should be optimized to the minimum. In this study, several case studies focused on the changes in the BOG generation and other effects of STS LNG bunkering procedures given differences in the bunkering time limit were investigated and analyzed based on the commercial software Aspen HYSYS. The time limit for the different STS LNG bunkering scenario was set to 50-150 minutes. Case studies indicate that the BOG amount generated by STS LNG bunkering could be calculated using a mathematical model instead of cumbersome dynamic simulation. Through this study, it could be helpful as a feasibility study for ship-to-ship LNG bunkering in any other ports and provide specific guidelines to adjust the BOG handling during any type of LNG bunkering procedure.*

.

Keywords: *LNG fueled ship, Ship-to-ship LNG bunkering, Boil-off gas (BOG).*

Background

Liquefied natural gas (LNG) as a marine fuel is considered as a realistic and feasible solution that complies with the stringent emissions regulation issued by the International Maritime Organization (IMO). As LNG is a cryogenic liquid and its transfer can generate a significant amount of boil-off gas (BOG), and thus the LNG bunkering procedure for LNG fueled ships is different from the HFO bunkering. The BOG increases the pressure in the fuel storage tank of the LNG-fueled ship. In order to keep the pressure in the tank within a safety range, the BOG should be treated properly by removing, re-liquefying, using as a fuel or burning [1]. Most of the earlier researches are based on boil off rate and simulation, which consumed a lot of time and computing resources. Therefore, a formula for calculating the BOG amount is urgently needed.

In this study, several case studies focused on the variations of the BOG generation and other effects of LNG bunkering procesure during differences bunkering time limit were conducted based on the commercial software Aspen HYSYS. On the basis of this, a mathematical model for calculating BOG amount was developed, which can replace the dynamic simulation.

Methods

LNG Bunkering timeline

The STS bunkering scenario timeline is according to the ISO/TS 19683 standard. Fig.1 shows the time limit for the bunkering procedure was set to 50~150 minutes to complete the bunkering procedure. In order to distinguish different actions obviously during the bunkering operation, the bunkering scenario is divided into three stages: before, during and after bunkering.

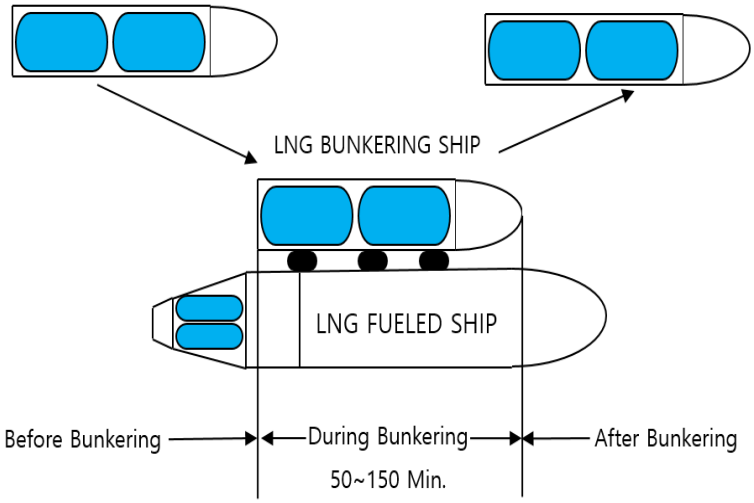


Fig. 1. Bunkering timeline for ship-to-ship LNG bunkering procedure.

Results

Through the dynamic simulation method, it is unrealistic to calculate the BOG amount generated in any bunkering time limit. Therefore, based on the simulated data, the Sigmoidal Weibull function type 2 was used to fit the simulated data [2], as shown in Fig.2. The amount of BOG generation could be performed as Eq. (1):

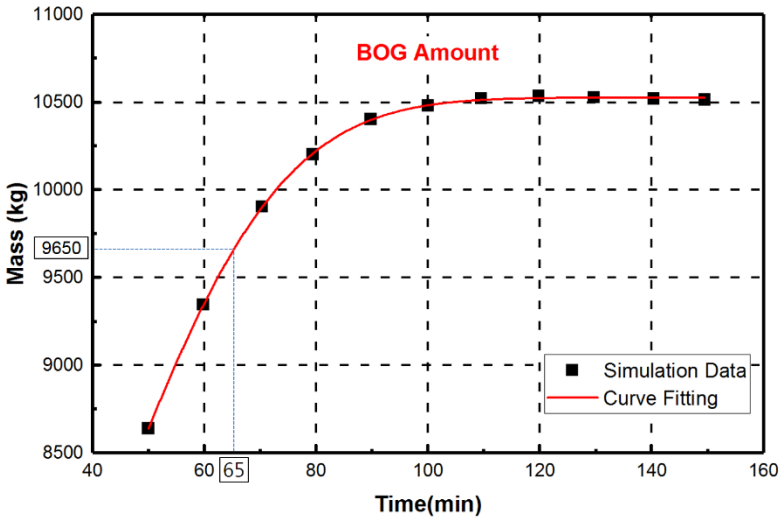


Fig. 2. Mass of BOG generation amount and its curve fitting result.

$$\dot{m}_{BOG} = A - (A - B)e^{-(kt)^d} \quad (1)$$

LIST OF SOURCES

[1] Yun, S., Ryu, J., Seo, S., Lee, S., Chung, H., Seo, Y., & Chang D. (2015) Conceptual design of an offshore LNG bunkering terminal: a case study of Busan Port. *J Mar Sci Technol*, 2, 226-237.

[2] Seo, Y., Lee, S., Kim, J., Huh, C., & Chang, D. (2017) Determination of optimal volume of temporary storage tanks in a ship-based carbon capture and storage (CCS) chain using life cycle cost (LCC) including unavailability cost. *Int. J. Greenh. Gas Control*, 64, 11–22.

Yude Shao

Dynamic Optimization on Boil-off Gas Handling for Liquefied Natural Gas-fueled Ship during Bunkering Procedure

Keywords: LNG fueled ship, Ship-to-ship LNG bunkering, Boil-off gas (BOG).

УДК 629.123

МОДЕРНИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА ИНЕРТИЗАЦИИ ГРУЗОВЫХ ТАНКОВ НА ТАНКЕРАХ

Бражник И.Д., аспирант, Колегаев М.А., к.т.н., профессор,
Малахов А.В., д.ф.-м.н., профессор, Кирис А.В., к.т.н., профессор,
Горогуля Б.А., к.т.н., доцент
Национальный университет “Одесская морская академия”
E-mail: smf@onma.edu.ua

Аннотация. В данной работе рассмотрена судовая система инертных газов и показан один из основных путей ее модернизации за счет использования кавитационной обработки топлива Результаты моделирования позволили установить основные закономерности процесса возникновения кавитации в топливе.

Ключевые слова: генератор инертных газов, концентрация кислорода, кавитация, давление в потоке, диспергирование.

Во всем мировом танкерном флоте, на всех судах без исключения, используется технологический контур производства и подачи инертных газов. Его использование является обязательным, что начиная с 1978 года, регламентируется решением ИМО [1].

Основные принципы работы системы инертных газов на танкерах заключаются в сжигании дизельного топлива в генераторе инертных газов. Это устройство не связано с судовым контуром топливоподготовки и является отдельным судовым элементом.

Продукты сгорания, получаемые в генераторе инертных газов, всегда направляются только в грузовые трюма танкера во время операции смены груза или при его выгрузке. Во время вентиляции трюмов инертные газы вытесняют воздух, за счет чего снижается концентрация кислорода в объеме трюма. В этом случае устраняется вероятность появления взрывов или пожаров внутри трюмов.

Система инертных газов должна обеспечивать в любой части грузового танка атмосферу с содержанием кислорода не более 8% по объему и создавать избыточное давление на 20 % больше атмосферного. В этом случае обеспечиваются условия для противодействия поступлению наружного воздуха во внутрь танка.

Согласно Требованиям MORPOL в грузовые танки должен подаваться инертный газ с концентрацией кислорода не более 5%. Температура инертного газа не должна превышать 65°C для грузовых танков и 50°C для сухогрузных трюмов. На современных танкерах используется правило, согласно которому система подачи инертных газов должна обеспечивать такой расход газов в грузовые танки, чтобы их общий объем составлял величину равную 125% от максимальной производительности при разгрузке судна.

При производстве инертных газов на танкерах в целях экономии, в качестве топлива используются самые дешевые сорта дизеля и мазуты, которые всегда содержат в себе большое количество примесей, осадков и асфальто-смолистых веществ. Недостатком такого подхода является постоянное забивание форсунок камеры сгорания генераторов инертных газов. Также в этом случае имеет место падение производительности и, как следствие, создание аварийных ситуаций на судне.

Для технического решения рассматриваемой проблемы с целью уменьшения расхода топлива на генератор инертных газов, улучшения качества его сгорания и минимизации риска загрязнения окружающей среды во время операций с генератором было предложено использовать дополнительный кавитационный блок топливоподготовки в системе генератора инертных газов. Принцип его работы может быть основан на двух направлениях:

- первое направление подразумевает использование искусственной кавитации, создаваемой за счет ультразвуковых колебаний тонкой металлической пластины в движущемся потоке топлива [2];

- второе направление, более перспективное основано на гидродинамической кавитации. Ее можно создать за счет варьирования условиями движения потока в канале, содержащем локализованные области пониженного давления [3].

Чаще всего гидродинамическая кавитация создается внутри кавитаторов – устройств с переменным сечением проходного канала. Также в кавитаторах для ускорения потока может использоваться его закрутка.

В первом приближении скорость, многофазного потока топлива внутри кавитационного узла подготовки топлива при которой начнется качественный процесс диспергирования может быть посчитана следующим образом

$$V = \sqrt{\frac{P_{сб.т} + \rho g h - P_i}{\frac{\rho \xi_{\max}}{2}}} \quad (1)$$

где P_i - давление внутри рабочей камеры кавитатора, *Па*; $P_{сб.т.}$ - давление в накопительном топливном танке, *Па*; h - высота расположения накопительного танка по отношению к оси симметрии кавитационной рабочей камеры сепаратора, *м*.

Коэффициент максимального разряжения внутри кавитатора ξ соответствует с обратным знаком величине безразмерного избыточного давления P. Его можно в первом приближении оценить следующим образом

$$-\overline{P} = \xi = \frac{P_{ст} - P_i}{\frac{\rho V^2}{2}} = \frac{P_{сб.т} + \rho g h - P_i}{\frac{\rho V^2}{2}} \quad (2)$$

где V – скорость подачи топлива, м/с.

Принцип кавитации основан на создании в потоке паровых пузырьков. Эти пузырьки при входе потока в область повышенного давления мгновенно разрушаются. В ходе схлопывания пузырьков создаются локальные и очень большие по величине скачки давления.

Особый интерес представляет оценка времени схлопывания одиночного пузырька. Его в первом приближении можно определять по формуле Релея [4]

$$t = 0{,}915 r_{max} \sqrt{\frac{\rho}{P_\infty}} \quad (3)$$

При моделировании процесса кавитации в потоке топлива нет необходимости рассматривать течение внутри каверны. Это вызвано тем, что отношение плотности газа к плотности жидкости намного меньше единицы. По этой причине течение газа можно считать потенциальным и не зависящим от вязкостных эффектов. В связи с тем, что давление внутри каверны одинаковое по всей области движение паров топлива внутри области кавитации никогда не будет приводить к ее разрушению или изменению формы ее границ [5].

В ходе проведения расчетов была получена кривая, которая характеризует изменение радиуса кавитационной каверны в зависимости от угловой скорости закрутки потока. В расчетах угловая скорость закрутки моделировалась при помощи граничных условий. В этом случае величина поперечной проекции скорости потока принималась постоянной, а ее численное значение превышало величину продольной составляющей. Эти результаты показаны на рисунке 1, где на оси абсцисс отложено отношение максимальной ширины зоны кавитации к радиусу канала, а на оси ординат приведены значения средней скорости потока после его закрутки. Характер изменения расчетной зависимости показывает, что при закрутке рост скорости потока приводит к увеличению поперечных размеров зоны кавитации практически до размеров канала. Степень перекрытия потока в канале доходит до 96 %. В качестве рабочего диапазона скоростей можно выделить участок от 17 до 26 м/с,

Аналогичным образом при помощи численной оценки величины давления $P_к$ были получены данные, которые характеризуют изменение отношения длины зоны кавитации к ширине ее миделевого сечения в зависимости числа кавитации потока. Они показаны на рисунке 2. Для рабочего диапазона чисел кавитации равного Ω=0,02–0,5 расчетные значения длины зоны кавитации соответствовали диапазону от 5,434 до 0,896 ее ширины. Полученные значения указывают на целесообразность использования кавитационного метода диспергирования дизельного топлива на танкерах.

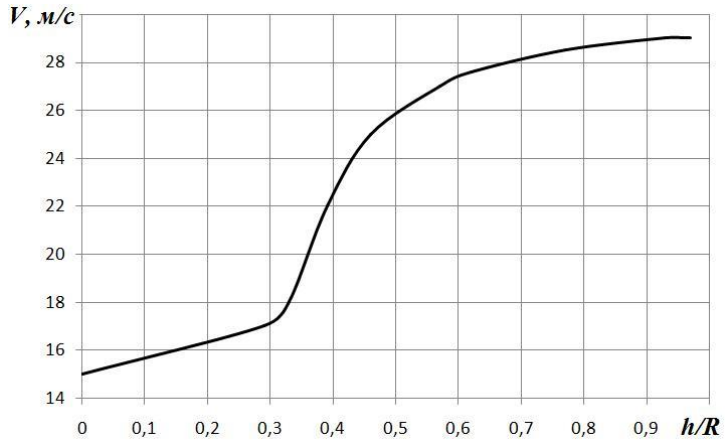


Рисунок 1. Влияние скорости потока на ширину обрасти кавитации

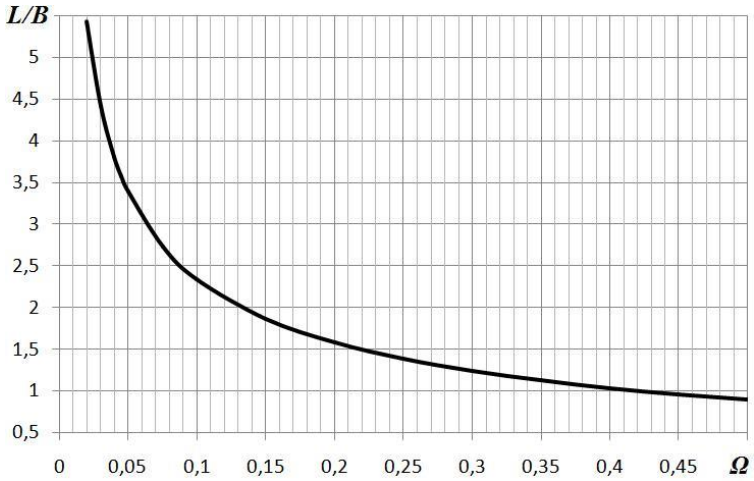


Рисунок 3.2.2 Влияние числа кавитации потока на длину кавитационой каверны

В соответствии с экспериментальными данными работы [3] при умеренных относительных скоростях потока устойчивые режимы искусственных суперкаверн со стабильными гидродинамическими характеристиками наблюдаются в диапазоне чисел кавитации $0 \le \Omega \le 0,2$.

В неограниченном потоке цельная кавитационная каверна возникает в том случае, когда число кавитации соответствует значениям Ω=0,5-0,3. Такие каверны характеризуются отсутствием четких и устойчивых границ.

С технической точки зрения при разработке кавитатора одним из ограничительных факторов может выступать предельно развиваемая скорость обрабатываемого потока топлива. Согласно работе [6] предельные скорости движения жидкости в трубопроводах и элементах гидросистем должны составлять следующие величины: V=8-10 м/с – трубопроводы высокого давления (давление 20-30МПа); V=2-3 м/с – трубопроводы низкого давления; V=1-2 м/с – трубопроводы низкого давления с выходом в атмосферу.

Выводы:

1.Системы инертных газов всего танкерного флота характеризуются одинаковым и очень сильным недостатком – зависимостью качества работы системы от фракционного состава и степени подготовки используемого тяжелого топлива.

2. Решением проблемы использования топлив с осадками и асфальтенами в генераторах судовых систем инерционных газов может выступать процесс кавитации при котором происходит полное эмульгирование топлива до минимального уровня дисперсности инородных включений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Международная конвенция MARPOL 73/78.

2. Донской А. В. Ультразвуковые электротехнические установки / Донской А. В., Келлер О. К., Кратыш Г. С. – Л.: Энергоиздат, 1982. – 208 с.

3. Егоров И. Т. Искусственная кавитация / Егоров И. Т., Садовников Ю. М., Исаев И. И. – Судостроение: Ленинград, 1971. – 280 с.

4.Исаков А. Я. Кавитация в перемешивающих устройствах / Исаков А. Я., Исаков А. А. – Петропавловск-Камчатский: КамчатГТУ, 2006. – 206 с.

5.Кнэпп Р. Кавитация / Р. Кнэпп, Дж. Дейли, Ф. Хэммит. – М.: Мир, 1974. – 687 с.

6. Гийон М. Исследование и расчет гидравлических систем / Гийон М. – М.: Мир, 1964. – 388 с.

Бражник І.Д., Колегаєв М.А., Малахов А.В., Кирис А.В., Горогуля Б.А.

Модернізація процесу інертизації вантажних танків на танкерах.

Анотація. У даній роботі розглянута судова система інертних газів і показаний один з основних шляхів її модернізації за рахунок використання кавітаційної обробки палива Результати моделювання дозволили встановити основні закономірності процесу виникнення кавітації в паливі.

Ключові слова: генератор інертних газів, концентрація кисню, кавітація, тиск в потоці, диспергування.

Brazhnik I.D., Kolegaev M.A., Malakhov A.V., Kiris A.V., Gorogulya B.A.,

Modernization of the process of inertization of cargo tanks on tankers.

Annotation. In this paper, the ship's system of inert gases was considered and there was presented one of the main ways of its modernization that is connected with the use of fuel cavitation treatment. The results of the simulation have given an ability to find out main regularities of the process of cavitation occurrence inside the flow of the fuel.

Key words: inert gases generator, oxygen concentration, cavitation, pressure in the flow, dispersion.

2.2 ПІДСЕКЦІЯ АЕРОГІДРОДИНАМІКИ СУДЕН.

Президія підсекції: Король Ю.М., канд. техн. наук, проф.,

Вчений секретар: Боднарчук Ю., асп.

УДК 629.5.022.2/.3

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ АСИММЕТРИИ КОРПУСОВ КАТАМАРАНОВ НА ВЕЛИЧИНУ КОЭФФИЦИЕНТА ОСТАТОЧНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ МЕТОДАМИ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ГИДРОДИНАМИКИ

Дубровский В.А., докт. техн. наук, ст. научн. сотрудник, экс-внс ЦНИИ имени академика А.Н. Крылова, г. Санкт-Петербург, Россия, multi-hulls@yandex.ru

Король Ю.М., канд. техн. наук, доцент, Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, г. Николаев, Украина, yuriy.korol@nuos.edu.ua

Любицкая Н.Г., PhD аспирант, Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, г. Николаев, Украина, natasha19930712@gmail.com

Аннотация. В докладе обоснована актуальность и приведено решение задачи по определению влияния асимметрии корпусов катамаранов на величину коэффициента остаточного сопротивления методами вычислительной гидродинамики. Получено, что при относительном клиренсе $\bar{c} = 0.3$ и удлинении корпуса $\bar{l} = 10.0$ применение асимметричных корпусов в диапазоне чисел Фруда 0.15 – 1.0 нецелесообразно.

Ключевые слова: катамаран, коэффициент остаточного сопротивления, вычислительная гидродинамика, целесообразность асимметрии корпуса.

Введение. Многокорпусные суда, и в частности, катамараны [1] получили в практике мирового судостроения широкое распространение благодаря большой площади палубы, меньшей осадки при равном с однокорпусными судами водоизмещении и большей поперечной остойчивости. Благодаря специфической

конструкции, корпуса катамаранов могут иметь существенно большее удлинение и, следовательно, отличное от однокорпусных судов соотношение между составляющими буксировочного сопротивления. Кроме того, корпуса катамаранов могут быть симметричными и асимметричными относительно собственной диаметральной плоскости. Таким образом очевидно, что количество параметров, характеризующих форму корпуса катамаранов, и особенно их сочетаний существенно возрастает, увеличивая объем экспериментальных исследований по определению функций влияния этих параметров на коэффициенты сопротивления. Обычно эти функции используются для построения математической модели оптимизационного проектирования при выборе главных размерений и характеристик формы корпусов катамаранов, однако большая трудоемкость, а, следовательно, и стоимость их получения вынуждает проектные организации принимать иногда не совсем обоснованные решения. Таким решением, по нашему мнению, является использование асимметричных корпусов для катамаранов.

Целью настоящего доклада является демонстрация результатов исследования методами вычислительной гидродинамики влияния асимметрии корпусов катамаранов на величину коэффициента остаточного сопротивления.

Основная часть. Предполагая использование современных методов и средств вычислительной гидродинамики для выполнения расчетов гидродинамических характеристик катамаранов рассмотрим вначале процесс создания их 3D моделей следуя [2]. Пусть, для примера, мы располагаем теоретическим чертежом быстроходного судна в формате *.jpg, проекции которого загружаем в программу-оцифровщик GetData Graph Digitizer как показано на рис.1. Далее устанавливаем начало координат в точку пересечения диаметральной и основной плоскостей, задавая максимальное значение по координате «x» 0.5 (борт) и по «y» 1.0 (осадка). Затем последовательно оцифровываем линии шпангоутов, передавая через буфер обмена результаты в программу Advanced Grapher. Кривые, обезразмеренного таким образом теоретического чертежа, показаны на рис.2-5. После необходимого в таких случаях сглаживания и согласования координаты точек всех кривых экспортируются из Advanced Grapher в текстовые файлы, имена которых формируются пользователем по желанию, но должны быть перечислены в специальных текстовых файлах nbs.txt, nbt.txt, ns.txt, nws.txt, nwt.txt. Кроме того, должны быть сформированы еще два файла xs.txt, yb.txt, которые содержат безразмерные абсциссы шпангоутов и безразмерные ординаты батоксов. Все файлы перемещаются в папку с разработанной Ю.М. Королем программой AFTSKv2, которая осуществляет аффинные преобразования координат точек теоретического чертежа и формирует файлы пространственных кривых в формате SolidWorks.

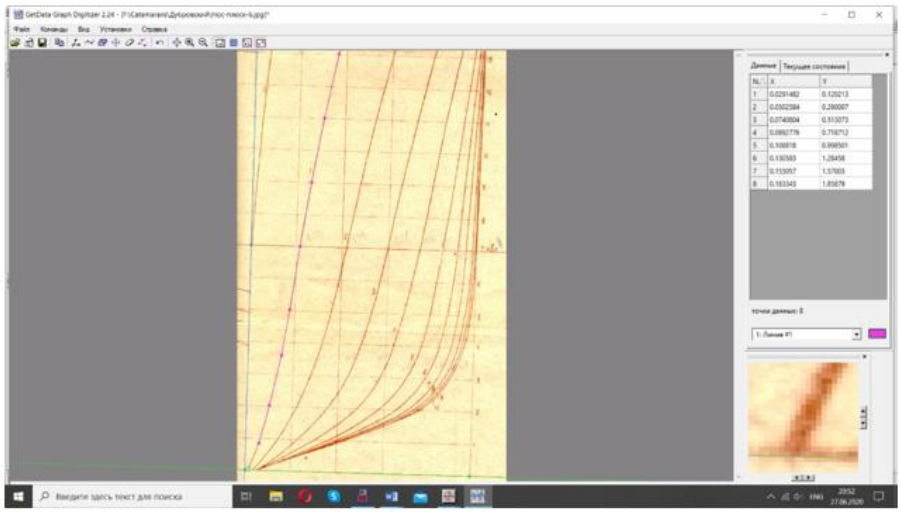


Рисунок 1 – Интерфейс программы GetData Graph Digitizer при оцифровке носовых ветвей шпангоутов

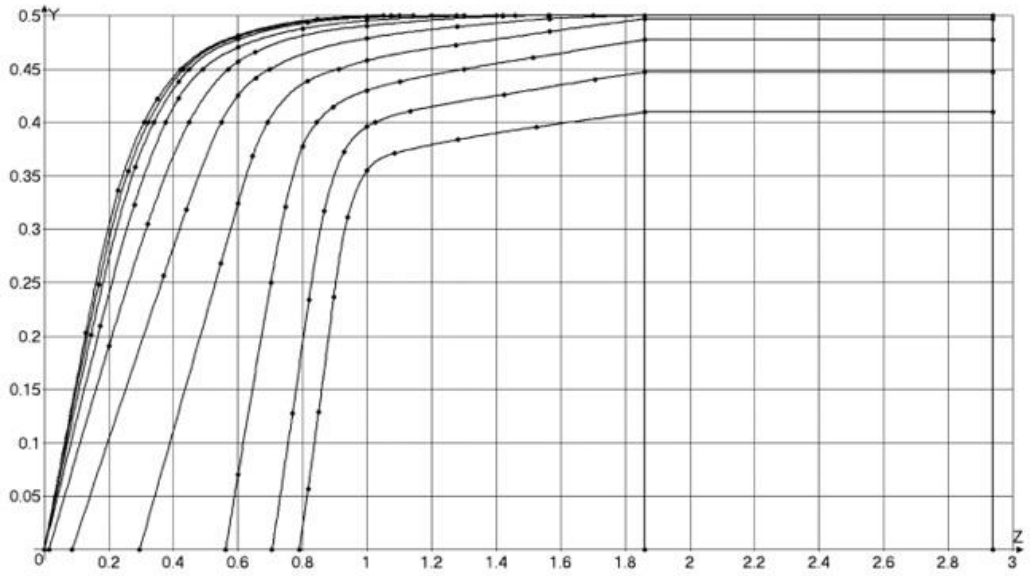


Рисунок 2 – Кормовые ветви безразмерных шпангоутов

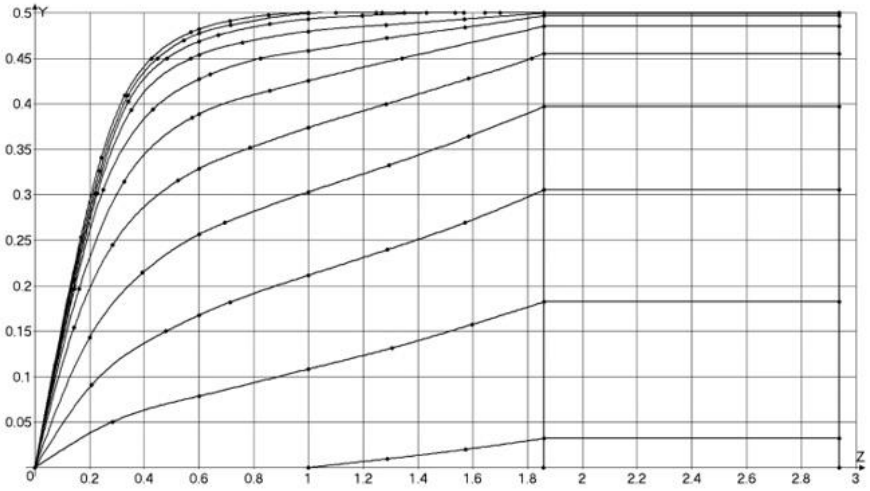


Рисунок 3 – Носовые ветви безразмерных шпангоутов

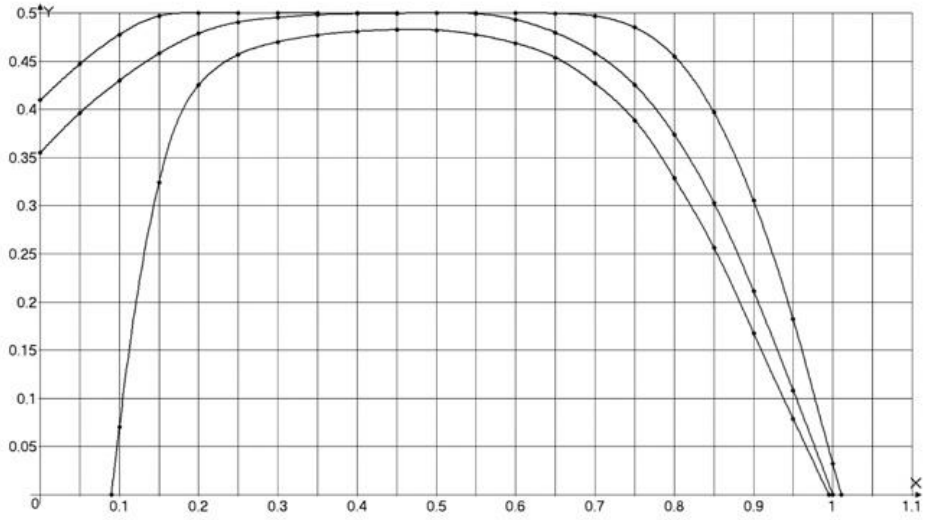


Рисунок 4 – Безразмерные ватерлинии

По одним и тем же координатам точек обезразметенного теоретического чертежа при помощи общих данных (L_{pp} - длина между перпендикулярами, B_1 - ширина одного корпуса, d - осадка, c - клиренс) формируются данные для построения 3D моделей следующих трех вариантов корпусов катамаранов:

1) DMS – симметричный, у которого $L_{pp} = 4.0$ м, $B_1 = 0.2083$ м, $d = 0.1389$ м, $c = 1.2$ м;

2) DM+ – асимметричный с плоскими внутренними бортами, у которого $L_{pp} = 4.0$ м, $2B_1 = 0.4166$ м, $d = 0.1389$ м, $c = 1.2$ м;

3) DM- – асимметричный с плоскими наружными бортами, у которого $L_{pp} = 4.0$ м, $2B_1 = 0.4166$ м, $d = 0.1389$ м, $c = -1.2$ м.

У всех моделей $C_B = 0.5585$ – коэффициент полноты водоизмещения одного корпуса при заданной осадке, площадь смоченной поверхности $\Omega = 2.8924$ м^2, а объемное водоизмещение $\nabla = 0.06464$ м^3.

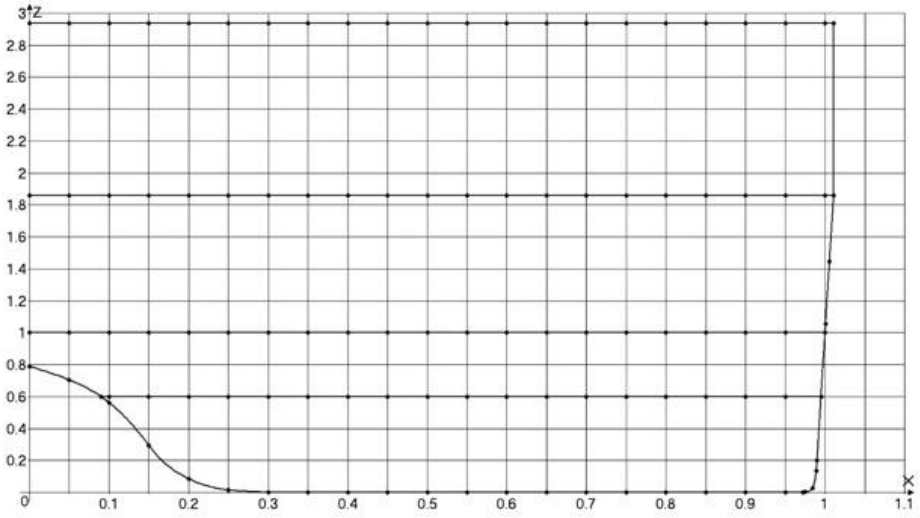


Рисунок 5 – Безразмерные диаметральный батокс и аппликаты ватерлиний

Построение 3D моделей в CAD модуле SolidWoks осуществляется по следующей схеме:

1) из папки с программой AFTSKv2 импортируются в SolidWoks файлы оразмеренных пространственных кривых шпангоутов, ватерлиний и батоксов;
2) на систему из импортированных кривых натягивается граничная поверхность, на основе которой затем строится твердотельная модель одного корпуса;
3) при помощи инструмента «зеркальное отражение» осуществляется отображение второго, симметричного диаметральной плоскости катамарана корпуса;
4) при помощи инструментов «эскиз» и «вытянутая бобышка/основание» строится соединительный мост катамарана высотой 0.12 м, который превращает все элементы в единое твердое тело, как показано на рис.6.

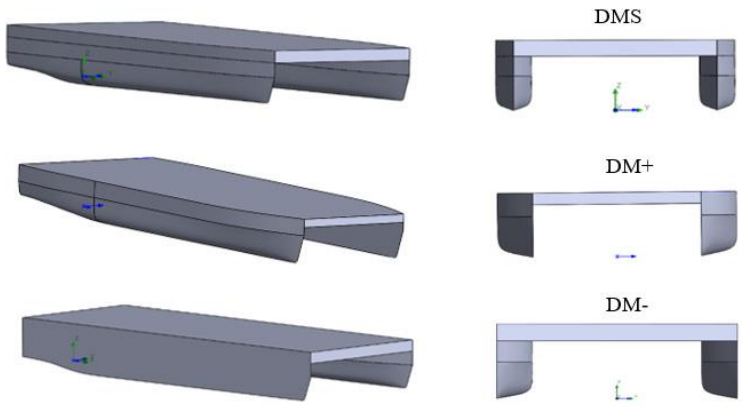


Рисунок 6 – 3D модели исследуемых катамаранов

Решение задачи по определению гидродинамических сил, действующих на равномерно и прямолинейно движущееся судно, будем осуществлять при помощи CAE модуля Flow Simulation системы SolidWorks [3]. Основными этапами создания проекта в этом модуле являются:

1) тип задачи: внешняя, не стационарность, гравитация, свободная поверхность;
2) текучая среда: несмешивающиеся жидкости вода и воздух;
3) условие на стенках: шероховатость;
4) начальные и внешние условия: термодинамические параметры, параметры скорости, параметры турбулентности, концентрации;
5) входные данные: расчетная область, граничные условия, цели, сетка.

Наиболее существенное влияние на точность получаемых результатов оказывает количество расчетных ячеек и степень адаптации расчетной сетки на границах области течения. В принципе, чем больше ячеек и выше степень адаптации, тем точнее получаемый результат, но и затраты ресурсов вычислительной техники, а, следовательно, и стоимость таких расчетов резко взрастают. Поэтому первым шагом при использовании программ вычислительной гидродинамики является оценка влияния количества ячеек на точность и сходимость процесса вычислений. Для рассматриваемой задачи количество ячеек варьировалось от $3\cdot10^5$ до $3\cdot10^6$ и по изменению результатов расчета получено, что достаточным можно считать их количество от $8\cdot10^5$ до $1\cdot10^6$.

Результаты расчетов представлены в таблицах 1-3, в которых обозначено υ - скорость хода, R_R - остаточное сопротивление, R - полное сопротивление, $Fn=\frac{\upsilon}{\sqrt{gL_{pp}}}$ - число Фруда, $C_R=\frac{2R_R}{\rho\upsilon^2\nabla^{2/3}}$, $C_R^*=\frac{2R_R}{\rho\upsilon^2\Omega}$ - коэффициенты остаточного сопротивления, ρ - плотность среды, $C=\frac{2R}{\rho\upsilon^2\nabla^{2/3}}$, $C^*=\frac{2R}{\rho\upsilon^2\Omega}$ - коэффициенты полного сопротивления, а также на графике рис.7, где кроме кривых коэффициента остаточного сопротивления $C_R^*(Fr)$ для рассматриваемых вариантов катамаранов DMS, DM+, DM- изображены кривые DM+E, DM-E построенные для моделей катамаранов при близких значениях безразмерных характеристик формы корпусов ($C_B=0.5$, $\frac{L_{pp}}{B_1}=19.2$, $\frac{B_1}{d}=1.5$, $\frac{L_{pp}}{\nabla^{1/3}}=10.3$) по результатам модельных экспериментов в опытовом бассейне [1].

υ , м/с	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0
R_R , Н	1.086	7.723	26.227	40.702	51.051	63.881
R , Н	2.519	18.717	68.457	113.405	151.515	227.079
Fn	0.1596	0.3193	0.4789	0.6385	0.7981	0.9578
$C_R \cdot 10^3$	8.495	15.103	22.795	19.899	15.974	13.881
$C \cdot 10^3$	19.705	36.603	59.500	55.444	47.409	49.342
$C_R^* \cdot 10^3$	0.751	1.335	2.015	1.759	1.412	1.227
$C^* \cdot 10^3$	1.742	3.235	5.259	4.901	4.191	4.362

Таблица 1 – Результаты расчета для катамарана DMS

Таблица 2 – Результаты расчета для катамарана DM+

Таблица 2 – Результаты расчета для катамарана DM-

υ , м/с	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0
R_R , Н	1.190	8.480	29.142	46.093	55.281	67.162
R , Н	2.760	28.842	70.618	116.383	174.240	237.001
Fn	0.1596	0.3193	0.4789	0.6385	0.7981	0.9578
$C_R \cdot 10^3$	9.309	16.584	25.329	22.535	17.297	14.594
$C \cdot 10^3$	21.590	56.404	61.378	56.900	54.519	51.496
$C_R^* \cdot 10^3$	0.823	1.466	2.239	1.992	1.529	1.290
$C^* \cdot 10^3$	1.908	4.986	5.426	5.030	4.819	4.552

υ , м/с	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0
R_R , Н	0.996	6.762	21.262	30.461	36.974	46.725
R , Н	1.933	19.163	61.080	97.037	138.656	191.957
Fn	0.1596	0.3193	0.4789	0.6385	0.7981	0.9578
$C_R \cdot 10^3$	7.791	13.22	18.48	14.97	11.57	10.15
$C \cdot 10^3$	15.12	37.47	53.09	47.69	43.38	41.71
$C_R^* \cdot 10^3$	0.682	1.169	1.633	1.316	1.023	0.897
$C^* \cdot 10^3$	1.337	3.313	4.693	4.194	3.835	3.687

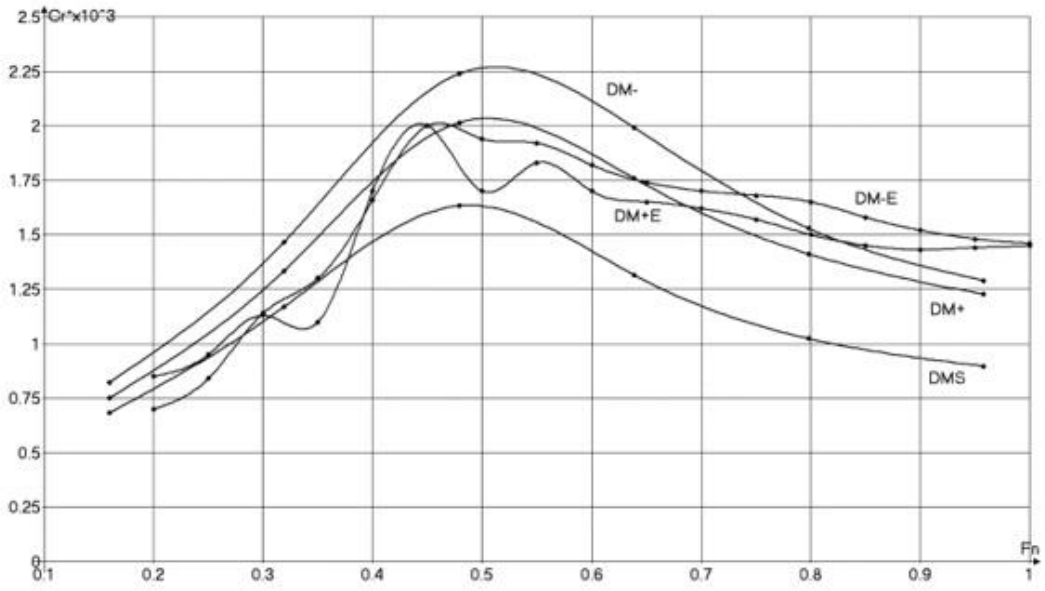


Рисунок 7 – Коэффициенты остаточного сопротивления $C_R^*(Fr)$

На рис.8 изображена картина волнообразования для модели (DMS) при скорости движения $\upsilon = 6.0$ м/с с носовой спутной волной большой высоты.

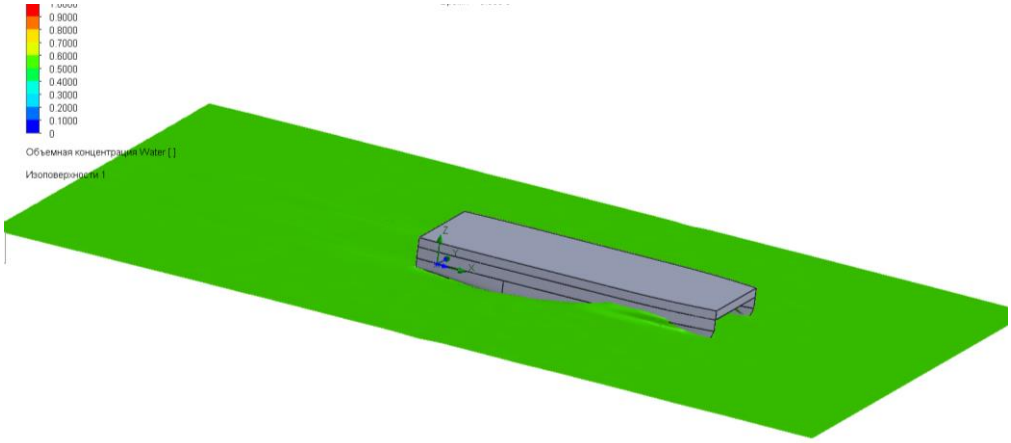


Рисунок 8 – Картина волнообразования для модели (DMS) при $\upsilon = 6.0$ м/с

Заключение. Анализируя полученные результаты можно сделать следующие выводы:

1. Асимметрия оказывает заметное влияние на величину сопротивления движению для рассматриваемых вариантов, причем минимальный коэффициент остаточного сопротивления, как видно из рис. 7 имеет катамаран с симметричными корпусами (DMS). Катамаран с плоскими внутренними бортами (DM+) имеет примерно на 20%, а катамаран с плоскими наружными бортами (DM-) – на 29% большие значения этих коэффициентов.
2. Качественно экспериментальные значения коэффициентов для моделей (DM+E) и (DM-E) подтверждают тот же вывод, что наихудшим вариантом является (DM-E) с плоскими наружными бортами.
3. Очевидно, что для корпусов катамаранов большого удлинения применение асимметричных обводов нецелесообразно.

4. Применение методов и средств вычислительной гидродинамики даже на ранних стадиях проектирования катамаранов позволяет производить квалифицированную оценку прорабатываемых вариантов и принимать обоснованные решения.
5. Задачей дальнейших исследований является расчётная оценка влияния динамической посадки рассматриваемых объектов на остаточное сопротивление. Учитывая достаточно высокие относительные скорости, можно предположить, что это влияние будет достаточно велико.

Литература

[1] Дубровский В.А. (1978) Многокорпусные суда, -Л., Судостроение, 304с.
[2] Король Ю.М. (2020) Принципы, методы и средства построения 3D моделей судовой поверхности и твердых тел. Матеріали всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю «Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд», Миколаїв, НУК, с.37-42.
[3] Алямовский А.А. (2011) Инженерные расчеты в SolidWorks Simulation, -М., ДМК, 464с.

V. Dubrovsky. Yu. Korol, N. Liubitskaia

STUDY OF THE INFLUENCE OF THE ASYMMETRY OF THE CASES OF CATAMARANES ON THE SIZE OF THE RESIDUAL RESISTANCE COEFFICIENT BY COMPUTATIONAL HYDRODYNAMICS

Annotation. The report substantiates the relevance and provides a solution to the problem of determining the influence of the asymmetry of the hulls of catamarans on the value of the coefficient of residual resistance by methods of computational fluid dynamics. It was found that with relative clearance $\bar{c} = 0.3$ and lengthening of the hull $\bar{l} = 10.0$, the use of asymmetric hulls in the range of Froude numbers of 0.15–1.0 is impractical.

Key words: catamaran, residual resistance coefficient, computational fluid dynamics, expediency of asymmetry of the case.

Дубровський В.А., Король Ю.М., Любицькая Н.Г.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ АСИМЕТРІЇ КОРПУСІВ КАТАМАРАНІВ НА ВЕЛИЧИНУ КОУФІЦІЄНТА ЗАЛИШКОВОГО ОПОРУ МЕТОДАМИ ОБЧИСЛЮВАЛЬНОЇ ГІДРОДИНАМІКИ

Анотація. У доповіді обґрунтовано актуальність і приведено рішення задачі по визначенню впливу асиметрії корпусів катамаранів на величину коефіцієнта залишкового опору методами обчислювальної гідродинаміки. Отримано, що при відносному кліренсі $\bar{c} = 0.3$ і подовженні корпусу $\bar{l} = 10.0$ застосування асиметричних корпусів в діапазоні чисел Фруда 0.15 - 1.0 недоцільно.

Ключові слова: катамаран, коефіцієнт залишкового опору, обчислювальна гідродинаміка, доцільність асиметрії корпусу.

УДК 629.584

КЛАСИФІКАЦІЙНІ ОЗНАКИ
НЕНАСЕЛЕНИХ ПРИВ'ЯЗНИХ ПІДВОДНИХ СИСТЕМ: СИСТЕМНИЙ ПІДХІД

Блінцов В.С., д-р техн. наук, професор, проректор з наукової роботи
volodymyr.blintsov@nuos.edu.ua ORCID: 0000-0002-3912-2174
Клочков О.П., старший викладач
oleksandr.klochkov@nuos.edu.ua ORCID: 0000-0002-6426-3374
Куценко П.С., молодший науковий співробітник
arcadia.blacksea@gmail.com 0000-0003-0576-0503
[1]Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
Україна, м. Миколаїв

Анотація. *Запропоновано підхід до зниження ресурсних витрат при проектуванні засобів морської робототехніки, що передбачає структуризацію класифікаційних ознак прив'язних підводних систем, щоб максимально спростити вибір та обґрунтування проектних рішень на стадії ескізного проектування.*

Ключові слова*: прив'язна підводна система, проектування, системний підхід, класифікаційні ознаки.*

Вступна частина. Прив'язні підводні системи (ППС, самохідні – СППС та буксирувані – БПС) належать до високоефективних засобів морської робототехніки і широко використовуються у морській практиці. Проектування та побудова ППС належать до актуальних та наукоємних прикладних завдань вітчизняного морського приладобудування [1].

До складу типової ППС входять: прив'язний самохідний (СППА, в англомовній літературі – remotely operated vehicle) чи буксируваний (БПА, towed underwater vehicle) підводний апарат, який за допомогою кабель-троса (КТ, cable-tether) чи, відповідно, кабель-буксира (КБ, towed cable) з'єднаний з постом енергетики та керування (ПЕК, power control system), який розміщується на населеному чи безекіпажному надводному судні-носії (СН). Зазначимо, що ПЕК забезпечує керування ППС в усіх режимах його просторового руху та в усіх технологічних режимах за призначенням.

Опускання СППА на воду (початкова фаза підводної роботи) та його підйом на палубу СН (завершальна фаза підводної роботи) виконуються за допомогою суднового спуско-піднімального пристрою (СПП, в англомовній літературі – cargo device). Для зберігання КТ у міжопераційний період та для керованої зміни довжини його попущеної частини під час виконання підводних робіт на СН розміщують також кабельну лебідку (КЛ, в англомовній літературі – cable winch), рис. 1.

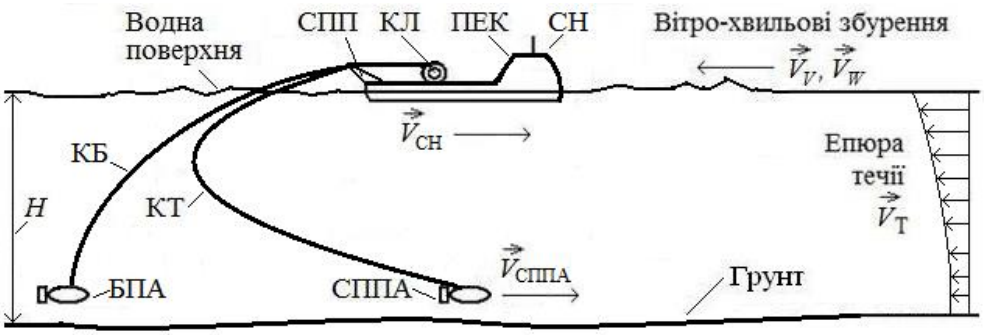


Рисунок 1 – Склад обладнання типової прив'язної підводної системи

Сучасні вимоги до створення засобів морської робототехніки вимагають скорочення загальних термінів їх створення і, одночасно, забезпечення їх високих експлуатаційних характеристик. Це обумовлено необхідністю забезпечення високої конкурентоспроможності техніки, що створюється, як на внутрішньому, так і на зовнішньому ринках морської техніки [2].

Одним з перспективних шляхів забезпечення зростаючих вимог ринку є скорочення витрат часу на проектування ППС, зокрема, пошук ефективних проектних рішень вже на ранніх стадіях проектування – дослідницького та ескізного проектування. Останні дослідження, виконані у цьому напрямку, свідчать, що теоретичною основою для пошуку таких рішень може бути системний підхід, відмінною особливістю якого є структуризація проектних завдань за чотирма основними напрямками, що оцінюються за матеріальними, енергетичними, інформаційними та експлуатаційними (функціональними) критеріями [3]. Це дає змогу суттєво зменшити витрати ресурсів (часу, вартості тощо) шляхом отримання прийнятних з позицій технічного завдання (ТЗ) проектних рішень вже на ранніх стадіях проектування.

Структуризація проектних завдань з метою застосування вказаних критеріїв системного підходу може бути виконана на основі характерних класифікаційних ознак ППС, що суттєво б спростило як пошук артефактних (раніше вже створених і реалізованих) проектних рішень окремих складових ППС, так і розробку нових проектно-конструкторських рішень на основі застосування сучасних наукових результатів.

Таким чином, уточнення класифікаційних ознак ППС з метою їх максимального наближення до вимог проектної практики є актуальним прикладним науковим завданням, успішний розв'язок якого має підвищити загальну ефективність процесів проектування ППС.

У зв'язку з тим, що засоби морської робототехніки, взагалі, і ППС, зокрема, відносяться до надзвичайно активно розроблюваних практично усіма морськими країнами світу, питання їх класифікації у значній мірі не усталені. Однак, можна констатувати, що за деякими ознаками така класифікація вже носить усталений характер.

Так, згідно з усталеною міжнародною практикою [4, 5] за класифікаційними ознаками підводні апарати, у цілому, і підводні апарати для ППС, зокрема, поділяються на:

населені (manned, *M*) та ненаселені (unmanned, *U*);

автономні (free, *F*) та прив'язні (tethered, *T*);

плаваючі (suspended, *S*) та донні (buttomed, *B*);

самохідні (propelled, *P*) та несамохідні (inert, *I*).

Крім того, сучасні ППС можуть бути виконані за комбінованою схемою побудови (класифікаційна ознака – combined, *C*), коли до їх складу можуть входити ненаселені самохідні підводні апарати, що на певних етапах підводної місії можуть буксируватись.

У вітчизняній практиці класифікація ППС виконується також за ознаками призначення та структури просторової конфігурації ППС, а також за робочою глибиною застосування [6].

За призначенням *П* ППС поділяють на:

пошукові $П_П$, призначені для пошуку затонулих об'єктів – суден, авіа- та космічної техніки тощо;

геологорозвідувальні $П_Г$, призначені для пошуку корисних копалин на шельфі;

рибопромислові $П_Р$, призначені для виявлення промислово значимих рибних запасів та їх вилову за допомогою тралів;

науково-дослідницькі $П_Н$, призначені для вивчення Світового океану (дослідження процесів розвитку іхтіофлори та іхтіофауни, донних відкладень), вирішення задач підводної археології та екології моря;

воєнні $П_В$, призначені для пошуку, класифікації та знищення морських мін тощо.

За структурою просторової конфігурації *С* ППС поділяються на:

одноланкові $С_О$, які містять один СППА або БПА; такі ППС є найбільш розповсюдженими з-за їхньої простоти побудови й експлуатації, рис. 1.1,*а*;

багатоланкові $С_Б$, до складу яких входять декілька СППА чи БПА або буксируваних пошукових приладів (БПП), рис. 1.1, *б*.

До багатоланкових ППС з підвищеними показниками продуктивності відноситься також новий тип БПС зі змінною кількістю ланок; такі системи мають у своєму складі буксируваний привантажувач (П) і приєднаний до нього за допомогою кабель-буксиру (КБ2) та дистанційно керованого замкового пристрою (З) СППА і дають змогу на великій швидкості буксирування обстежувати значні площі донної поверхні за допомогою пошукових приладів (корисного вантажу КВ на борту буксируваного СППА), а при виявленні підводної цілі детально обстежувати її шляхом тимчасового від'єднання СППА від привантажувача без зниження швидкості $v_Б$ руху СН у цілому.

За робочою глибиною *Г* ППС, як і інші підводні апарати і системи, поділяють на: ППС для малих глибин $Г_{600}$ (до 600 м); ППС для середніх глибин $Г_{2000}$ (до 2000 м); ППС для великих глибин $Г_{6000}$ (до 6000 м); ППС для надвеликих глибин $Г_{Max}$ (більше 6000 м).

За останні роки у діяльності вітчизняних цивільних організацій та силових структур спостерігається тенденція щодо збільшення пошукових та спеціальних робіт на водолазних глибинах (до 60 м), тому автори вважають за доцільне виділити окремий підклас ППС для мілководних акваторій $Г_{100}$ (до 100 м).

Наведені вище підходи до класифікації ППС є важливими, у першу чергу, для замовників такої техніки, оскільки дають змогу оцінити область їх застосування. Однак, вони не містять інформацію про конструкторські рішення, закладені у їх технічну реалізацію.

Це не дає змоги визначити особливості побудови нових зразків підводної робототехніки та виконати порівняльний аналіз проєктних рішень.

Проектні завдання створення нових конкурентоспроможних засобів підводної робототехніки можуть бути ефективно вирішені шляхом оперативного поєднання інформації про артефактні проектні рішення окремих складових ППС, які можна залучити до конкретного проекту, з інформацією про необхідні прикладні пошукові дослідження і розробки, які необхідно додатково провести для виконання вимог ТЗ на створення нової техніки. Таку інформацію проектувальник може отримати із застосуванням узагальненої методики проектування безекіпажних ППС на основі системного підходу [7].

Проте, для ефективного її застосування доцільним є приведення класифікаційних ознак створюваної ППС до вимог системного підходу, тобто, виконати структуризацію класифікаційних вимог у відповідності до системи матеріальних, енергетичних, інформаційних та експлуатаційних (функціональних) критеріїв.

Метою є подальший розвиток системи класифікаційних ознак ППС шляхом їх приведення у відповідність до матеріальних, енергетичних, інформаційних та експлуатаційних (функціональних) критеріїв, що утворить інформаційну основу для застосування системного підходу на ранніх стадіях проектування ППС.

Основна частина. Застосування методології системного підходу до класифікації ППС виконується на основі виконаного вище аналізу існуючих класифікаційних ознак ППС шляхом формування наступних множин таких ознак:

за призначенням *П*:

$$П=\{П_П;\ П_Г;\ П_Р;\ П_Н;\ П_В\} \quad (1)$$

за структурою просторової конфігурації *С*:

$$C=\{C_О; C_Б\} \quad (2)$$

за робочою глибиною *Г*:

$$Г=\{Г_{100}; Г_{600}; Г_{2000}; Г_{6000}; Г_{Max}\} \quad (3)$$

Автори пропонують більш узагальнену класифікацію ППС, яка ґрунтується на системному підході [8] та передбачає чотири системні групи класифікаційних ознак: функціональні *Ф*, енергетичні *Е*, інформаційні *І* та конструктивні *К*.

Тоді класифікаційні ознаки можна представити у вигляді множини *КО:*

$$КО=\{Ф; Е; І; К\} \quad (4)$$

До функціональних ознак *Ф* доцільно віднести, власне, всі наведені вище вітчизняні класифікаційні ознаки (*П, С, Г*), оскільки вони характеризують експлуатаційні можливості ППС. З огляду на специфіку застосування буксируваних ППС варто доповнити вказані ознаки (1)-(3) суттєвою для проєктувальників БПС ознакою *Б* «схема буксирування», за якою вирізняти БПС:

- приповерхневого буксирування БПА $Б_{ПБ}$ за класичною схемою – СН буксирує БПА або пошукові прилади (БПП) по поверхні моря; зазвичай, у такий спосіб буксирують пошукову гідроакустичну апаратуру при пошуку підводних родовищ нафти і газу;
- приповерхневого «зворотного» буксирування БПА $Б_{ПЗ}$, коли підводне СН (зазвичай, автономний підводний апарат у підводному положенні) буксирує БПА-радіобуй під поверхнею моря для організації оперативного радіо-, відео- та/чи супутникового зв'язку з базою в on-line режимі без спливання на поверхню моря;
- глибинного буксирування $Б_{ГБ}$ (СН буксирує БПА у товщі води); така схема буксирування застосовується при виконанні наукових досліджень, а також при підводних пошукових роботах;
- придонного буксирування $Б_{ДБ}$ (СН буксирує БПА у безпосередній близькості до донної поверхні); буксирування застосовується при виконанні пошукових і аварійно-рятувальних робіт, при проведенні підводних наукових досліджень.

Таким чином, для буксируваних ППС додаткова множина класифікаційних ознак за схемою буксирування *Б* містить складові:

$$Б=\{Б_{ПБ}; Б_{ПЗ}; Б_{ГБ}; Б_{ДБ}\} \quad (5)$$

Тоді множина *Ф* функціональних ознак ППС буде мати наступні складові:

$$Ф=\{П; С; Г; Б\} \quad (6)$$

До енергетичних ознак *Е*, які мають створювані ППС, доцільно віднести наступні:

$Е_{Каб}$ – живлення СППС (БПА) забезпечується через КТ чи КБ від СН;

$Е_А$ – живлення СППС (БПА) забезпечується джерелами живлення, розташованими на борту БПА (зазвичай, це – акумуляторні батареї);

$Е_{КабА}$ – живлення СППС (БПА) забезпечується за змішаною схемою, коли одна частина споживачів електроенергії підводного апарата живиться від бортових акумуляторних батарей (наприклад, системи навігації та керування), а інші – від джерела енергії СН через КТ чи КБ (наприклад, підсистеми електрообладнання корисного вантажу, потужні гідроакустичні прилади тощо).

Тоді множина *Е* енергетичних ознак ППС буде мати наступні складові:

$$Е=\{Е_{Каб}; Е_А; Е_{КабА}\} \quad (7)$$

Важливою складовою класифікаційних ознак сучасних ППС є інформаційні ознаки *І*, які характеризують рівень автоматизації ППС:

- при підготовці до роботи $І_П$ (наприклад, автоматичне тестування обладнання перед початком місії) та після її завершення $І_З$;
- при виконанні підводної місії $І_М$ (наприклад, ручне керування ППС $І_{М\text{-}Р}$, автоматизоване керування $І_{М\text{-}А}$, автоматичне керування $І_{М\text{-}АА}$, інтелектуальне керування $І_{М\text{-}І}$, групове керування декількома СППС (БПА) або ППС $І_{М\text{-}Гр}$).

Іншою складовою інформаційної ознаки *І* є рівень інформатизації процесів, які мають місце при застосуванні ППС за призначенням – наявність та вид інформаційного обміну між підводним апаратом та ПЕК $І_{ПА\text{-}ПЕК}$ або між підводним апаратом та іншими підводними системами $І_{ПА\text{-}ПС}$ (наприклад, автономними підводними апаратами чи донними станціями). Зазвичай, це зв'язок через КТ чи КБ ($І_{ПА\text{-}ПЕК\text{-}К}$), гідроакустичний ($І_{ПА\text{-}ПЕК\text{-}ГАКС}$, $І_{ПА\text{-}ПС\text{-}ГАКС}$) або оптичний ($І_{ПА\text{-}ПЕК\text{-}О}$, $І_{ПА\text{-}ПС\text{-}О}$) канали зв'язку.

Тоді множина *І* інформаційних ознак ППС буде мати наступні складові:

$$І=\{І_П; І_З; І_{М\text{-}Р}; І_{М\text{-}А}; І_{М\text{-}АА}; І_{М\text{-}І}; І_{М\text{-}Гр}; І_{ПА\text{-}ПЕК\text{-}К}; І_{ПА\text{-}ПЕК\text{-}ГАКС}; І_{ПА\text{-}ПС\text{-}ГАКС}; І_{ПА\text{-}ПЕК\text{-}О}; І_{ПА\text{-}ПС\text{-}О}\} \quad (8)$$

Зазначимо, що у загальному випадку автоматизації підлягають всі складові ППС:

- пристрій доставки СППА чи БПА на воду та прийому з води (на надводних суднах та кораблях – це автоматичний СПП, на підводному апараті чи гелікоптері – дистанційно керовані ангари з автоматичними КЛ для випускання і прийому СППА чи БПА);
- кабельні лебідки для автоматичного завдання довжини попущеної частини КТ чи КБ при усталеному русі підводного апарата та керованої зміни довжини КТ чи КБ у перехідних режимах експлуатації ППС;
- виконавчі механізми власне СППА чи БПА – електрорушійні пристрої СППА, приводи повороту несучих поверхонь, елеронів (елевонів) і хвостового оперення, рушії позиціювання БПА тощо;
- виконавчі механізми корисного вантажу, встановленого на СППА чи БПА – фото-, відео- і гідроакустичної апаратури, відбірників проб води і ґрунту тощо.

Розглянемо тепер конструктивні ознаки K класифікації ППС. До них, у першу чергу, віднесемо:

- склад обладнання ППС $K_{Обл}$ (базова комплектація $K_{Обл\text{-}Б}$, повна комплектація $K_{Обл\text{-}П}$, авіаційного $K_{Обл\text{-}Авіа}$ та підводного $K_{Обл\text{-}Підв}$ застосування);
- конструктивні рішення складових ППС – архітектурно-конструктивний тип СППА чи БПА $K_{ПА}$, конструктивні рішення щодо КЛ $K_{КЛ}$, КТ чи КБ $K_К$, СПП $K_{СПП}$ та ПЕК $K_{ПЕК}$;
- характеристики механічної автономності підводного апарата $K_{МА}$ (тільки буксируваний $K_{БПА}$, тільки телекерований самохідний $K_{СППА}$, з можливістю переходу БПА до режиму телекерованого $K_{БПА\text{-}СППА}$ чи до режиму самохідного автономного підводного апарата $K_{БПА\text{-}АПА}$, а також з можливістю переходу СППА до режиму самохідного автономного підводного апарата $K_{СППА\text{-}АПА}$);
- масо-габаритні характеристики обладнання ППС $K_{МГХ}$.

Тоді множина K конструктивних ознак ППС буде мати наступні складові:

$$K=\{K_{Обл\text{-}Б}; K_{Обл\text{-}П}; K_{Обл\text{-}Авіа}; K_{Обл\text{-}підв}; K_{ПА}; K_{КЛ}; K_К; K_{СПП}; K_{ПЕК}; K_Б; K_{ROV}; K_{AUV}; K_{МГХ}\} \quad (9)$$

Нижче наведемо основні класифікаційні ознаки для окремих складових ППС.

Виконаємо формування і структуризацію множини класифікаційних ознак складових ППС.

Класифікаційні ознаки СППА. З позицій системного підходу (4) можна запропонувати наступні класифікаційні ознаки СППА:

- функціональні ознаки $Ф_{СППА}$ – за призначенням $Ф_{СППА\text{-}П}$, за структурою просторової конфігурації $Ф_{СППА\text{-}С}$ та за робочою глибиною $Ф_{СППА\text{-}Г}$ згідно (6);
- енергетичні ознаки $E_{СППА}$ – з електроживленням від СН $E_{СППА\text{-}СН}$, від власних бортових джерел енергії $E_{СППА\text{-}А}$ та комбінованого живлення $E_{СППА\text{-}СН\text{-}А}$, згідно (7);
- інформаційні ознаки $I_{СППА}$ – за рівнями автоматизації процесів інформаційного обміну та керування СППА $I_{СППА\text{-}П}$, $I_{СППА\text{-}М}$, $I_{СППА\text{-}З}$, $I_{СППА\text{-}ПЕК}$, $I_{СППА\text{-}ПС}$, згідно (8);
- конструктивні ознаки $K_{СППА}$ – склад обладнання $K_{СППА\text{-}Обл}$ та архітектурно-конструктивний тип СППА (торпедоподібної форми $КСП_{СППА\text{-}Т}$, у формі паралелепіпеда $K_{СППА\text{-}П}$ тощо), згідно (9).

Класифікаційні ознаки БПА. З позицій системного підходу (4) можна запропонувати наступні класифікаційні ознаки БПА, які співпадають з ознаками СППА:

- функціональні ознаки $Ф_{БПА}$ – за призначенням $Ф_{БПА\text{-}П}$, за структурою просторової конфігурації $Ф_{БПА\text{-}С}$, за схемою буксирування $Ф_{БПА\text{-}Б}$ та глибиною $Ф_{БПА\text{-}Г}$ згідно (6);
- енергетичні ознаки $E_{БПА}$ – з електроживленням від СН $E_{БПА\text{-}СН}$, від власних бортових джерел енергії $E_{БПА\text{-}А}$ та комбінованого живлення $E_{БПА\text{-}СН\text{-}А}$, згідно (7);
- інформаційні ознаки $I_{БПА}$ – за рівнями автоматизації процесів інформаційного обміну та керування БПА $I_{БПА\text{-}П}$, $I_{БПА\text{-}З}$, $I_{БПА\text{-}М}$, $I_{БПА\text{-}ПЕК}$, $I_{БПА\text{-}ПС}$, згідно (8);
- конструктивні ознаки $K_{БПА}$ – склад обладнання $K_{БПА\text{-}Обл}$ та архітектурно-конструктивний тип БПА $K_{БПА}$ («планер» $K_{БПА\text{-}П}$, «літаюче крило» $K_{БПА\text{-}ЛК}$, «ротор Флеттнера» тощо), згідно (9).

Класифікаційні ознаки КТ і КБ. З позицій системного підходу (4) можна запропонувати наступні класифікаційні ознаки КТ та КБ:

- функціональні ознаки $Ф_{КТ}$, $Ф_{КБ}$ – за призначенням $Ф_{КТ\text{-}П}$, $Ф_{КБ\text{-}П}$ (вантажні функції, передача електроенергії та/або інформації) та за робочою глибиною, згідно (6);
- енергетичні ознаки $E_{КТ}$, $E_{КБ}$ – максимальна потужність, що передається, $E_{КТ\text{-}П}$, $E_{КБ\text{-}П}$ та втрати потужності $E_{КТ\text{-}ВП}$, $E_{КБ\text{-}ВП}$, максимальна електрична напруга живлення БПА $E_{КТ\text{-}Н}$, $E_{КБ\text{-}Н}$ та падіння напруги на КБ $E_{КТ\text{-}ПН}$, $E_{КБ\text{-}ПН}$, згідно (7);
- інформаційні ознаки $I_{КТ}$, $I_{КБ}$ – пропускна здатність інформації КБ $I_{КТ\text{-}ПЗ}$, $I_{КБ\text{-}ПЗ}$, завадостійкість інформаційних каналів $I_{КТ\text{-}ЗС}$, $I_{КБ\text{-}ЗС}$, згідно (8);
- конструктивні ознаки, відповідно, $K_{КТ}$ і $K_{КБ}$ – конструкція (оболонки, сердечника) $K_{КТ\text{-}К}$ $K_{КБ\text{-}К}$, мінімальний радіус згину $K_{КТ\text{-}РЗг}$, $K_{КБ\text{-}РЗг}$, характеристики плавучості $K_{КТ\text{-}Пл}$, $K_{КБ\text{-}Пл}$ та гідродинамічні характеристики КБ $K_{КТ\text{-}ГДХ}$, $K_{КБ\text{-}ГДХ}$ тощо, згідно (9).

Класифікаційні ознаки КЛ. Кабельні лебідки БПС являють собою електрифіковані пристрої морського застосування, які забезпечують оперативну керовану зміну довжини випущеної частини кабель-тросу у залежності від режиму роботи ППА, а також зберігання КБ у між операційний період.

Кабельні лебідки ППС класифікують за такими ознаками:

- за розміщенням – на палубі СН та під водою (на підводному апараті-носії);
- за типом привода – на електричні та гідравлічні;
- за рівнем автоматизації – на ручні, автоматизовані та автоматичні.

Рівень автоматизації КЛ розглядається у трьох аспектах:

- як шлях розвантаження операторів БПС від напруженої тривалої праці та виключення помилок у керуванні, обумовлених людським фактором;
- як засіб компенсації (пасивної чи активної) збурюючи сил гідродинамічної природи, які виникають на БК під час буксирування;
- як єдино можливе технічне рішення при дистанційному керуванні КЛ як підводним обладнанням (наприклад, у складі БПС підводного апарата-носія чи безекіпажного СН).

З позицій системного підходу (4) можна запропонувати наступні класифікаційні ознаки КЛ:

- функціональні ознаки $Ф_{КЛ}$ – за призначенням $Ф_{КЛ\text{-}П}$ (суднові $Ф_{КЛ\text{-}ПС}$, авіаційні $Ф_{КЛ\text{-}ПА}$, підводні $Ф_{КЛ\text{-}ПП}$) згідно (6);
- енергетичні ознаки $Е_{КЛ}$ – споживана потужність $Е_{КЛ\text{-}П}$, енергоживлення від мережі СН $Е_{КЛ\text{-}СН}$ чи від автономного джерела енергії (зазвичай, акумулятора) $Е_{КЛ\text{-}А}$, згідно (7);
- інформаційні ознаки $І_{КЛ}$ – за типом системи керування (ручне керування $І_{КЛ\text{-}Р}$, автоматизоване $І_{КЛ\text{-}А}$, коли частина режимів КЛ виконується в автоматичному режимі, та автоматичне $І_{КЛ\text{-}АА}$, коли всі режими роботи КЛ виконуються в автоматичному режимі, згідно (8);
- конструктивні ознаки $К_{КЛ}$ – по типу установки на СН (стаціонарні $К_{КЛ\text{-}С}$, що закріплюються на палубі $К_{КЛ\text{-}С\text{-}П}$, на вертикальній переборці $К_{КЛ\text{-}С\text{-}В}$ та на стелі $К_{КЛ\text{-}С\text{-}С}$) і мобільні $К_{КЛ\text{-}Моб}$ (на візках, що пересуваються по палубі, або по підвісних шляхах); по числу барабанів $К_{КЛ\text{-}Б}$ – на однобарабанні $К_{КЛ\text{-}Б\text{-}1}$ та двохбарабанні $К_{КЛ\text{-}Б\text{-}2}$ (останні, зазвичай, використовують подвійне перемотування КТ чи КБ для виключення з конструкції високовартісних струмопереходів); по типу кабельного барабану $К_{КЛ\text{-}ТБ}$ (нарізні $К_{КЛ\text{-}ТБ\text{-}Н}$, гладкі $К_{КЛ\text{-}ТБ\text{-}Г}$ й фрикційні $К_{КЛ\text{-}ТБ\text{-}Ф}$) , згідно (9).

Класифікаційні ознаки СПП. Спуско-піднімальні пристрої (СПП) призначені для виконання палубних операцій з БПА – його спуском на воду перед початком підводної місії та підйом на палубу СН після завершення місії.

СПП класифікують за такими ознаками [13]:

- за базовою конструкцією – кранові, рамні, нахилені та шарнірні (маніпуляторні);
- за розміщенням – на палубі СН, під водою (на ПЧ) та авіаційні (на гелікоптері);
- за типом привода – на електричні та гідравлічні;
- за рівнем автоматизації – на ручні, автоматизовані та автоматичні.

Тому з позицій системного підходу (4) можна запропонувати наступні класифікаційні ознаки СПП:

- функціональні ознаки $Ф_{СПП}$ – за призначенням $Ф_{СПП\text{-}П}$ (суднові $Ф_{КЛ\text{-}ПС}$, авіаційні $Ф_{СПП\text{-}ПА}$, підводні $Ф_{СПП\text{-}ПП}$) згідно (6);
- енергетичні ознаки $Е_{СПП}$ – споживана потужність $Е_{СПП\text{-}П}$, енергоживлення від мережі СН $Е_{СПП\text{-}СН}$ чи від автономного джерела енергії (зазвичай, акумулятора) $Е_{СПП\text{-}А}$, згідно (7);
- інформаційні ознаки $І_{СПП}$ – за типом системи керування (ручне керування $І_{СПП\text{-}Р}$, автоматизоване $І_{СПП\text{-}А}$, коли частина режимів СПП виконується в автоматичному режимі, та автоматичне $І_{СПП\text{-}АА}$, коли всі режими роботи СПП виконуються в автоматичному режимі, згідно (8);
- конструктивні ознаки $К_{СПП}$ – кранового типу $К_{СПП\text{-}К}$, рамного типу $К_{СПП\text{-}Р}$, нахиленого типу $К_{СПП\text{-}Н}$ та шарнірного типу $К_{СПП\text{-}Ш}$), згідно (9).

Класифікаційні ознаки ПЕК. Судновий пост енергетики та керування (ПЕК) призначений для генерації усіх видів енергії, необхідних для роботи ППС, а також для керування роботою її складовими (СППА чи БПА, КЛ, СПП), прийому, аналізу та документування інформації, яка надходить з БПА.

Незважаючи на велике різноманіття варіантів побудови ПЕК для різних за призначенням БПС, можна виділити типові складові, характерні для цього виду техніки, які також можна описати у термінах системного підходу (4):

- функціональні ознаки $Ф_{ПЕК}$ – за призначенням (суднові $Ф_{ПЕК\text{-}С}$, авіаційні $Ф_{ПЕК\text{-}А}$, підводні $Ф_{ПЕК\text{-}П}$), згідно (6);
- енергетичні ознаки $Е_{ПЕК}$ – енергоживлення від мережі СН $Е_{ПЕК\text{-}СН}$ чи від автономного джерела

енергії (зазвичай, акумулятора) $E_{ПЕК\text{-}А}$, згідно (7);

- інформаційні ознаки $I_{ПЕК}$ – за типом системи керування БПС $I_{ПЕК\text{-}СК}$ (ручне керування $I_{ПЕК\text{-}СК\text{-}Р}$, автоматизоване $I_{ПЕК\text{-}СК\text{-}А}$, коли частина режимів КЛ виконується в автоматичному режимі, та автоматичне $I_{ПЕК\text{-}СК\text{-}АА}$, коли всі режими роботи КЛ виконуються в автоматичному режимі, згідно (8);
- конструктивні ознаки $K_{ПЕК}$ – стаціонарні $K_{ПЕК\text{-}Ст}$ та мобільні $K_{ПЕК\text{-}Моб}$; останні призначені для використання в умовах відкритої палуби СН, згідно (9).

До складу типового ПЕК ППС входять: підвищувальний трансформатор живлення СППА чи БПА; щит електрокомутації; пульти пілота й оператора технологічного інструменту підводного апарата.

До складу пульта оператора підводного апарата, зазвичай, входять: кольорові відеомонітори; комп'ютери морського виконання; контролер системи інформаційного обміну СППА чи БПА; маніпулятори типу "джойстик" для керування просторовим положенням підводного апарата; джерело безперервного живлення; комутатор відеосигналів; панелі керування живленням підводного апарата, КЛ та СПП; джерело живлення СППА чи БПА.

Описані вище класифікаційні ознаки ППС дають можливість оперативно обирати технічні рішення щодо створюваних підводних систем з існуючої бази даних $БД_{АП}$ артефактних проектів та створених на їх основі реальних ППС. Крім того, згідно [8] одним з результатів застосування запропонованих класифікаційних ознак можливим є визначення необхідності виконання додаткових проектних робіт у випадках, коли готових технічних рішень окремих складових ППС або їх вузлів не існує.

Попередні оцінки свідчать, що застосування запропонованої системи класифікаційних ознак (4) у проектній практиці дасть змогу скоротити витрати часу на підготовку попередніх проектних рішень для ескізного проекту ППС на 7-10%, що дасть змогу знизити загальні витрати проектних ресурсів, знизить загальну собівартість і, тим самим, підвищить конкурентоздатність новостворюваних ППС на внутрішньому і зовнішньому ринках.

Висновки.

1. Вперше з позицій системного підходу запропоновано перелік класифікаційних ознак для ППС, призначений для використання проектантами засобів підводної робототехніки. Вказані групи ознак структуровані відповідно до матеріальних, енергетичних, інформаційних та експлуатаційних (функціональних) критеріїв, що дає змогу виконувати порівняльну оцінку існуючих систем за ключовими показниками та формалізувати процеси їх синтезу на ранніх стадіях проектування.

2. Запропоновані класифікаційні ознаки дають змогу з мінімальними витратами проектних ресурсів за допомогою відповідних баз даних вибрати артефактні проекти та доступні на ринку підводної техніки вузли і деталі підводних систем, що суттєво знижує собівартість проектних робіт і підвищує конкурентоздатність вітчизняних наукоємних розробок.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Рижков, С.С. (Ред.). (2011). Створення універсальних транспортних суден і засобів океанотехніки: Монографія. Миколаїв: Видавництво НУК.

[2] Бабкін, Г.В., & Блінцов, В.С., & Дружинін, Є.А., & Кійко, С.Г., & Книрік, Н.Р., & Кошкін, К.В., & Крицький, Д.М., & Рижков, С.С., & Слободян С.О., & Фаріонова, Т.А. (2017). Управління успішними проектами створення складної техніки: Монографія. Миколаїв: Видавництво Торубари В. В.

[3] Блінцов, В.С. (2016). Рівняння існування самохідної прив'язної підводної системи як оцінка можливості її створення. Журнал «Підводні технології», № 3, 25-30.

[4] Подводные технологии и средства освоения Мирового океана. (2011). М.: Издательский дом «Оружие и технологии».

[5] Button, Robert W., & John Kamp, & Thomas B. Curtin, & James Dryden. (200) A Sutvey of Missions for Unmanned Underwater Vehicles. Santa Monica, CA: RAND Corporation. Взято з https://www.rand.org/pubs/monographs/MG808.html

[6] Егоров, В. И. (1981) Подводные буксируемые системы. Л.: Судостроение.

[7] Blintsov, V.S. (2019). Generalized Method of Designing Unmanned Remotely Operated Complexes Based on the System Approach. «EUREKA: Physics and Engineering», № 2, 43-51.

[8] Blintsov, V.S. (2019). Application of systems approach at early stages of designinng unmanned towed underwater systems for shallow water areas. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, №5/9 (101), 15-26.

Blintsov, Klochkov, Kucenko

CLASSIFICATION CHARACTERISTICS OF UNMANNED TETHERED UNDERWATER SYSTEMS AS A COMPONENT OF IMPROVING THE EFFICIENCY OF THEIR DESIGN

Abstract. *An approach to reducing resource costs in the design of marine robotics, which provides for the structuring of the classification features of underwater tethered systems to simplify the selection and justification of design decisions at the stage of sketch design is proposed.*
Keywords: tethered underwater system, design, system approach, classification features

УДК 532.528

OF SUPERCAVITATING VEHICLES' MANEUVERING

Savchenko Yu. N., doctor of technical science, member-correspondent[1], Semenenko V. N. doctor of technical science, senior researcher[2], Savchenko G. Yu. senior researcher, senior researcher[3]
[1,2,3] Institute of Hydromechanics of NAS of Ukraine, Kyiv
[1,3] georgiy.savchenko@yahoo.com, [2]vnsvns60@gmail.com

Abstract. *The ability of maneuvering of a high speed supercavitating vehicle (HSSV) with nose disc cavitator and the gliding stern is considered. The different ways of transverse forces creation for HSSV maneuver are considered. The meaning of maneuver energy cost concept is introduced for their comparison. The efficiency of each method for HSSV maneuvering analyzed with the help of 3D computer simulations .*
Key words: high-speed submerged motion, supercavitating vehicle, body of revolution, wetting area, maneuvering, supercavitating vehicle control

Nomenclature

D_n	the cavitator diameter
EM	energy consumption of maneuver
$\vec{F}$	the force
KF	transversal drag – force factor
h	the clearance between model and cavity surfaces
H	the depth of immersion
HSSV	high-speed supercavitating vehicles
I_x, I_y, I_z	the moments of inertia about axis
L	the vehicle length
L_c	the cavity length
m	the vehicle mass
M	the moment of inertia about the mass center
r	radius of turning circle
$\vec{V}$	the velocity
x, y, z	the vehicle mass center coordinates
x_c	the mass center distance from cavitator

Greek Symbols

α	the angle of attack
β	the sliding angle
δ_y, δ_z	the angles of the cavitator inclination
η_y, η_z	the angles of the thrust vector deflection
δ_{fv}, δ_{fh}	the angles of the fin deflection
$\vec{\omega}$	the angular velocity
θ	the roll angle
φ	the yaw angle
ψ	the pitch angle

σ the cavitation number

$\chi = \varphi - \beta$ the course trajectory angle,

χ_m the average angle

Introduction.

In the ship hydrodynamics, the maneuverability is defined as a ship ability to turn and to follow specified trajectories of any curvature.

In turn, the good “maneuverability” and “stability” ensure the “controllability” performance which is defined as the ship ability to change the motion direction (course) by setting in a definite manner.

In practice, the trajectory curvature value turns out limited, and the ship maneuverability (handiness) is estimated by the minimal diameter of the gyration performed for constant angle of the fin deflection.

The longitudinal motion of high-speed supercavitating vehicles (HSSV), *i.e.* motion in the vertical plane, is considered in majority of works on dynamics and control of the supercavitating vehicles[1,4]. One may consider that this type of the HSSV motion has been sufficiently well studied at present. In this case a conclusion that the longitudinal motion of the self-propelled HSSV in the regime of planing in the cavity is unstable and requires stabilization on depth is a main result [2]. A rotary cavitator is an optimal operating control for both the motion stabilization and the depth maneuvering [2].

At the same time, the development of the HSSV control strategy for effective course maneuvering (*i.e.* motion in the horizontal plane) remains actual, it demonstrates own peculiarities and great challenges. Some problems of 3D-motion and maneuvering of the HSSV on course were considered in works of Savchenko and Semenenko[2], Kirschner, Luo et al.

In this work, estimations of the principally attainable parameters in the HSSV course maneuvering are given. The results of computer simulation of 3D maneuvering of the HSSV for different methods of motion control are shown.

HSSV in gyration. Forces acting on vehicle in supercavity.

The longitudinal and transversal forces influence the motion of SC vehicle. The direction of those forces is the same as the direction of the velocity of the mass center of a the vehicle or orthogonal to the velocity. The longitudinal forces are the hydrodynamic drag force and the vehicle thrust force. The orthogonal forces are the orthogonal component of the forces on the cavitator and body as well as of fins hydrodynamic drag, components of thrust, weight and inertia which appear at correspondent inclinations of their action directions. With the help of those transversal forces the maneuver can be fulfilled.

The side view scheme of vehicle in a supercavity is shown in Fig 1. The scheme shows the vehicle at stable gyration and a stable straight-forward motion. In this case the balance of all forces and moments which act in a vertical plane (*xy*) must be present:

$$F_{ny} + F_{sy} = G = mg; \qquad M(F_{ny}) = M(F_{sy}); \tag{1}$$

where m is the vehicle mass, g is the gravitation constant, $M(F_{ny})$; $M(F_{sy})$ are the moments of forces F_{ny}, F_{sy} relatively of mass center.

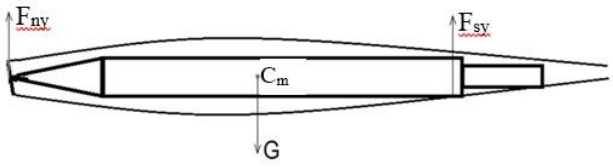


Fig. 1. Supercavitating vehicle position in supercavity at stabilized linear motion or gyration, side view (vertical plane (*xy*)

At stable gyration of a vehicle in a horizontal plane (*xz*) along the curve with radius r, with velocity V is shown in Fig.2b. Its centrifugal force F_z can be present at the mass center:

$$F_Z = m \cdot g_z = m \cdot V^2 / r \tag{2}$$

The force F_z has to be balanced by two hydrodynamic forces F_{nz} and F_{sz} which act in the horizontal plane (*xz*) as it is shown in Fig. 2b, when $M(F_{nz}) = M(F_{sz})$.

$$m \cdot g_z = F_{nz} + F_{sz}\,. \tag{3}$$

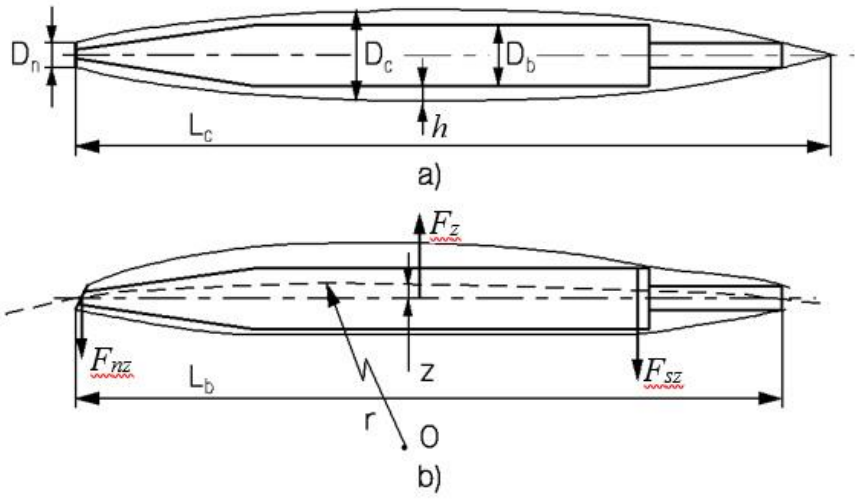


Fig. 2. Scheme of flow over the supercavitating vehicle: a) top view – linear motion; b) top view – gyration

Equations (2) and (3) allow the radius *r* of the steady-stated gyration motion to be estimated:

$$r = \frac{mV^2}{F_{nz} + F_{sz}} \tag{4}$$

***Estimation of Minimal Radius of Turning Circle of the HSSV and maneuver energy*.**

When determining the minimal radius of turning circle , it is considerd that maximal deflection of the cavity axe in gyration along the vehicle length is determined by a value of the clearance $z_{max} = h$ between the cavity and the hull in the central part of the cavity at straight motion. We have this condition:

$$z_{\max} = h = \frac{1}{2}\left(D_c - D_b\right), \tag{5}$$

where $z_{\max}$ is the maximally permissible path deflection along the supercavity length L_c; *h* is the clearance in the supercavity mid-section between the hull and cavity (cruise); D_c, D_b are the diameters of the cavity and hull in the mid-section, respectively.

If *r* is the radius of turning circle, and the model length L_b or the cavity length L_c close to the model length will be a chord of this circle segment, then deflection $z = h$, L_c and *r* will be connected by the relation:

$$L_c = 2\sqrt{2hr - h^2}\,, \tag{6}$$

or, since $L_c >> h$:

$$\frac{r}{L_c} = \frac{1}{8}\frac{L_c}{h}\,, \tag{7}$$

where $\bar{r} = r / L_c$ is the dimensionless minimal radius of turning circle. Then expression (7) using Garabedian's formulae becomes:

$$\frac{r}{L_c} \approx 0.125\,\frac{D_n}{h}\sqrt{\frac{c_x \ln\frac{1}{\sigma}}{\sigma^2}}, \tag{8}$$

where c_x is the cavitation drag coefficient.

If the cavitator is a disk, then c_x = 0.82 and in formula (8) only two independent parameters remain[3]:

$$\bar{r} = \frac{r}{L_b} = 0.113\frac{D_n}{h}\sqrt{\frac{\ln\frac{1}{\sigma}}{\sigma^2}} = 0.113\frac{D_n}{h}\frac{\lambda_c}{\sqrt{\sigma}}, \quad (9)$$

where $\lambda_c = L_c / D_c$ is the cavity aspect ratio.

Transversal forces which are needed for maneuver can be obtained in a few ways with a help of the special methods and devices. We can outline several following ways:

1.By the cavitator inclination
2.By the gliding flap and gliding parts of hull
3.By the hydrodynamic fins
4.By the auxiliary side jet nozzles
5.By the thrust vector deflection
6.By the roll angle creation (“bank-to-turn” way).

Methods 1 ÷ 6 will be considered with a special attention because they have a different energy price for its creation and maneuver execution.

The especial factor K_F can be used as a ratio of necessary orthogonal force F_y to accompanied longitudinal component F_x

$$K_F = F_y / F_x \quad (10)$$

The energy price of the turn(maneuver) can be estimated with a help of force factor K_F (10) and force F_z (2)

$$E_M = \frac{F_z}{K_F}\cdot V \cdot t_m = \frac{mV^2}{K_F}\cdot \chi \quad (11)$$

where χ - angle of turn with radius r, t_m time of maneuver.

Method 1. By the cavitator inclination. In the case of the disk cavitator the force from the flow side is always directed oppositely to the normal $\vec{n}$ to the cavitator plane: $\vec{F}_n = -F_n\vec{n}$. The projections of the vector $\vec{F}_n$ on the axes of the body coordinate system are equal to:

$$F_{nx} = -F_n \cos\delta_y \cos\delta_z,\ F_{ny} = -F_n \sin\delta_z,\ F_{nz} = F_n \sin\delta_y \cos\delta_z \quad .(12)$$

The (12) gives possibility to estimate the disc c_y/c_x factor which is equal to the ratio of the transversal forces (F_{ny}, F_{nz}) increment to the drug F_{nx} increment which is always negative:

$$\frac{\Delta F_{nz}}{\Delta F_{nx}} = \frac{\sin\delta_y \cos\delta_x}{\cos\delta_y \cos\delta_z - 1} < 0; \qquad \frac{\Delta F_{ny}}{\Delta F_{nx}} = \frac{\sin\delta_y}{\cos\delta_y \cos\delta_z - 1} < 0; \quad (13)$$

Method 2. Transversal force at planning regime of HSSV. The planning mode is mainly used for HSSV marching motion. The approximation formulae for the F_{sy} determination is obtained based on[1]:

$$\bar{F}_{sy} \approx 0.8\cdot\alpha\cdot\bar{h} + 10\alpha^2\cdot\bar{d}^2 \quad (14)$$

The next experimental and theoretical investigations estimated the hydrodynamic factor (relation of transversal force F_{sy} , F_{sz} to the drag force F_{sx}) which had a range [4]:

$$K_F = F_{sy} / F_{sx} \approx 4 \div 5$$

The energy consumption at planning according to (11) :

$$E_M = k\frac{mV^2}{K_F}\cdot\chi, \qquad \text{where } k = 0.75,\ K_F = 5. \quad (15)$$

Method 3. The transversal force creating by the hydrodynamic fins. The foils and fins traditionally have a hydrodynamic force factor (lift – drag factor) $K_F = F_z / F_x$.[4] If t_m – is the maneuver operation time then the energy estimation of transversal force creation can be obtain as follows:

$$E_M = \frac{F_z}{K_F}\cdot V \cdot t_m$$

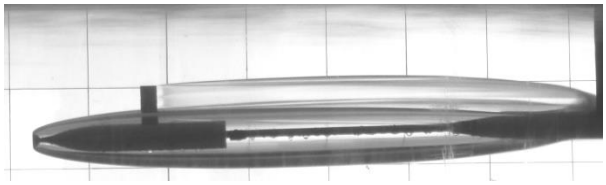


Fig. 3. Testing the model with the cavity-piercing fin

In case if the F_z compensates only a part of the complete centrifugal force of vehicle at turn maneuver with radius *r* (4)

$$F_z = k\frac{mV^2}{r} \quad ,$$

the energy price of maneuver defined by relation (15) where K_F – can be defined from experimental works [4]. At *k* = 0.25÷0.75 wedge foils cavity piercing fins K_F = 0.25÷0.75 in a range of α = 2°÷10°.

Method 4. Transversal force creation by the auxiliary side jet nozzle. Auxiliary side jet nozzle can operate by the own fuel portion or it can use working gas mixture from march motor chamber. In both cases we estimate the transversal force *Fz* creation by the same thrust force duration: $F_x = F_z$. At this situation the force factor must be equal to 1:

$$K_F = \frac{F_z}{F_x} = 1$$

The energy consumption for the maneuver:

$$E_M = \frac{F_z}{K_F} Vt = kmV^2\chi \,, \tag{16}$$

where k – the part of the total centrifugal force that should be compensated by the jet nozzle (*k* = 0.25 ÷ 0.3).

Method 5. Transversal force creation by the thrust vector deflection. Thrust vector deflection can produce transversal force $F_z=F_{cr}\sin\eta$ at convenient thrust loss $F_x=F_{cr}$ (1-cos η). In this case the force factor must be equal

$$K_F = \frac{F_z}{F_x} = \frac{\sin\eta}{(1-\cos\eta)}$$

where F_{cr} – propulsion trust, η - thrust vector deflection.

The energy consumption for maneuver

$$E_M = \frac{k}{K_F} mV^2\chi = \frac{k(1-\cos\eta)}{\sin\eta} mV^2\chi \tag{17}$$

where $k/K_F = 0.13$ at η = 5°, *k* = 0.75.

Method 6. “Bank to turn” method can easy be implemented by banking the hull left or right. Initial bank or roll angle of the hull can be created by a small roll fin, Fig.4, or by shifting the mass center aside. In this case a side components of the lift forces F_{ny} and F_{syr} appears. It looks like a delta-plane , parachute or glider turn maneuver.

When cavitator has a roll angle θ its vertical force $F_y(\delta_y)$ creates a transversal component $F_Z=F_y\cos\theta$ with no additional drag F_{nx} creation, like it is absent in the Method 1.

Mathematical Model.

In the scheme of HSSV motion (Fig.1), the weight *mg* is compensated by lift force F_{ny} created on cavitator and by the tail planning force F_{xy}, which must be balanced in the steady-state motion. In this case, the projections of the force vector are defined by the following expressions:

$$F_{x1} = F_{nx} + F_{sx} + F_{cr}\cos\eta_z\cos\eta_y - mg\sin\psi + F_{fx};$$

$$F_{y1} = F_{ny} + F_{sy} + F_{cr}\sin\eta_z\cos\eta_y - mg\cos\psi\cos\theta + F_{fy};$$

$$F_{z1} = F_{nz} + F_{sz} - F_{cr}\sin\eta_y + mg\cos\psi\sin\theta + F_{fz},$$

where $\vec{F}_n$ is force on cavitator:, $\vec{F}_s$ is the planning force; $\vec{F}_{cr}$ is the propulsion thrust; $\vec{F}_f$ is the fins control forces; η_z and η_y are angles of the thrust vector deflection in the planes $O_1x_1y_1$ and $O_1x_1z_1$, respectively, θ,ψ are the roll angle and the pitch angle.

Computer Simulation.

Basing on the described mathematical model, the computer simulation of different methods of control of motion of self-propelled HSSV was performed:

- control by the cavitator inclination having two degrees of freedom (δ -control);
- control by the propulsor thrust vector deflection (vectoring thrust, η -control);
- control by the roll angle regulation (θ -control, or “bank-to-turn” control);
- control with the hydrodynamic cavity-piercing fins (f -control).

Here we give some examples of calculation of the 3D motion of the supercavitating model in course maneuvering. The HSSV model used in the calculation is shown in Fig. 4.

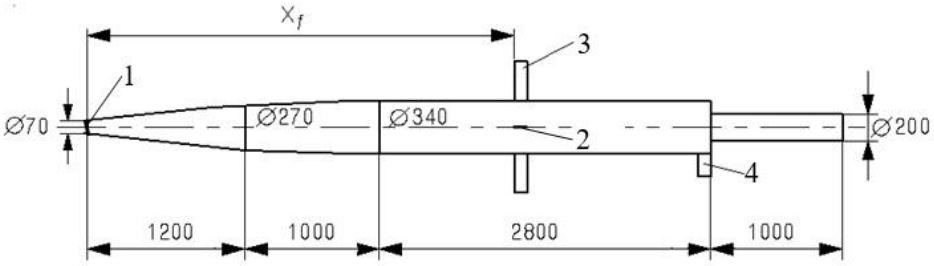


Fig. 4. Sketch of the HSSV calculation model with inclining cavitator - 1, pair of horizontal fins - 2, pair of vertical fins - 3 and the roll fin - 4

δ ***-control***. Fig. 5, *a* shows 3D path configurations of the HSSV model in the fixed coordinates *Oxyz*. The calculation parameters are: distance $\overline{S}$ = 400; δ_z = −5º; curve 1 − δ_y = 5º; curve 2 − δ_y = 10º; curve 3 − δ_y = 15º.

Fig. 5*b* shows the path configuration of the model mass center after the distance S = 4.0 km at δ_y = 15º. In this case, the total gyration time was ~ 24 s.

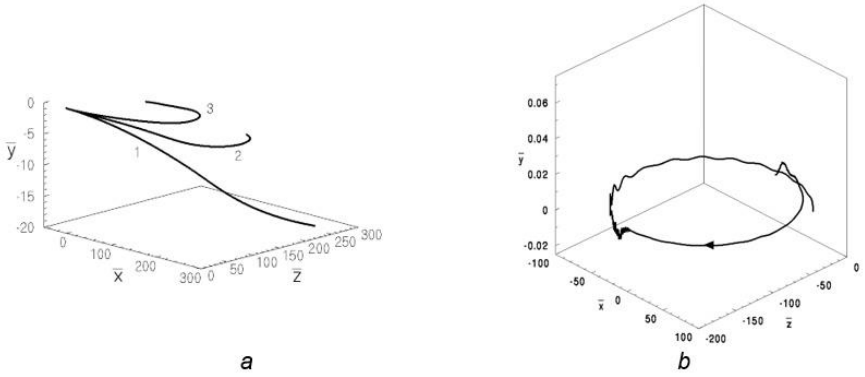


Fig.5. The supercavitating model path configuration at course δ –control:
a – non-stabilized motion; *b* – depth-stabilized motion

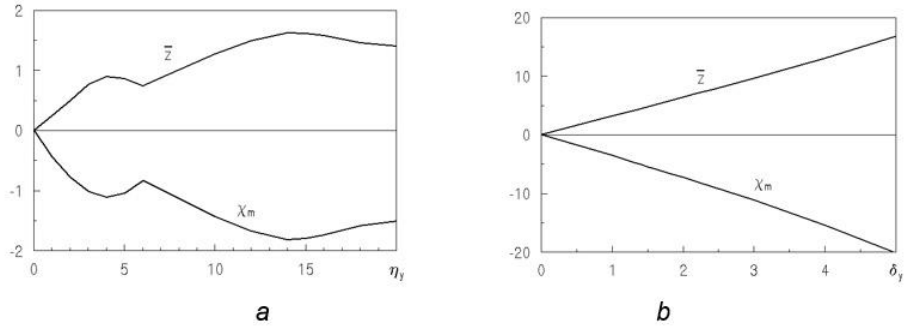


Fig. 6. Model deflection $\bar{z}$ and average path angle χ_m at the course maneuvering:
a – η -control; *b* – δ -control

Figures 6*a* and 6*b* shows dependencies of the model mass center deflection $\bar{z} = z/L$ the average path angle χ_m on the thrust vector deflection η_y, and the cavitator inclination angle δ_y respectively, at the end of the distance 500 m.

η -control. The computer simulation has shown that both the δ -control and the η -control are identically effective at depth maneuvering. In the both cases the model path deflection on the fixed distance linearly depends on the angle of deflection of the operating control. On the contrary, the η -control is essentially less effective than the δ -control at the course maneuvering.

In the case of the η -control the average force F_{sz} is directed opposite to the lateral component of the thrust force $\vec{F}_{cr}$ and weakens its controlling action.

θ -control. Action of the θ -control of the HSSV motion on course consists in giving the specified roll angle θ_1 to the model and next stabilization of this angle by error-closing control. A vertical roll fin located in the aft part in the zone of planing along the cavity boundary is used for this purpose (see Fig. 4). It must be essentially smaller than the vertical fin, since it serves not to create the lateral force, but only to create the axial moment.

Conclusion

It was shown that maneuverability of HSSV has the fundamental limitation by presence of the supercavity around the vehicle hull. The energy cost of transversal force creation has been considered for HSSV maneuver with respect to a different method of its realization.

1. A simple formula (8) for a minimal possible radius of HSSV gyration was proposed. The formula takes into consideration initial parameters: D_n, λ_c, h, σ.
2. A simple formula for a maximal angle of the cavitator inclination - δ_{max} estimation was proposed (11) to estimate the maximal attainable transversal force on cavitator.
3. The computer simulation of HSSV maneuver at 3D motion for a different control method allows to estimate an efficiency of the following parameters: radius, angle velocity, energy cost and overloads.

REFERENCES

[1] Logvinovich, G.V. (1969). *Hydrodynamics of flows with free boundaries.* Kiev: Naukova Dumka Publishing House. {English translation: Halsted Press, 1973.}
[2] Savchenko, Yu.N., Semenenko, V.N. (2011). On course maneuverability of underwater supercavitating vehicles. *Prykladna Gidromekhanika*, 13(1), 43–50.
[3] Savchenko, Yu.N., Semenenko, V.N., Savchenko, G.Yu. (2016) Peculiarity of maneuvering in supercavitation flow. *Prykladna Gidromekhanika*, , 18(1), 79–82.
[4] Savchenko, Yu.N., Semenenko, V.N., Savchenko, G.Yu. (2019). Peculiarities of supercavitating vehicles' maneuvering. *International Journal of fluid Mechanics Research*, 46, 309–323

Савченко Ю.Н., Семененко В.Н., Савченко Г.Ю.
МАНЕВРУВАННЯ СУПЕРКАВІТУЮЧИХ АПАРАТІВ

Анотація. *Розглянута можливість маневрування суперкавітуючого (СК) апарата з дисковим носовим кавітатором та глісуючою задньою частиною. Розглянуті можливості створення поперечної сили для маневру СК апарата. Для порівняння вводиться поняття концепту вартості енергії. За допомогою комп'ютерного 3D моделювання порівняна ефективність кожного з методів маневрування.*

Ключові слова*: швидкісний підводний рух, суперкавітуючій апарат, тіло обертання, змочена поверхня, маневрування, керування суперкавітуючим апаратом*

СавченкоЮ.Н., Семененко В.Н., Савченко Г.Ю.

МАНЕВРИРОВАНИЕ СУПЕРКАВИТИРУЮЩИХ АППАРАТОВ

Аннотация. *Рассмотрена возможность маневрирования суперкавитирующего (СК) аппарата с дисковым кавитатором и глиссирующей задней кромкой. Рассмотрены возможности создания поперечной силы для маневра СК аппарата. Для сравнения вводится понятие концепта стоимости энергии. Путем компьютерного 3D моделирования проанализирована эффективность каждого из методов маневрирования.*

Ключевые слова*: скоростное подводное движение, суперкавитирующий аппарат, тело вращения, смоченная поверхность, маневренность, управление суперкавитирующим аппаратом*

УДК 532.526

ТУРБУЛЕНТНЫЙ ПОГРАНИЧНЫЙ СЛОЙ НА СТРУКТУРИРОВАННОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Воропаев Геннадий Александрович, проф., чл..-кор. НАН Украины,
Розумнюк Наталия Вячеславовна, к.ф.-м.-н., с.н.с.
Институт гидромеханики НАН Украины
Украина, Киев

Аннотація.*Представлено результати чисельного моделювання тривимірного нестаціонарного турбулентного потоку над поверхнею з системою парних лунок в залежності від кута нахилу лунок до напрямку основного потоку. На основі одержаних чисельних результатів визначено діапазон кутів нахилу, при яких лунки генерують парні квазистійкі поздовжні вихри як в лунках, так і в сліді за лунками, або спостерігається суттєво нестаціонарна поведінка вихрових структур в лунках з утворенням декількох менших вихрів в примежовому шарі за лунками.*

Ключові слова*:турбулентний примежовий шар, парні лунки, поздовжні вихри, гідродинамічні втрати.*

Вопрос гидродинамического сопротивления судов и задачи по управления ними были и будут определяющими в развитии судостроения, независимо от мощности и экономичности движителей. И на этом пути инноваций по обоснованию и разработке методов управления важно иметь базовые зависимости и взаимосвязь структуры (вихревой структуры) полей течения с формой и качеством обводов и законами движения тел.

Проблему снижения гидродинамического сопротивления водоизмещающих тел условно можно разделить на две составляющие: сопротивление давления (форма и волновое) и трение, если не учитывать их взаимное влияние.

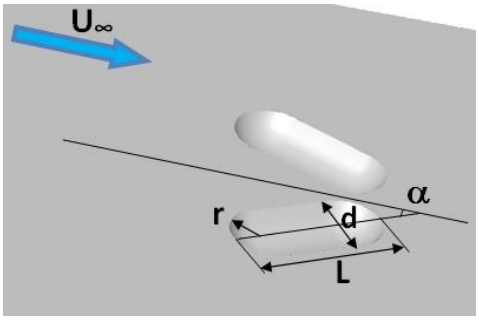
Как правило, общая задача определения формы тел минимального сопротивления (рассмотренная еще Ньютоном) не ставится, а рассматриваются конкретные задачи модификации формы тел, обеспечивающие уменьшение сопротивления тел, практически заданной формы и водоизмещения, скоростей движения. В то время, как задача уменьшения сопротивления трения имеет общее значение для всех безотрывно обтекаемых тел, основанная на понимании вихревого турбулентного течения в пристенных областях, его регуляризации или его детерминизации, навязывая турбулентному потоку вихревые структуры определенных масштабов, изменяя спектральную плотность турбулентной энергии и уменьшая безвозвратную передачу энергии по спектру в сторону диссипативных масштабов, но самое главное - препятствуя генерации масштабов, ответственных за отбор энергии от определяющего течения. Влияние вихревой структуры потока также проявляется и при обтекании тел с нефиксированным отрывом

пограничного слоя, который приводит к большим осциллирующим нагрузкам как на само обтекаемое тело, так и на элементы управления.

Наглядными примерами существующих методов управления вихревой структурой пограничных слоев за счет генерации (разрушения) вихрей определенных масштабов, интенсивности и направленности, приводящих к снижению сопротивления, являются LEBU [1] и риблеты. Так, риблеты регуляризируют структуру зарождающегося вихревого течения на границе вязкого подслоя, создавая устойчивую структуру продольных микровихрей, в то время как LEBU разрушают вихри больших масштабов, формирующиеся на границе пограничного слоя, тем самым уменьшая скорость роста толщины пограничного слоя. Однако приведенные примеры, демонстрирующие физические закономерности взаимодействия вихревых структур в градиентных потоках и их влияние на интегральные характеристики обтекаемых тел, в силу своих конструктивных особенностей и технологии изготовления врядли смогут найти применение в судостроении.

Вместе с тем, применение структурированных поверхностей на основе луночных технологий, использующих идею генерации системы продольных вихревых структур заданных масштабов и регуляризирующих турбулентные пограничные слои, устраняет эти конструктивные недостатки LEBU и делает технологию доступной по сравнению с риблетами.

В докладе представляется концепция возможности снижения сопротивления трения, обобщающая результаты экспериментальных и численных исследований формирования когерентных продольных вихрей в турбулентных пограничных слоях на обтекаемых структурированных поверхностях. Примеров структурированных поверхностей, интенсифицирующих турбулентные возмущения заданного масштаба в пограничных слоя, достаточно много, от обычной шероховатости до ячеистых поверхностей. Однако разнообразие структуры обтекаемых поверхностей порождает такое же разнообразие вихревых структур в пограничном слое, как правило, приводящих к хаотизации пограничного слоя и увеличению сопротивления. Единственное, что объединяет эти структурированные поверхности, это повышение интенсивности турбулентности в пограничном слое, которая может привести к затягиванию отрыва, либо вообще его предотвращению. Но стимулирование интенсивности турбулентности не должно приводить к росту положительного градиента давления, поэтому оправдано применение ячеистых структурированных поверхностей для управления отрывом.



На обтекаемых поверхностях без отрыва повышение интенсивности турбулентности всегда ведет к более быстрому росту толщины пограничного слоя, следовательно, к росту сопротивления трения. Поэтому ячеистая структура обтекаемой поверхности, генерирующая устойчивые вихревые структуры определенного масштаба и интенсивности, и согласованные с локальными параметрами пограничного слоя, для снижения сопротивления трения во-первых, не должна приводить к росту интенсивности турбулентности, во-вторых, должна приводить к росту анизотропии турбулентности в пограничном слое.

Многочисленные исследования влияния конкретных видов поверхностей на локальные и интегральные характеристики турбулентных пограничных слоев, несмотря на идеологическую разобщенность, показывают взаимосвязь характерных масштабов генерированных углублениями вихрей с их геометрическими параметрами [2,3,4], выделяя определяющие безразмерные параметры по отношению к локальным характеристикам пограничного слоя. Идеологическая разобщенность в генерации вихревых структур для пассивного управления снижением сопротивления трения на хорошо обтекаемых телах постепенно вырождается, принимая точку зрения о необходимости генерации продольных вихрей для этой цели, как элемента управления анизотропией турбулентности посредством регулярной продольной завихренности.

Продолжающиеся исследования по изучению структуры турбулентного пограничного слоя на ячеистых обтекаемых поверхностях и их влиянию на интегральные характеристики обтекаемых тел позволили выделить форму ячеек (продольных лунок) и их сочетания, проводящие к генерации устойчивых продольных (спиралеобразных) вихревых структур [5] и регуляризации турбулентного пограничного слоя в следе за ними. Вместе с тем, зависимость протяженности зоны влияния лунок от их параметров, характеристик пограничного слоя или числа Рейнольдса остается актуальной задачей.

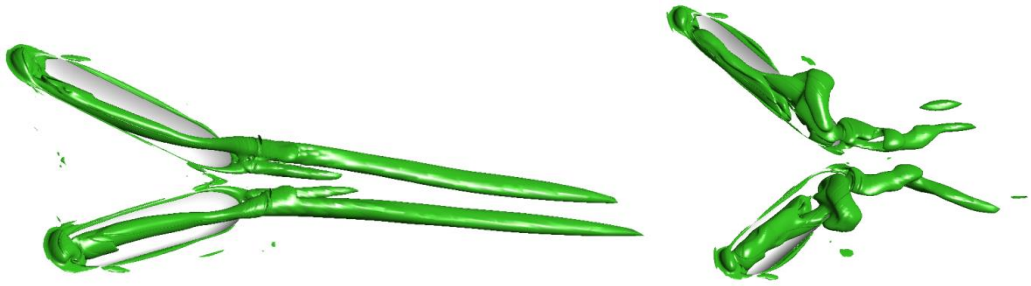
На примере результатов численного эксперимента по определению характеристик турбулентного пограничного слоя на гладкой поверхности с системой парных удлиненных лунок, расположенных симметрично под определенными углами к направлению потока, обтекающего поверхность, демонстрируется важность компоновки пары лунок. Сложность определения необходимых параметров лунок для снижения сопротивления заключается во взаимосвязи большого количества параметров, от которых зависит структура вихревого течения в лунках и в следе за ними - размеров и формы лунки, взаимного размещения лунок в паре (Рис.1), в сочетании с локальными характеристиками натекающего турбулентного пограничного слоя.

Расчетная область численного эксперимента представляет собой параллелепипед, одна из сторон которого обтекаемая пластина с лунками, расположенными на некотором расстоянии от начала пластины. Размеры расчетной области с заданными условиями скольжения и периодичности на соответствующих сторонах выбраны таким образом, чтобы исключить влияние граничных условий на структуру вихревого течения в лунках и в следе за ними при рассматриваемых числах Рейнольдса. Лунки рассматриваются упрощенной формы: полуцилиндрическая средняя часть, определяющая удлинение лунки, и четверти сфер на торцах.

Решается стандартная трехмерная система уравнений неразрывности, уравнений Рейнольдса, с применением модели переноса напряжений для моделирования турбулентности, используется пакет FLUENT. В расчетной области строится ортогональная структурированная сетка со сгущениями возле поверхности пластины, в окрестности лунок и их следе, возле стенок лунок; общее количество сеточных узлов во всей области ~ 8 млн. Местное число Рейнольдса по продольной координате от начала пластины до лунок варьировалось в диапазоне $5*10^5 \div 1.5*10^6$, натекающий поток считается турбулентным с заданным уровнем турбулентности 1%.

В данной работе на примере пары лунок упрощенной формы, но отношение геометрических параметров которой соответствует минимальному сопротивлению [5], демонстрируется влияние угла наклона оси лунок α (20°÷45°) к направлению внешнего течения на интенсивность и структуру вихревого течения в лунках и в следе за ними. Отношение глубины к ширине лунки $h/d \approx 0.5$, длины к ширине $L/d \approx 4.5$ не изменяется.

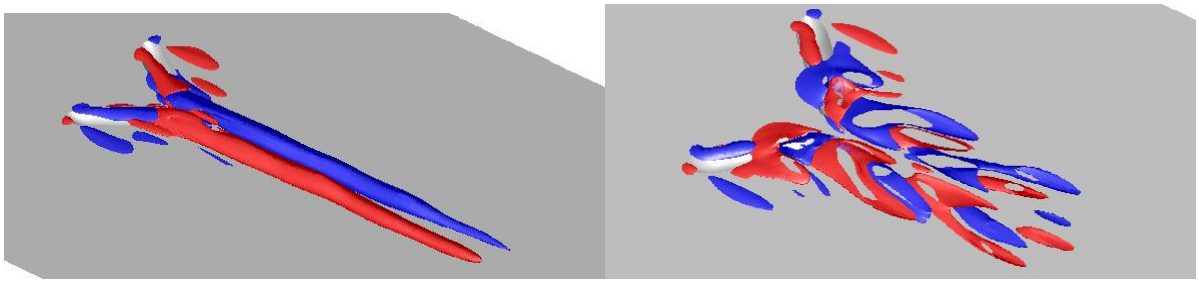
В рассмотренном диапазоне изменения углов α с ростом угла растет и интенсивность продольных вихрей, и сопротивление давления лунок, практически пропорционально изменению угла, но при угле отклонения оси лунок от направления течения больше 40° вихревая структура как в лунках, так и в следе за ними резко меняется (Рис.2.)



а) б)

Рис.2. Мгновенная вихревая структура течения в лунках и в следе за ними.
(Q-визуализация, Q=0.015); а) α = 25°, б) α = 45°; $Re=1.5*10^6$

Обращает на себя внимание не столько изменение интенсивности вихревого течения, как изменение вихревой структуры. Выход вихревой структуры при α = 45° происходит не в корме лунки, а в ее середине, теряя структуру спиралевидного вихря, что говорит о потере регулярности вихревой структуры, в то время как при α = 25° вихревая структура остается регулярной и в лунках, и в следе за ними, перестраиваясь за счет взаимодействия между собой. Более наглядно это демонстрирует изменение продольной завихренности при изменении угла наклона оси лунок (Рис.3). При α = 25° лунки являются генераторами регулярной продольной завихренности, в виде пары продольных вихрей противоположных знаков завихренности, что увеличивает их устойчивость, а следовательно, и увеличивает зону их влияния, в то время, как при α = 45° те же лунки становятся генераторами интенсивности турбулентности.



а) б)

Рис. 3. Мгновенные значения продольной завихренности ±30s^{-1}
а) α = 25°, б) α = 45°;Re=1.5*10^6

С увеличением угла α амплитуды возмущений в лунках увеличиваются, формирующиеся продольные вихри теряют свою устойчивость уже в передней части лунки, как видно по расположению фокусов линий растекания в разные моменты времени α = 45°, представленные на Рис.4 . С приближением к выходным кромкам теряется спиралеобразная форма вихрей, они разделяются на отдельные сгустки, что не приводит к формированию регулярной вихревой пары в следе за лунками.

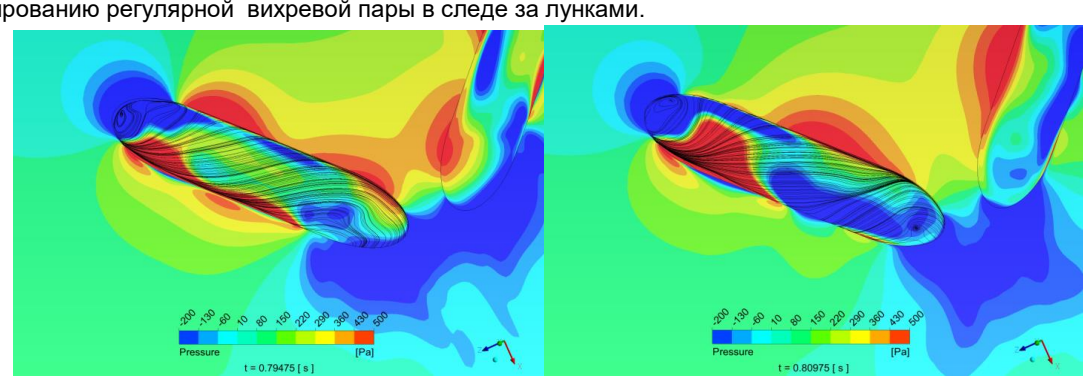


Рис.4. Мгновенные траектории меченых частиц на фоне поля давления в лунках при α = 45°

При величине угла наклона оси лунок α <30° в лунках формируется почти стационарное вихревое течение, основные структурные элементы сохраняются как в лунках, так и в следе за ними, величины интенсивности завихренности, распределения давления и трения на поверхности лунок и пластины меняются во времени несущественно (Рис.5). В лунках наблюдаются малые периодические смещения положения осей продольных вихрей, а по поверхностям равной завихренности ниже лунок распространяются варикозные (сужения/расширения) возмущения, что определяет доминирующую безразмерную частоту в следе лунок ≈0.04 при α = 25°. С увеличением угла наклона лунок амплитуды возрастают изменения во времени всех параметров течения, а также отклонения мгновенных картин течения от осредненного состояния; спектр частот расширяется и сдвигается в область более высоких значений ≈0.2 при α = 45°.

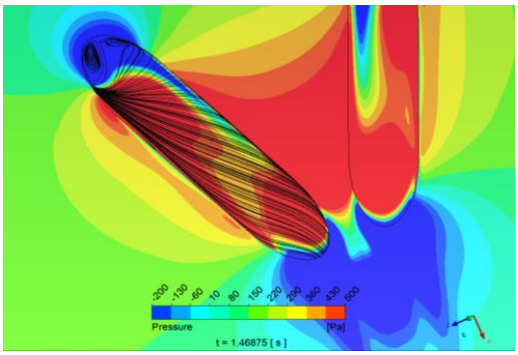


Рис.5. Мгновенные траектории меченых частиц на фоне поля давления в лунках при α = 25°

Вязкая составляющая сопротивления поверхности лунок уменьшается при увеличении угла наклона лунок, при α = 25° она почти в 2 раза меньше, чем при α = 45°. Однако в следе лунок на пластине эта величина имеет тенденцию сначала несколько снижаться до α ~30°, а затем, при перестройке течения от пары устойчивых вихрей до ее разрушения на более мелкие структуры, опять увеличивается. Более существенный вклад в сопротивление поверхности с

лунками дает изменение давления в районе лунок, который также оказался минимальным при угле наклона ~30°.

Таким образом, на основании проведенного численного эксперимента показано, что пары лунок на обтекаемой поверхности в определенном диапазоне геометрических параметров способны создавать систему квазиустойчивых продольных вихрей, влияющих на структуру турбулентного пограничного слоя в следе за лунками. Интенсивность зарождающегося продольного вихря в лунках и его устойчивость существенно зависит угла наклона оси лунки к вектору потока. И если ввести коэффициент эффективность пары лунок как отношение максимальной завихренности, генерированной лункой, к сопротивлению лунок для чисел Re ~ 10^6, то максимальный коэффициент эффективности был получен для системы лунок с отклонением осей α =30°. Однако системный коэффициент эффективности должен определятся совокупностью параметров пары лунок, их плотностью распределения по обтекаемой поверхности, зависящих от числа Рейнольдса, что и определяет направление последующих исследований.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

1. Alfredsson P.H., Orlu R. Large-Eddy BreakUp devices – a 40 years perspective from a Stockholm Horizon // Flow Turbulence Combust. – 2018. – Vol. 100, No 4. – P. 877-888.
2. Xie G., Liu Ji., Ligrani P.M., Zhang W. Numerical predictions of heat transfer and flow structure in a square cross-section channel with various non-spherical indentation dimples // Numerical Heat Transfer. - 2013.- Vol. 64. - P. 187–215
3. Wenwu Zhou,Yu Rao,Hui Hu. An Experimental Investigation on the Characteristics of Turbulent Boundary Layer Flows Over a Dimpled Surface // Journal of Fluids Engineering. - 2016. - 138(2) : 021204 (13 pages) DOI: 10.1115/1.4031260
4. S.A. Isaev, A.V. Schelchkov, A.I. Leontiev, YuF. Gortyshov, P.A. Baranov, I.A. Popov.Vortex heat transfer enhancement in the narrow plane-parallel channel with the oval-trench dimple of fixed depth and spot area // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2017. – 109. – P. 40–62.
5. Воропаев Г.А., Розумнюк Н.В. Моделирование нестационарного пограничного слоя на структурированной поверхности. *// Вісник НТУ «ХПІ». – 2019. - № 16 (1188). - С.93-98*
6. Voskoboinick V., Voskoboinick A., Voskoboinick O., Turik V. Dimple Generators of Longitudinal Vortex Structures // Boundary Layer Flows - Theory, Applications and Numerical Methods. Publisher: IntechOpen -2019. - 12 p. DOI: 10.5772/intechopen.83518

Voropaiev Gennadii Oleksanrovich, Rozumnyuk Nataliya Vyacheslavivna

Turbulent boundary layer over the structured surface

Presented are results of numerical modeling of 3D unsteady turbulent flow over a surface with the system of paired dimples in dependence on the angle of the dimple relative the main flow direction. On the basis of the numerical results there was determined the range of the angle at which the dimples generate pairs of quasisteadylongitudinal vortices in both the dimples and their wakes, or the essential unsteady behavior is seen in the dimple, with formation of several lesser vortices in the boundary ;layer behind the dimples.

Keywords: *turbulent boundary layer, pairs of dimples, longitudinal vortices, hydrodynamic losses.*

УДК 532.528

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВЕНТИЛЬОВАНИХ ПРИСТІННИХ КАВЕРН ПРИ НЕСТАЦІОНАРНИХ ЗБУРЕННЯХ

Семененко В.М., доктор техн. наук, старший наук. співр., Наумова О.І.
Інститут гідромеханіки НАН України
Україна, Київ
E-mail: vnsvns60@gmail.com

Анотація*. Розроблено наближений метод розрахунку нестаціонарної вентильованої пристінної каверни, створюваної з метою зниження в'язкого опору обтічної поверхні. Алгоритм реалізовано у вигляді програми комп'ютерного моделювання* ***SC_Wall****. Дано порівняльний аналіз процесів управління пристінними кавернами шляхом зміни форми кавітатора і шляхом регулювання витрати газу на піддув каверни.*

***Ключові слова**: пристінна каверна, вентильована каверна, комп'ютерне моделювання.*

Вступ.

Розглядається метод зниження в'язкого опору руху суден у воді, що полягає в створенні на обтічній поверхні каверн, заповнених водяною парою або газом [1]. Для формування пристінних каверн застосовуються спеціальні кавітатори (см. Рис. 1, *а*). При відносно невеликих швидкостях набігаючого потоку V для отримання пристінних каверн заданих розмірів їх необхідно вентилювати з погонною об'ємною витратою $\dot{Q}_{in}$.

Дослідженню різних проблем, що виникають при застосуванні цього методу, присвячена велика кількість як експериментальних, так і теоретичних робіт. Однак до теперішнього часу порівняно мало уваги приділялося питанням управління пристінними кавернами. Під управлінням кавернами ми розуміємо задані зміни їх розмірів шляхом зміни форми кавітатора, витрати газу на піддув каверни і інших параметрів, а також придушення можливої нестійкості вентильованих каверн [2].

Метою даної роботи є розробка наближеного методу розрахунку і комп'ютерного моделювання нестаціонарних пристінних каверн при різних способах управління ними. В основу методу покладено відомий метод інтегральних рівнянь і чисельний метод дискретних особливостей [3, 4].

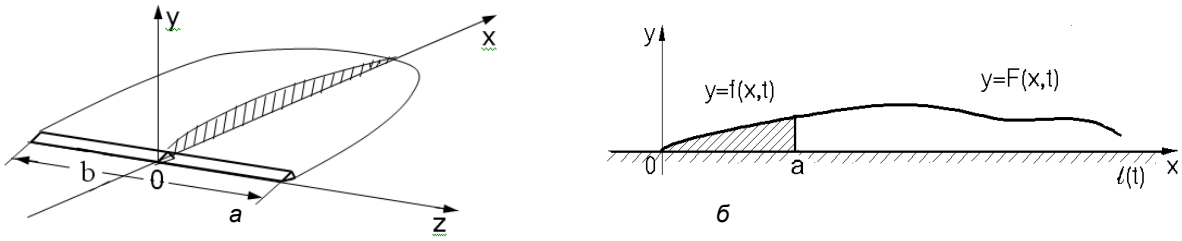


Рис. 1. Схема пристінної каверни (*а*), плоска задача (*б*)

Постановка задачі і побудова розв'язку.

Якщо кавітатор, розташований на плоскій стінці Oxz, має досить велике подовження $\lambda = b/a >> 1$ (де a, b – відповідно хорда кавітатора і його розмах, див. Рис. 1, *а*), то в середніх перерізах, паралельних площині Oxy, задачу наближено можна розглядати як плоску (див. Рис. 1, *б*). Також, в першому наближенні будемо нехтувати впливом примежового шару на стінці, сил вагомості і сил поверхневого натягу на розміри і форму каверни.

Розглянемо плоску задачу про нестаціонарне суперкавітаційне обтікання ідеальною, нестисливою і невагомою рідиною "тонкого" клина, розташованого на плоскій стінці, так що течія відбувається у верхній півплощині $y > 0$ (див. Рис. 1, *б*). Її розв'язок за формою збігається з розв'язком задачі для безмежної рідини [4] і має вигляд системи трьох функціональних рівнянь відносно невідомих функцій $q(x,t)$, $l(t)$, $p_c(t)$:

$$\int_0^{l(t)} \frac{q(s,t)ds}{x-s} + \frac{\partial}{\partial t}\int_0^{l(t)} q(s,t)\ln|x-s|\,ds + \pi p_c(t) = \pi p_w(t), \qquad 1 < x < l(t). \tag{1}$$

$$\int_0^{l(t)} q(s,t)ds = 0, \tag{2}$$

$$\frac{d}{dt}[p_c(t)Q(t)] = p_w(t)\left[\overline{Q}_{in}(t) - \overline{Q}_{out}(t)\right]. \tag{3}$$

Тут $q(x,t)$ – інтенсивність джерел-стоків, розподілених на відрізку [0, *l(t)*]; $p_c(t)$ – тиск в каверні; $p_w(t)$ – заданий тиск у воді; Q – погонний об'єм каверни; $\overline{Q}_{in}$ і $\overline{Q}_{out}$ – коефіцієнти об'ємних витрат газу відповідно в каверну і з каверни, віднесені до тиску $p_w(0)$. Тут і нижче всі змінні знерозмірені по a, V. Інтенсивність джерел-стоків $q_w(x,t)$, розподілених на відрізку [0, 1], визначається заданою формою кавітатора:

$$q_w(x,t) = 2\left[\frac{\partial f(x,t)}{\partial t} + \frac{\partial f(x,t)}{\partial x}\right], \quad (4)$$

Рівняння балансу маси газу в каверні (3) виведено в припущенні, що розширення газу в нестаціонарній каверні відбувається за ізотермічним законом, при цьому тиск $p_c(t)$ змінюється синхронно в усій каверні. Ми будемо використовувати напівемпіричні співвідношення для витрати газу з нестаціонарної каверни [2]:

$$\dot{Q}_{out}(t) = \gamma B_c V\left(1 - \frac{\sigma(t)}{\sigma_v}\right), \quad (5)$$

де γ – емпіричний коефіцієнт; B_c – ширина міделя каверни; $\sigma_v = 2(p_w - p_v)/\rho V^2$ – парове число кавітації; p_v = 2350 Па – тиск насиченої водяної пари; $\sigma = 2(p_w - p_c)/\rho V^2$ – реальне число кавітації при тих же значеннях p_w, V. Формули для визначення форми і погонного об'єму нестаціонарної каверни мають вигляд:

$$F(x,t) = \frac{1}{2}\int_0^x q(s, t-x+s)ds, \quad 1 \le x \le l(t). \quad (6)$$

$$Q(t) = \int_1^{l(t)} F(s,t)ds. \quad (7)$$

Розрахунковий алгоритм.

Система рівнянь (1)–(3) є нелінійною. Будемо знаходити її чисельний розв'язок в послідовні моменти часу $t^{(n)} = t^{(n-1)} + \Delta t,\ n = 2,3,\ldots$ при початкових умовах :

$$t^{(1)} = 0, \quad q^{(1)}(x) = q_0(x), \quad l^{(1)} = l_0, \quad \sigma^{(1)} = \sigma_0.$$

Замінимо похідну за часом в рівняннях (1) і (3) кінцевими різницями першого порядку. Тоді на *n*-му часовому шарі рівняння (1) –(3) можна записати у вигляді:

$$\int_1^{l^{(n)}} \frac{q^{(n)}(s)ds}{x-s} + \frac{1}{\Delta t}\int_1^{l^{(n)}} q^{(n)}(s)\ln|x-s|\,ds + \pi p_c^{(n)} = \pi p_w^{(n)} - A_1^{(n)}(x) + \frac{1}{\Delta t}A_2^{(n-1)}(x), \quad 1 < x < l^{(n)},$$

(8)

$$\int_1^{l^{(n)}} q^{(n)}(s)ds = A_3^{(n)} = -\int_0^1 q_w^{(n)}(s)ds, \quad (9)$$

$$p_c^{(n)}Q^{(n)} = p_c^{(n-1)}Q^{(n-1)} + \Delta t\, p_w^{(n)}\left(\overline{Q}_{in}^{(n)} - \overline{Q}_{out}^{(n)}\right), \quad (10)$$

де функції $A_1^{(n)}(x)$, $A_3^{(n)}$ в правій частині відомі, а функція $A_2^{(n-1)}(x)$ обчислюється за даними попереднього часового шару:

$$A_2^{(n-1)}(x) = \int_0^1 q_w^{(n-1)}(s)\ln(x-s)ds + \int_1^{l^{(n-1)}} q^{(n-1)}(s)\ln|x-s|\,ds. \quad (11)$$

Якщо величину $l^{(n)}$ на *n*-му часовому кроці вважати відомою, то система рівнянь (8), (9) стає лінійної і ефективно розв'язується чисельно відомим методом дискретних особливостей [3]. Для покращення збіжності метода в інтегралах рівнянь попередньо робиться заміна змінних $x \to z^2$, $s \to \lambda^2$. Після цього проекція каверни [1, $l^{(n)}$] розбивається на M однакових відрізків. На кожному відрізку розташовується точкове

джерело і контрольна точка, в якій задовольняється рівняння (8). Порядок розташування особливостей s_j і контрольних точок x_i визначається класом функцій, в якому відшукується розв'язок сингулярного інтегрального рівняння (8) − обмежений в точці $x=1$ і необмежений в точці $x=l^{(n)}$:

$$z_i = 1+\Delta z(i-0.75), \quad \lambda_j = 1+\Delta z(j-0.25), \quad \Delta z = \frac{\sqrt{l^{(n)}}-1}{M}, \quad i,j = 1,2,\ldots,M.$$

В результаті дискретизації рівнянь (8), (9) отримуємо систему *M* + 1 лінійних алгебраїчних рівнянь відносно невідомих $q_j^{(n)}$, $p_c^{(n)}$, $j=1,2,\ldots M$:

$$\sum_{j=1}^{M} q_j^{(n)} \left(\frac{\Delta t}{z_i^2-\lambda_j^2} + \ln\left|z_i^2-\lambda_j^2\right| \right) \lambda_j + \frac{\pi\Delta t}{2\Delta z} p_c^{(n)} = \frac{\pi\Delta t}{2\Delta z} p_w^{(n)} - \Delta t A_1^{(n)}(z_i) + A_2^{(n-1)}(z_i), \tag{12}$$

$$\sum_{j=1}^{M} q_j^{(n)} \lambda_j = \frac{1}{2\Delta z} A_3^{(n)} = -\sum_{j=1}^{M_w} q_{wj}^{(n)} \lambda_j, \tag{13}$$

де $M_w = \frac{1}{\Delta z}$, $A_1^{(n)}(z_i) = \sum_{j=1}^{M_w} q_{wj}^{(n)} \left[\frac{1}{z_i^2-\lambda_j^2} + \frac{1}{\Delta t}\ln(z_i^2-\lambda_j^2) \right] \lambda_j$,

$$A_2^{(n-1)}(z_i) = \sum_{j=1}^{M_w} q_{wj}^{(n-1)} \ln(z_i^2-\lambda_j^2)\lambda_j + \sum_{j=1}^{M} q_j^{(n-1)} \ln\left|z_i^2-\lambda_j^2\right| \lambda_j.$$

Формули (6), (7) після дискретизації мають вигляд:

$$F_i^{(n)} = f^{(n)}(1) + \frac{\Delta x_0}{2} \sum_{j=1}^{i} q_j^{(n-i+j)} = F_{i-1}^{(n-1)} + \frac{\Delta x_0}{2} q_i^{(n)}, \qquad i = 2,3,\ldots,M^{(n)}. \tag{14}$$

$$Q^{(n)} = \Delta x_0 \sum_{i=1}^{M^{(n)}} F_i^{(n)}, \quad \text{где} \quad \Delta x_0 = \frac{l_0-1}{M}, \quad M^{(n)} = \frac{l_r^{(n)}-1}{\Delta x_0}. \tag{15}$$

При цьому мається на увазі, що значення функції $q_i^{(n)}$ відомі у вузлах фіксованої прямокутної сітки з кроком Δt у напрямку n і кроком Δx_0 у напрямку i. Оскільки ці вузли не збігаються з вузлами розрахункової сітки, значення $q_i^{(n)}$ попередньо знаходяться шляхом інтерполяції.

Ми розглядаємо довжину каверни $l(t)$ як вільний параметр, що залежить від часу, і визначаємо його в послідовні моменти часу $t^{(n)}$ шляхом чисельного розв'язання функціонального рівняння (10) ітераційним методом. При цьому на кожній ітерації розв'язок розраховується при фіксованому значенні $l^{(n)} = l(t^{(n)})$ з системи лінійних алгебраїчних рівнянь (12), (13).

Зауважимо, що умова рівності нулю сумарної інтенсивності джерел-стоків (2) забезпечує обмеженість тиску на нескінченності, проте нестаціонарна каверна є незамкненою. При цьому в процесі розрахунку товщина каверни $F(l(t),t)$ в точці $x=l^{(n)}$ може ставати як позитивною, так і негативною. Ми будемо вважати, що фізичний зміст має тільки та частина каверни, для якої $F(x,t)\ge 0$. Для кожного $t^{(n)}$ ця умова виконується на деякому відрізку [1, $l_r^{(n)}$], де $l_r^{(n)} \le l^{(n)}$. Величину $l_r^{(n)}$ будемо розглядати як реальну довжину каверни і використовувати її замість $l^{(n)}$ при обчисленні об'єму каверни $Q^{(n)}$ за формулою (15).

***Програма* SC_Wall.**

На основі описаного розрахункового алгоритму нами розроблена програма для комп'ютерного моделювання нестаціонарних пристінних суперкаверн **SC_Wall** (скорочено **SCW**). У програмі реалізовано

стандартний користувальницький Windows-інтерфейс у вигляді меню, діалогів і графічного виведення результатів розрахунку на екран комп'ютера. Програма позволяє задавати довільні значення початкових параметрів V, H, α і різні стандартні форми збурюючих функцій $\alpha(t)$, $\dot{Q}_{in}(t)$, $p_w(t)$, $H(t)$, $V(t)$ – східчаста, періодична та ін. Після старту функції меню "BenchTest / Testing" можна спостерігати за поведінкою нестаціонарної пристінної каверни безпосередньо в процесі розрахунку (див. Рис. 2).

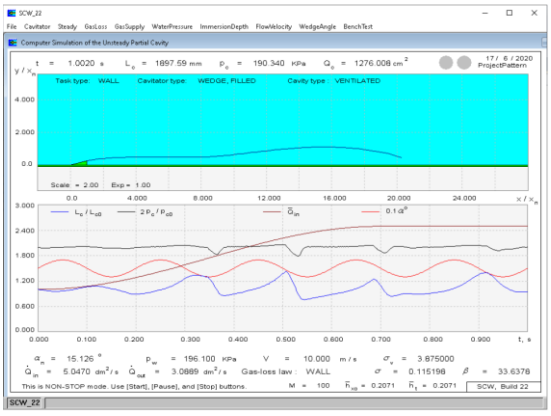


Рис. 2. Функція “BenchTest / Testing” програми **SC_Wall**

У програмі **SC_Wall** вважається, що при $t \le 0$ маємо стаціонарну пристінну каверну заданої довжини $L_c = l_0 - 1$. При цьому погонний піддув газу в каверну дорівнює виносу з каверни: $\dot{Q}_{in}(0) = \dot{Q}_{out}(0)$. При $t > 0$ піддув в каверну дорівнює сумі рівноважного піддуву $\dot{Q}_{in}(0)$ і додаткового піддуву із заданою витратою $\dot{Q}_{ext}(t)$, який може бути як позитивним, так і негативним. При $\overline{Q}_{ext} = 0$ каверна залишатиметься стаціонарною до можливої втрати стійкості [2]. При $\overline{Q}_{ext} \neq 0$ довжина каверни і тиск в каверні будуть змінюватися.

Приклади управління пристінними кавернами.

Нижче наводяться результати розрахунків нестаціонарних пристінних каверн при заданих змінах кута клина $y = \alpha(t)x$ і витрати газу на піддув каверни $\dot{Q}_{in}(t)$. Всі обчислення проводилися за допомогою функції “BenchTest / Testing” програми **SC_Wall** при фіксованих значеннях параметрів $H = 1.0$ м, $a = 100.0$ мм, $\alpha_0 = 7.5°$, $\gamma = 0.04$. На Рис. 3, *а*, *б* представлено результати розрахунку зміни відносної довжини $\overline{L}_c = (l-1)/(l_0-1)$ і безрозмірного погонного об’єму $\overline{Q} = Q/a^2$ пристінної парової каверни при східчастій і періодичній зміні кута клина.

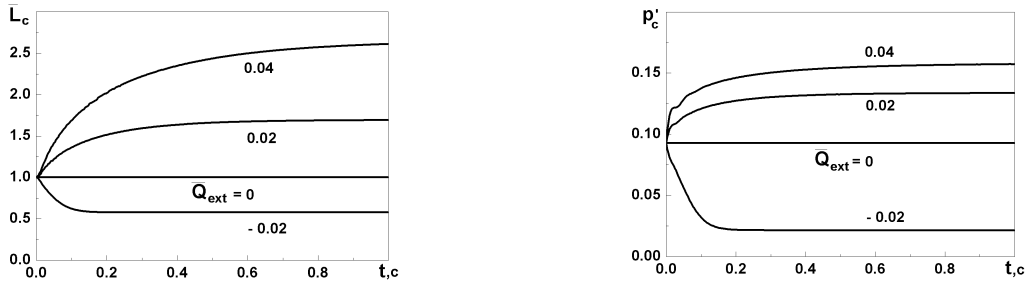


а *б*

Рис. 3. Зміна довжини та об'єму пристінної каверни при зміні кута клиноподібності кавітатора:
а – східчаста, *б* – періодична

Як видно, реакція парової пристінної каверни носить запізнювальний і несиметричний характер. При періодичних збуреннях це проявляється в зсуві фаз коливань каверни.

На Рис. 4 *а, б* представлено результати розрахунку зміни відносної довжини пристінної вентильованої каверни $\overline{L}_c$ і безрозмірного тиску в каверні $p_c' = p_c / \rho V_0^2$ для ряду значень коефіцієнта додаткового піддуву $\overline{Q}_{ext}(t)$. Обчислення проводилися при наступних початкових значеннях параметрів: $V = 30.0$ м/с, $L_{c0} = 500.0$ мм, при цьому розраховані початкові параметри вентильованої каверни: $p_c = 41.740$ кПа, $\overline{Q}_{out} = 0.0235$, $\sigma_0 = 0.1469$.



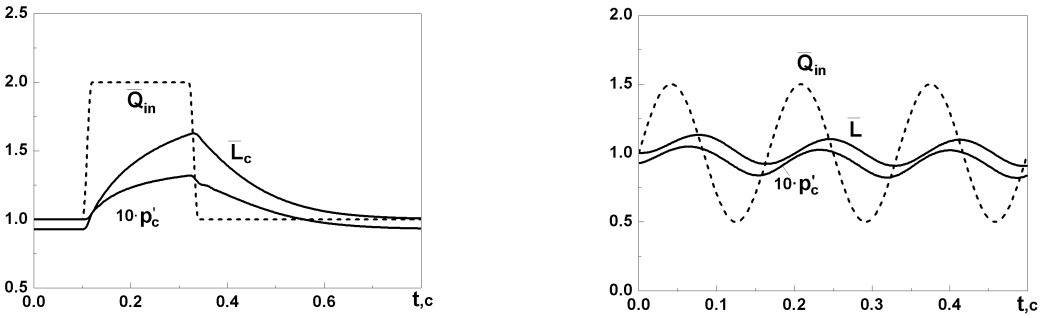
а *б*

Рис. 4. Зміна довжини пристінної вентильованої каверни і тиску в каверні при постійному піддуві:

а – $\overline{L}_c(t)$, *б* – $p_c'(t)$

Як видно, як при надмірному, так і при недостатньому піддуві довжина каверни і тиск в каверні змінюються до тих пір, поки не встановиться нове рівноважне значення коефіцієнта виносу газу $\overline{Q}_{out} = \overline{Q}_{in}$. Час встановлення рівноважного режиму зростає зі збільшенням інтенсивності піддуву.

На Рис. 5, *а, б* представлено результати розрахунку зміни $\overline{L}_c$ і p_c' при східчастій і періодичній зміні погонної витрати газу на піддув каверни.



а *б*

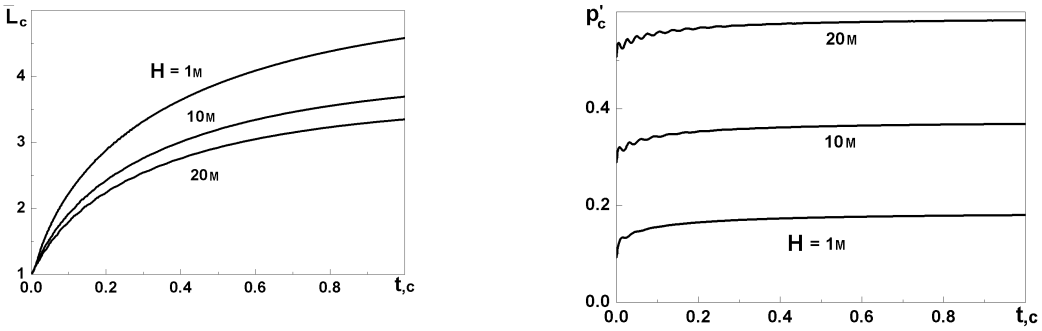
Рис. 5. Зміна довжини пристінної вентильованої кавернііі тиску в каверні при зміні витрати на піддув газу в каверну:

а – східчаста, *б* – періодична

Порівняння з Рис. 3 показує, що каверна значно повільніше реагує на зміну витрати газу на піддув, ніж на зміну форми кавітатора. Ця обставина робить спосіб управління каверною шляхом регулювання піддуву газу менш ефективним.

Як відомо, для нестаціонарних вентильованих каверн важливу роль відіграє параметр подібності $\beta = \sigma_v / \sigma \geq 1$ [2]. Чим більше параметр β, тим сильніше динамічна поведінка вентильованої каверни відрізняється від динамічної поведінки природної суперкаверни при тому ж початковому числі кавітації σ_0.

Каверни однакових розмірів (тобто з однаковим σ_0), але з різними значеннями β можна отримати, змінюючи параметри H і V.



а *б*

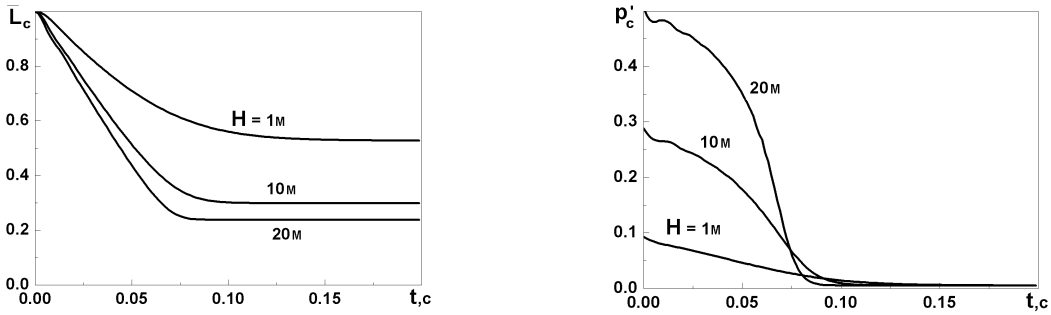
Рис. 6. Вплив глибини H на зміну довжини пристінної каверни і тиску в каверні при сталому піддуві газу в каверну:

а – $\bar{L}_c(t)$, *б* – $p_c'(t)$

Для демонстрації впливу параметра β на Рис. 6, *а*, *б* представлено результати розрахунку зміни $\bar{L}_c$ і p_c' для ряду значень глибини $H = 1.0$, 10.0 і 20.0 м. Розрахунки проводилися при швидкості обтікання $V = 30.0$ м/с, початковій довжині каверни $L_{c0} = 500.0$ мм, при сталому $\sigma_0 = 0.1469$ і сталому коефіцієнті піддуву газу $\bar{Q}_{in} = 0.1$ при $t > 0$. Відповідні значення параметра β_0: 1.596, 2.931 і 4.414.

Як видно, швидкість росту каверни і довжина каверни, яка досягається, тим менше, чим більше параметр H (тобто β_0). В процесі розвитку вентильованої каверни виникають затухаючі коливання тиску в каверні, які стають більш вираженими при зростанні H.

На Рис. 7, *а, б* представлено результати розрахунку зміни $\bar{L}_c$ і p_c' при відключенні піддуву газу в каверну: $\bar{Q}_{in} = 0$ при $t > 0$. 1. Значення початкових параметрів V, L_{c0}, σ_0 ті ж, що на Рис. 6.



а *б*

Рис. 7. Вплив глибини H на зміну довжини пристінної каверни і тиску в каверні при відключенні піддуву газу в каверну:

а – $\bar{L}_c(t)$, *б* – $p_c'(t)$

Як видно, при відключенні піддуву тиск в каверні і довжина каверни швидко зменшуються, поки не буде досягнуто значення $p_c = p_v$. На практиці при цьому зазвичай відбувається схлопування каверни. Швидкість скорочення каверни тим вище, чим більше H (тобто β_0).

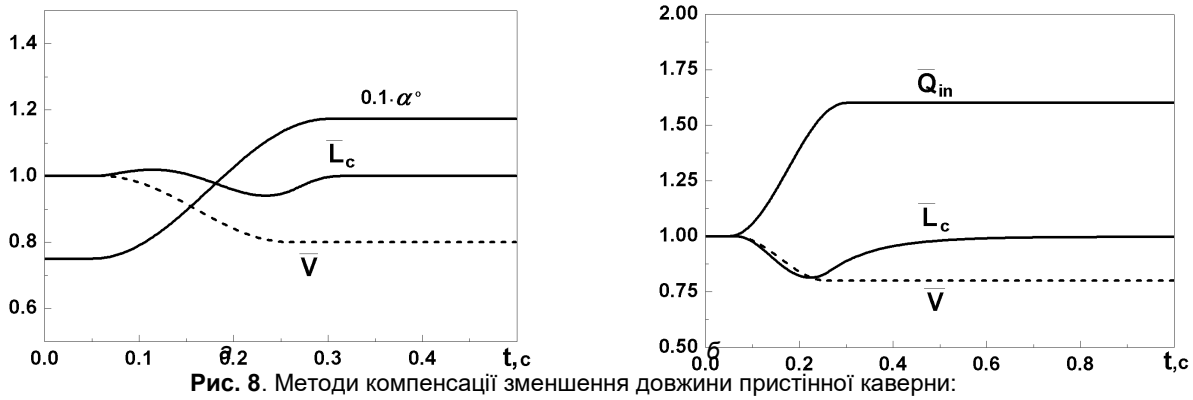


Рис. 8. Методи компенсації зменшення довжини пристінної каверни:
а – регулювання кута клина, *б* – регулювання витрати газу в каверну

Програма **SC_Wall** дозволяє розв'язувати ряд практичних задач активного управління пристінними кавернами, наприклад, задачу про компенсацію довжини каверни при зміні параметрів H і V. Як приклад на Рис. 8, *а, б* показано процеси компенсації зменшення довжини пристінної каверни, викликаної зменшенням швидкості обтікання $V(t)$, шляхом регулювання кута клина $\alpha(t)$ і шляхом регулювання погонної витрати газу в каверну $\dot{Q}_{in}(t)$. Порівняння Рис. 8, *а* і Рис. 8, *б* показує, що компенсація зменшення довжини пристінної каверни шляхом регулювання витрати газу в каверну вимагає більше часу через більш повільні реакції каверни на керуючий вплив.

Висновки.

Розроблено алгоритм чисельного розрахунку нестаціонарної вентильованої пристінної каверни, створюваної з метою зниження в'язкого опору обтічної поверхні. Алгоритм реалізовано у вигляді програми комп'ютерного моделювання **SC_Wall**, яка дозволяє визначати оптимальні параметри пристінних каверн і розв'язувати практичні задачі активного управління пристінними кавернами. Зокрема встановлено, що управління пристінною каверною шляхом регулювання піддуву газу в каверну є менш ефективним, ніж управління шляхом регулювання кута клиноподібності кавітатора.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Perlin M., Ceccio S. Mitigation of hydrodynamic resistance: methods to reduce hydrodynamic drag. World Scientfic Publishing Co. Pte. Ltd, 2015.
[2] Семененко В.Н. Неустойчивость плоской газонаполненной суперкаверны в безграничном потоке // Гидромеханика. – 1995. – Вып. 69. – С. 56–64.
[3] Єфремов І.І. Лінеаризована теорія кавітаційного обтікання. Київ: Наукова думка, 1974. – 156 с.
[4] Семененко В.Н. Расчет плоских нестационарных суперкаверн при произвольной зависимости от времени // Прикладна гідромеханіка. – 2001. – Т. 3, № 3. – С. 47–52.

Semenenko V., Naumova O.

COMPUTER SIMULATION OF THE VENTILATED PARTIAL CAVITIES UNDER UNSTEADY DISTURBANCES

***Abstract**. An approximate method has been developed for predicting the unsteady ventilated partial cavities created to reduce the viscous drag of a streamlined surface. The algorithm is implemented as the computer*

*simulation program **SC_Wall**. A comparative analysis of processes of the partial cavity control by changing a cavitator shape and by regulating the gas supply rate into the cavity is given.*

***Key words:** partial cavity; ventilated cavity; computer simulation.*

Семененко В.Н., Наумова Е.И.

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЕНТИЛИРУЕМЫХ ПРИСТЕННЫХ КАВЕРН ПРИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ВОЗМУЩЕНИЯХ

***Аннотация**. Разработан приближенный метод расчета нестационарных вентилируемых пристенных каверн, создаваемых с целью снижения вязкого сопротивления обтекаемой поверхности. Алгоритм реализован в виде программы компьютерного моделирования **SC_Wall**. Дан сравнительный анализ процессов управления пристенными кавернами путем изменения формы кавитатора и путем регулирования расхода газа на поддув каверны.*

***Ключевые слова:** пристенная каверна; вентилируемая каверна; компьютерное моделирование.*

УДК 532

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КОРАБЕЛЬНИХ ХВИЛЬ У ПРЯМОКУТНОМУ КАНАЛІ

Масюк С. В., к.ф.-м.н., Горбань І. М., к.ф.-м.н., с.н.с., Єфремова Н. С.
Інститут гідромеханіки НАН України
Україна, Київ
masja1979@gmail.com

***Аннотація.** У роботі, на основі чисельного методу граничних елементів (МГЕ) проведені розрахунки корабельних хвиль та хвильового опору судна типу "Wigley hull" при його рухові з постійною швидкістю у прямокутному (з вертикальними стінками) каналі.*

***Ключові слова**: метод граничних елементів, вільна поверхня, хвильовий опір*

Вступ. Корабельна хвиля – це хвиля на поверхні води, що утворюється у носовій та кормовій частинах корабля, під час його руху. Великі корабельні хвилі становлять небезпеку для малих суден, руйнують прибережні споруди та причали. Тому задачі мінімізації ерозії берегів, розробки нових типів суден зі значно меншим хвилеутворенням та нових конструктивних схем спеціальних захисних гідротехнічних споруд є актуальними. Необхідно також створювати умови для безпечного судноплавства в річках, каналах та у припортових акваторіях, підвищувати ефективність гідротехнічних споруд та збільшувати тривалість міжремонтного інтервалу їх експлуатації.

Корабельні хвилі можуть загрожувати безпеці операцій в портах, вливати на функціонування інших плаваючих засобів (суден, платформ і т.д.), а також стати причиною небажаних екологічних наслідків, наприклад, ерозії берегів. Суттєві корабельні хвилі генеруються швидкісними судами або великими судами що рухаються на середніх швидкостях при їх рухові в умовах обмеженого фарватеру (на мілководді, в прибережних зонах, в портах, в каналах та річках і т.д.). Хвильові системи, що виникають внаслідок гідродинамічної взаємодії судна з вільною поверхнею акваторії в основному є нелінійними. Як правило, ці хвильові системи не стаціонарні, внаслідок неоднорідності дна чи топографії фарватеру. До того ж значну частину корабельних хвиль складають розбіжні хвилі, які можуть розповсюджуватись на значні відстані майже не втрачаючи енергії, поки не наблизяться до берега.

Процеси генерації корабельних хвиль суттєво залежать від форми обводів судна, швидкості його руху, глибини та конфігурації акваторії [1–6]. Так стінки у вузькому каналі спричиняють відбивання розбіжних хвиль, в наслідок чого відбувається накладання хвильових систем, що, в свою чергу, впливає на хвильовий опір судна. В широкому каналі відбиті від стінок каналу хвилі не досягають корпусу судна, але додаткові швидкості спричинені стінками каналу все одно зумовлюють перерозподіл поля тисків та зміну хвильового опору судна [7].

Актуальність проблеми взаємодії корабельних хвиль з навколишнім середовищем підтверджується значною кількість експериментальних та теоретичних досліджень, виконаних останнім часом. Експериментальні дослідження, як правило, проводилися на зменшених моделях суден в дослідних басейнах

з подальшою верифікацією отриманих результатів. Теоретичні дослідження в основному спрямовані на створення аналітичних та чисельних методів розв'язку задачі про рух тіла в рідині з вільною поверхнею та довільною геометрією граничної поверхні [1–6]. Для випадків руху судна у каналі з постійним поперечним перерізом як правило використовується метод граничних елементів, в якому вільна поверхня апроксимується великою кількістю чотирикутних панелей [6, 8, 9].

Матеріали і методи. Розглянемо стаціонарний рух судна зі швидкістю V_0 вздовж осі x в ідеальній нестисливій рідині з вільною поверхнею. Позначимо область, у якій рухається судно, через Ω, а її граничну поверхню – через S. В даному випадку S складається зі змоченої поверхні судна S_B, змоченої поверхні каналу S_C та вільної поверхні S_F рідини, тобто $S = S_B \cup S_C \cup S_F$. У випадку стаціонарної безвихрової течії або руху судна з постійною швидкістю задачу можна описати за допомогою потенціалу $\varphi(\vec{x})$, де $\vec{x} = (x, y, z) \in \Omega$, який задовольняє рівнянню Лапласа:

$$\Delta\varphi(\vec{x}) = 0, \tag{1}$$

з граничними умовами непротікання на поверхні судна S_B та на поверхні каналу S_C:

$$\left.\frac{\partial\varphi(\vec{x})}{\partial n}\right|_{S_B} = V_n, \qquad \left.\frac{\partial\varphi(\vec{x})}{\partial n}\right|_{S_C} = 0, \tag{2}$$

де V_n – проекція швидкості судна V_0 на нормаль до його поверхні.

Гранична умова на вільній поверхні рідини має вигляд:

$$\frac{1}{2}\nabla\tilde{\varphi}\cdot\nabla\left(\left(\frac{\partial\tilde{\varphi}}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial\tilde{\varphi}}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial\tilde{\varphi}}{\partial z}\right)^2\right)+g\frac{\partial\tilde{\varphi}}{\partial z}=0, \quad \text{при } z=\zeta(x,y), \tag{3}$$

де $\zeta(x,y)$ – збурення вільної поверхні, $\tilde{\varphi}(x,y,z) = -V_0 x + \varphi(x,y,z)$ – потенціал швидкостей при обтіканні нерухомого судна потоком зі швидкістю $-V_0$, а $\nabla = \left(\frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial y}\right)$ – оператор диференціювання.

На основі чисельного методу граничних елементів (МГЕ), у відділі технічної гідромеханіки Інституту гідромеханіки НАН України було розроблено та реалізовано у вигляді комп'ютерних програм та процедур чисельний алгоритм розв'язку рівнянь (1)–(3), який представлено у роботах [1, 2, 9]. Метод граничних елементів передбачає рівномірний розподіл особливостей типу «джерело» по всій граничній поверхні, яка складається з поверхні судна, поверхні каналу та вільної поверхні рідини. Тоді змочені поверхні судна та каналу, а також вільна поверхня рідини апроксимується плоскими трикутними або чотирикутними панелями. При цьому вважається, що інтенсивності джерел на кожній панелі постійні й тому їх можна замінити одним джерелом розташованим в геометричному центрі панелі. За допомогою МГЕ було розраховано гідродинамічні поля швидкостей і тисків навколо судна типу «*Wigley hull*», при його стаціонарному русі у прямокутних каналах та на мілкій воді різної глибини. На основі полів швидкостей і тисків розраховано хвильовий опір судна та профілі корабельних хвиль. При цьому збурення вільної поверхні розраховувалось за формулою:

$$\zeta = \frac{2V_0\frac{\partial\varphi}{\partial x} - \vec{V}^2}{2g}, \tag{4}$$

де, $\vec{V} = \left(\frac{\partial\varphi}{\partial x}, \frac{\partial\varphi}{\partial y}, \frac{\partial\varphi}{\partial z}\right)$.

Хвильовий опір судна розраховувався як сума інтегралів по змоченій поверхні судна від динамічного та гідростатичного тисків:

$$R_w = \frac{\rho}{2}\int_{S_B}\left(V_0^2 - \vec{V}^2\right)n_x\,dS + \frac{\rho g}{2}\oint_{WL}\zeta^2\cdot n_x dL, \tag{5}$$

де $\oint_{WL}\zeta^2 n_x dL$ – інтеграл по ватерлінії судна, а n_x проекція нормалі до поверхні судна на вісь X.

Коефіцієнт хвильового опору обчислювався за формулою:

$$C_w = \frac{2R_w}{\rho V_0^2\int_{S_B} dS}, \tag{6}$$

де $\int_{S_B} dS$ – площа змоченої поверхні судна.

Результати і обговорення. Розглянемо процеси формування корабельних хвиль при рухові судна типу «*Wigley hull*» вздовж центральної лінії прямокутного (рис. 1) каналу. Таке судно має параболічну форму бокової поверхні, яка описується рівнянням:

$$y = \pm\frac{B}{2}\cdot\left(1-(2x/L)^2\right)\cdot\left(1-(z/T)^2\right),\ x\in\left[-\frac{L}{2},\frac{L}{2}\right],\ z\in[0,T], \tag{7}$$

де L – довжина судна, B – максимальна ширина судна (у міделі шпангоуті), а T – осадка.

Відношення довжини та ширини судна до осадки складає $L/B=10$ та $B/T=1.6$ відповідно, а відношення глибини каналу до осадки судна – $h/T=3$. Ширина каналу була рівна довжині судна L.

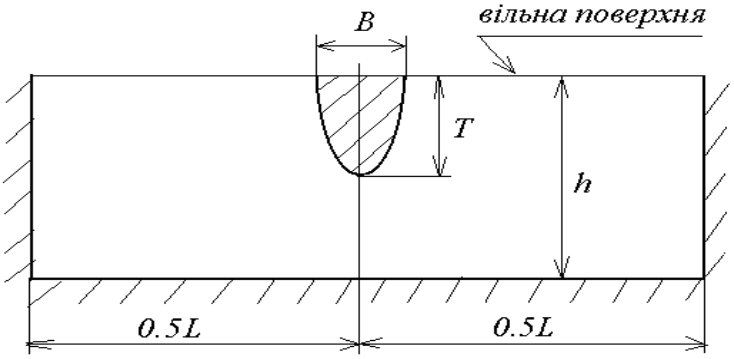


Рис. 1. Схема руху судна в прямокутному каналі

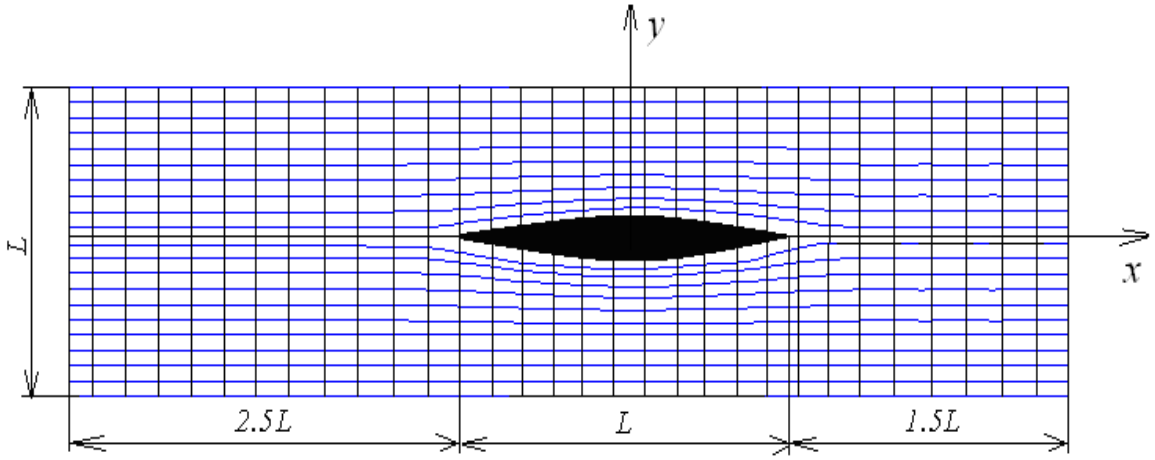


Рис. 2. Схема розбиття сітки на вільній поверхні каналу при $Fr \geq 0.4$.

Вільна поверхня навколо судна каналу покривалась прямокутними панелями так як це зображено на рис. 2. Панелями покривалась ділянка вільної поверхні між бортами судна та стінками каналу, тобто ширина ділянки вільної поверхні панелями, дорівнювала ширині каналу – L. Загальна довжина цієї ділянки складала 4*L* за умови, що $Fr < 0.4$ (тобто за умови, що числа Фруда по довжині є меншими ніж 0.4) та 5L, за умови, що $Fr \geq 0.4$. Збільшення ділянки вільної поверхні, що покривається панелями зі збільшенням числа Фруда пов'язане з тим, що зі збільшенням швидкості судна збільшується довжина поперечних хвиль. Таким чином, довжина ділянки вільної поверхні, яка покривалась панелями перед носом судна становила 1.5*L*, а за кормою судна – 1.5*L* при $Fr < 0.4$ та 2.5L при $Fr \geq 0.4$ (рис. 2). Поверхня судна покривалась панелями рівномірно по бортах. З усієї поверхні каналу прямокутними панелями покривались тільки його стінки. Граничні умови на плоскому дні враховувались за допомогою дзеркальних відображень [9].

Кількість панелей на судні становила 796, а на вільній поверхні – 1980 при $Fr < 0.4$ та 2508 при $Fr \geq 0.4$. Кількість панелей на стінках каналу залежала від числа Фруда по довжині судна та від глибини каналу. Їхня максимальна кількість становила 1920 панелей на кожній стінці при $h/T = 3$ та $Fr \geq 0.4$, а мінімальна – 1024 панелі при $h/T = 2$ та $Fr < 0.4$. Таким чином, усього було використано від 4824 до 7144 панелі залежно від глибини каналу h та числа Фруда по довжині судна Fr.

На рис. 3 та 4 представлено залежності коефіцієнта хвильового опору C_w судна від його швидкості, розраховані методом МГЕ для випадків руху судна на різних глибинах ($h/T = 2$ та $h/T = 3$) у прямокутному каналі та на мілкій воді.

Рис. 3 та 4 демонструють, що зі зміною геометрії фарватеру, змінюються числа Фруда по довжині судна Fr та по глибині води Fr_h, при яких досягаються максимуми хвильового опору. Для випадку прямокутного каналу область критичних чисел Фруда (тобто діапазон швидкостей судна, де хвильовий опір різко зростає) зсунута дещо вправо порівняно з мілкою водою як для $h/T = 3$ (рис. 3.) так і для $h/T = 2$ (рис. 4). Зі зменшенням глибині води область критичних чисел Фруда зсувається вліво, тобто максимум хвильового опору досягається при менших числах Фруда. Крім того область критичних чисел Фруда звужується. Так, по результатам розрахунків, при рухові судна на мілкій воді глибиною $h/T = 3$ критичні числа Фруда по довжині лежать у інтервалі $Fr \in (0.35, 0.5)$, а по глибині, відповідно у інтервалі $Fr_h \in (0.81, 1.15)$. Якщо рух відбувається у прямокутному каналі тієї ж глибини, критичні числа Фруда зміщуються у область $Fr \in (0.4, 0.55)$ та $Fr_h \in (0.92, 1.27)$ по довжині та по глибині відповідно.

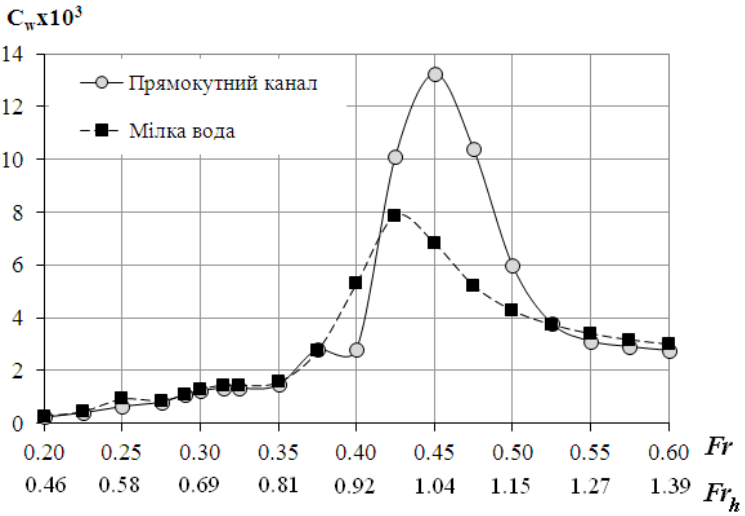


Рис. 3. Залежності коефіцієнта хвильового опору від числа Фруда при рухові судна типу «Wigley hull» на мілкій воді та у прямокутному каналі глибиною $h/T = 3$

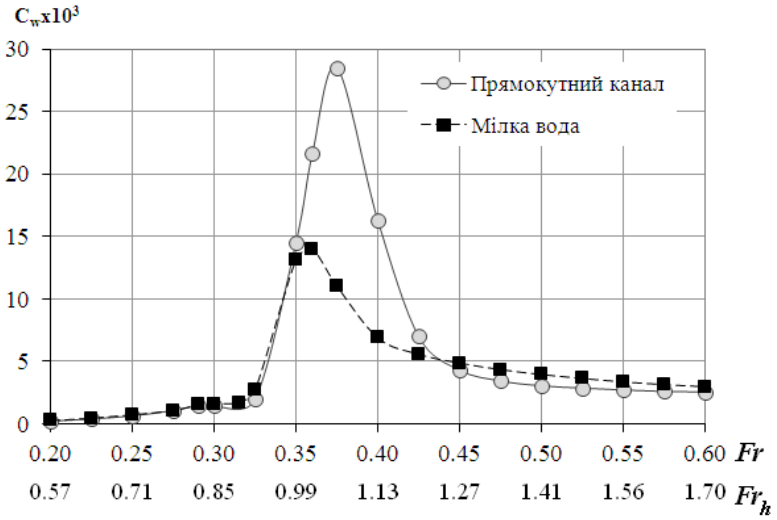


Рис. 4. Залежності коефіцієнта хвильового опору від числа Фруда при рухові судна типу «Wigley hull» на мілкій воді та у прямокутному каналі глибиною $h/T = 2$

Якщо глибина мілкої води становить $h/T = 2$ (рис. 4), критичні числа Фруда лежать у діапазонах $Fr \in (0.325, 0.40)$ і $Fr_h \in (0.92, 1.13)$ по довжині та по глибині відповідно. При рухові судна у прямокутному каналі тієї ж глибини, область критичних чисел Фруда по довжині та по глибині розширюється – $Fr \in (0.325, 0.45)$ та $Fr_h \in (0.92, 1.27)$, відповідно. При цьому значення хвильового опору у діапазонах критичних чисел Фруда приблизно удвічі більші, ніж при рухові судна у акваторії відповідної геометрії (мілка вода, та канал), але більшої глибини ($h/T = 3$), рис. 3. Зазначимо, що розрахунки хвильового опору було уточнено порівняно з [7]. У результаті цього на кривій, що характеризує хвильовий опір судна, яке рухається у прямокутному каналі, з'явився один додатковий локальний максимум у точці $Fr = 0.375, Fr_h = 0.87$ та локальний мінімум у точці $Fr = 0.4, Fr_h = 0.92$.

Розрахунки показали, що при рухові судна у каналі максимальне значення хвильового опору приблизно удвічі більше ніж при його рухові на мілкій воді такої ж глибини. Це пояснюється тим, що у мілководних каналах поле індукованих швидкостей зумовлює збільшення повздовжніх перепадів тиску вздовж корпусу судна, а також до зростання амплітуд хвиль у порівнянні з рухом судна на мілкій воді з таким же відношенням h/T. Тобто при рухові судна у каналі, зростання хвильового опору судна у критичній області відбувається інтенсивніше, а максимальне значення коефіцієнта опору часто досягається раніше, ніж при рухові судна на мілкій воді. Разом з тим, у каналах з різними поперечними перерізами, хвильових опір в області критичних швидкостей більший у того судна, яке рухається в каналі з меншим поперечним перерізом [7].

Динаміка хвильового опору (рис. 3 та 4) пов'язана з розвитком хвиль на вільній поверхні каналу зі збільшенням швидкості судна. Так при малих числах Фруда $Fr \le 0.2$ хвилі практично не утворюються, а відбувається локальна зміна рівня води – денівеляція вільної поверхні. Однак при більших числах Фруда дається взнаки хвилеутворення. Воно зумовлює зростання хвильового опору судна. При подальшому збільшені швидкості судна у хвильовій системі починають переважати поперечні хвилі, а амплітуди хвиль зростають. В зоні $Fr_h \approx 1$ обидві системи хвиль практично вироджуються у дві поперечні хвилі – носову та кормову. Ці хвилі мають велику амплітуду, а на їх утворення затрачується багато енергії, що в свою чергу зумовлює різке зростання хвильового опору в області критичних швидкостей. Поперечні хвилі такого типу вже не можуть досліджуватись за допомогою теорії хвиль відносно малої амплітуди і по своїм властивостям відносяться до так званих одиночних хвиль (солітонів). Характерно, що одиночна хвиля, один раз утворившись, уже не потребує енергії для її підтримки і може розповсюджуватись попереду судна, якщо через зміну швидкості воно відстало від одиночної хвилі.

Після того, як швидкість судна перевищить критичну, поперечні хвилі, згідно з теорією, не можуть існувати і залишаються тільки розбіжні хвилі. Фронт цих хвиль утворює з діаметральною площиною кут, при

якому швидкість розповсюдження хвиль у напрямку перпендикулярному до їх фронту не перевищує критичну швидкість хвилі $\sqrt{gh}$. Хвильовий сектор при рухові судна у закритичній області містить тільки розбіжні хвилі, а його ширина зменшується зі збільшенням швидкості судна [7]. Зникнення поперечних хвиль, а також зменшення хвильового сектору зумовлює зменшення хвильового опору судна у закритичній області. Зменшуються також і амплітуди хвиль.

Висновки. У роботі за допомогою чисельного методу граничних елементів розраховано гідродинамічні поля швидкостей і тисків навколо судна типу «Wigley hull», при його стаціонарному рухові у прямокутних каналах та на мілкій воді різної глибини. Отримано залежності хвильового опору судна від чисел Фруда по довжині судна та по глибині води. Розповсюдження корабельних хвиль істотно залежить від топографії каналу та швидкості руху судна. Розрахунки показали, що при рухові судна у прямокутному каналі області критичних чисел Фруда по довжині та по глибині розширюються порівняно з мілкою водою тієї ж глибини, а максимальне значення хвильового опору збільшується приблизно удвічі ніж при його рухові на мілкій воді такої ж глибини. Зі зменшенням глибині води область критичних чисел Фруда зсувається вліво, тобто максимум хвильового опору досягається при менших числах Фруда. Крім цього область критичних чисел Фруда звужується, а значення хвильового опору у цій області збільшуються.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Горбань, В. О., Масюк, С. В., Нікішов, В. І. (2013). Чисельне моделювання корабельних хвиль при рухові судна в умовах обмеженного фарватеру. Прикладна гідромеханіка, 15(2), 13-21.
[2] Масюк, С. В., Нікішов, В. І. (2016). Розрахунок корабельних хвиль спричинених рухом судна у прямокутному та трапецієвидному каналах. Прикладна гідромеханіка, 18(2), 49-57.
[3] Tarafder M., Suzuki K. (2006). Computation of free surface flow around a ship in shallow water using a potential based panel method. International Shipbuilding Progress, 53(1), 33-54.
[4] Tarafder M., Suzuki K. (2007). Sinkage and trim of Series 60 hull at finite depth of water. International Journal of Applied Mechanics and Engineering, Poland, 12(1), 235-254
[5]. Tarafder M.S. (2007). Third order contribution to the wave–making resistance of a ship at finite depth of water. Ocean Engineering, Elsevier Science, 34(1), 32-44.
[6] Tarafder M., Suzuki K. (2008). Wave–making resistance of catamaran hull in shallow water using a potential based panel method. Journal of Ship Research, 52(1), 16-29.
[7] Войткунский Я.И. (1988). Сопротивление движению судов. Ленинград: Судостроение.
[8] Wehausen, J.V., & Saivesen, N. (Eds.). (1977). A practical computer method for solving ship wave problems, Second International Conference on Numerical Ship Hydrodynamics. University of California: Berkeley.
[9] Горбань, В. О., Горбань, І. М., Масюк, С. В., Нікішов, В. І. (2011). Застосування методу граничних елементів для розрахунку корабельних хвиль. Прикладна гідромеханіка, 13(4), 22-29.

Masiuk Sergii, Gorban Iryna, Yefremova Nina

Numerical Simulation of the Ship Waves in a Rectangular Canal

In the paper, the calculations of ship waves and wave resistance of the "Wigley hull" were performed when its moving at a constant speed in the rectangular (with vertical walls) canal. The calculations were based on the numerical boundary element method (BEM).

Keywords: Boundary Element Method, Surface, Wave resistance

УДК 629.5.018.71

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ БУКСИРОВОЧНОГО ОПОРУ МОДЕЛІ ЧАСТКОВО РОЗВАНТАЖЕНОГО ЗА ДОПОМОГОЮ ПОВІТРЯНОЇ ПОДУШКИ КАТАМАРАНА

Мороз В.В., стар. наук. співроб., канд. техн. наук[1], Кочін В.О., канд. техн. наук [2]
Інститут гідромеханіки НАН України; Київ, Україна
[1] E-mail: MorozVV@nas.gov.ua, [2] E-mail: KochinVO@nas.gov.ua

Анотація. *Наведено результати експериментальних досліджень буксировочного опору моделі частково розвантаженого за допомогою повітряної подушки котамарана (судно типу PACSCAT). Показано, що ефективність такого типу судна має місце в перехідному режимі руху. Визначено залежність буксировочного опору такого типу судна від ступеня розвантаження. Отримані результати можуть*

бути використані при оптимізації гідродинамічної схеми судна типу PACSCAT на початкових стадіях його проектування.

***Ключові слова**:модель судна; дослідний басейн;буксировочні випробовування; ступінь розвантаження; буксировочний опір.*

На сучасному етапі розвитку швидкісних суден спостерігається інтенсивний пошук ефективних гідродинамічних схем швидкісних суден. Зокрема низкою європейських держав було ініційовано розробку проекту швидкісного судна, яке отримало умовну назву ***PACSCAT*** - **P**artial **A**ir **C**ushion **S**upported **CAT**amaran , т.т. частково розвантажений за допомогою повітряної подушки катамаран [1].

З точки зору теорії корабля в основу гідродинамічної схеми судна типу **PACSCAT** покладено схему судна на повітряній подушці скегового типу. У відповідності до класичної схеми судна такого типу повітряна подушка під його днищем огороджується в носовій та кормовій частинах за допомогою гнучкої огорожі, а по бортам – за допомогою тонких жорстких корпусів-скегів. В проекті **PACSCAT** ця класична схема була трансформована наступним чином:

1. Була суттєво розвинена ширина бічних корпусів і вони набули об'ємів, характерних для водотонажних суден.
2. Нижня частина бічних корпусів зроблена пласкою і її форма характерна для глісуючи суден.

Характерний вигляд поперечного перетину судна типу **PACSCAT** показано на рис.1-*а*.

а) *б)*

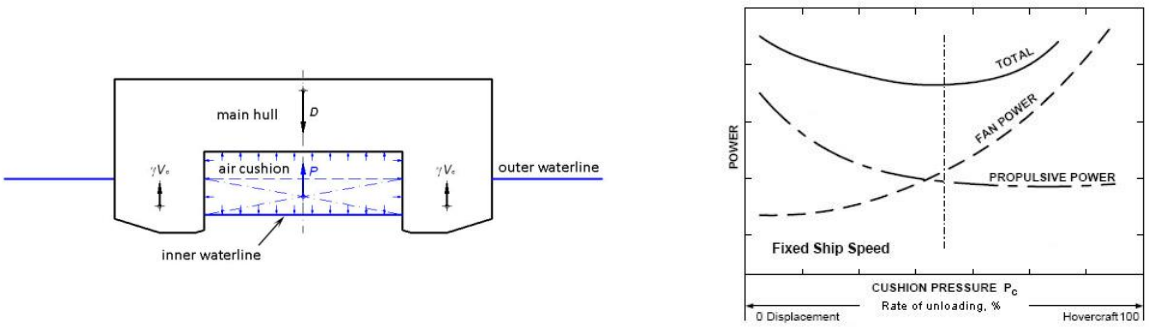


Рис.1. Характерний вигляд поперечного перетину судна типу PACSCAT *(а)* та принцип оптимізації його гідродинамічної схеми *(б)*.

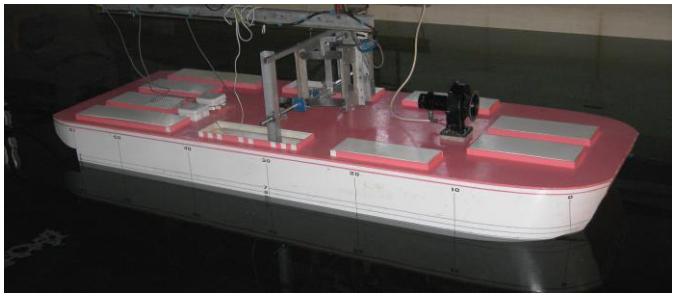
Як випливає зі схеми на рис.1-*а* вага судна ***D*** врівноважується силами плавучості бічних корпусів γV_c та аеростатичною силою повітряної подушки ***P***. Співвідношення між вертикальною складовою аеростатичної сили повітряної подушки ***P*** та вагою судна ***D*** прийнято називати ступінь аеростатичного розвантаження судна $K_P = P/D$. Це є один із основних проектних показників судна. При $K_P = 0$ маємо повністтю водотонажний режим руху судна, а при $K_P = 1$ відповідно маємо повний відрив судна від поверхні води. Зазвичай для судна типу **PACSCAT** коефіцієнт K_P коливається від 0,2 до 0,5.

Очевидно, що чим більша ступінь аеростатичного розвантаження судна, тим меншим буде його гідродинамічний опір. Але слід зауважити, що в процесі оптимізації гідродинамічної схеми судна типу **PACSCAT** слід враховувати також потужність, яка необхідна буде для створення повітряної подушки у між корпусному просторі. На рис.1-*б* схематично показано результати такої оптимізації [2]. Для фіксованої швидкості судна при малій потужності вентиляторів (пунктирна лінія FAN POWER) буде спостерігатися режим руху судна, який близький до вотонажного з великими витратами пропульсивної потужності (штрих-пунктирно лінія PROPULSIVE POWER), а при великій потужності вентиляторів буде спостерігатися режим руху, який близький до амфібійного. Як випливає з рис.1-*б* існує діапазон аеростатичного розвантаження, при якому сумарна потужність вентиляторів та пропульсивної установки судна типу **PACSCAT** є мінімальною.

Для виконання гідродинамічної оптимізації, схема якої приведена рис.1-*б*, необхідно оцінити буксировочний опір судна типу **PACSCAT** в залежності від ступеня його аеростатичного розвантаження. На сьогоднішній день відомі результати експериментальних досліджень гідродинамічних характеристик судна типу **PACSCAT**, наприклад [3]. Нажаль, переважна більшість таких досліджень носить локальний характер,

метою яких є визначення параметрів повітряної подушки і її взаємодії з елементами конструкції судна (бічними корпусами, носовою та кормовою огорожею). Отже, **метою цієї роботи є** визначення залежності буксировочного опору судна типу **PACSCAT** від ступеня його аеростатичного розвантаження.

Експериментальні дослідження буксировочного опору моделі судна типу **PACSCAT** проводилися в дослідному басейні Інституту гідромеханіки НАН України. Зовнішній вигляд моделі показано на рис.2.



Головні розміри моделі:
- довжина між перпендикулярами … 2,85 м
- довжина максимальна …… 3,20 м
- ширина …… 1,10 м
- висота борта …… 0,39 м
- довжина повітряної подушки …….. 2,60 м
- ширина повітряної подушки …….. 0,62 м

Рис.2. Зовнішній вигляд моделі судна типу **PACSCAT.**

Модель судна типу **PACSCAT** була виготовлена з склопластику армованого дерев'яним каркасом. На верхній палубі моделі було обладнано декілька люків, які призначалися для укладки баласту та дифферентування моделі.

Модель судна кріпилася до буксировчної системи дослідного басейну за допомогою спеціальних пілонів. Точка кріплення моделі до пілонів знаходилася на перетині ліній дії упору гвинта та поперечною площиною в районі розташування центру величини судна (див. рис.3).

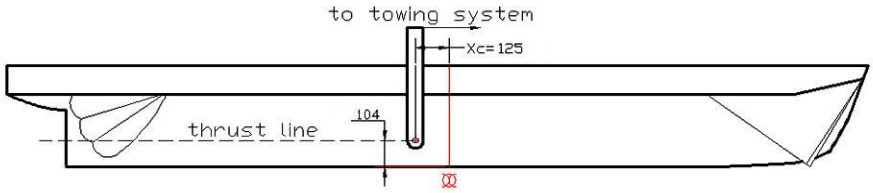


Рис.3. Схема кріплення моделі до буксировочної системи басейну.

На палубі моделі розташовувалися вентилятори для створення тиску в міжкорпусному просторі та кормовій гнучкій огорожі.

Модель суднаь кріпилася до буксировочної системи дослідного басейну за допомогою спеціального шарнірного пристрою, який дозволяв моделі вільно здійснювати вертикальні переміщення та кутові коливання в поздовжньо-вертикальній площині. Весь шарнірний пристрій був закріплений до однокомпонентного тензометричного динамометра, який дозволяв реєструвати буксировочний опір моделі.

Також на моделі були встановлені сенсори тиску, які дозволяли реєструвати тиск повітря в міжкорпусному просторі і в кормовій гнучкій огорожі.

При проведенні буксировочних випробовувань моделі судна типу **PACSCAT** показником, що оцінювався, була зворотна гідродинамічна якість ε , яка визначалася за формулою

$$\varepsilon = \frac{R}{D},$$

тут: R - величина виміряного гідродинамічного опору моделі; D - вагова водотоннажність моделі.

Зворотна гідродинамічна якість ε аналізувалася в залежності від числа Фруда, обчисленого за об'ємною водотонажністтю Fr_V :

$$Fr_V = \frac{\upsilon}{\sqrt{g\sqrt[3]{(D)/\gamma}}},$$

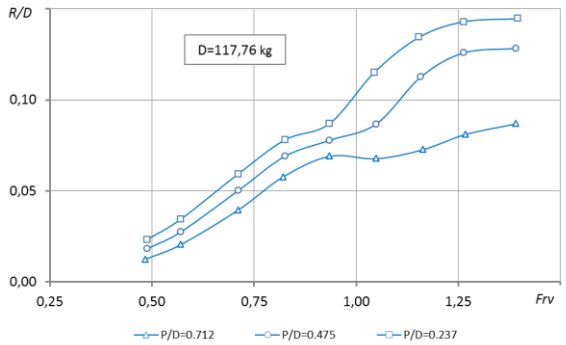
тут: υ - швидкість буксирування моделі; g = 9,81 м/с^2 – прискорення сили тяжіння; γ - питома вага води в басейні.

Було проведено цикл буксировочних випробовувань моделей судна типу **PACSCAT** при трьох величинах водотоннажності (відповідно 117,76 кг; 133,76 кг та 149,76 кг.) та трьох величинах тиску повітря в міжкорпусномі просторі (відповідно 510 Па; 340 Па та 170 Па). Таким чином, було змодельовано 9 варіантів аеростатичного розвантаження моделі судна в діапазоні K_P від 0,187 до 0,712. Діапазон швидкостей буксирування моделі становив від 1,0 м/с до 3,0 м/с, що дозволило охопити числа Фруда Fr_V від 0,45 до 1,4., т.т. водотонажний та перехідний режими руху.

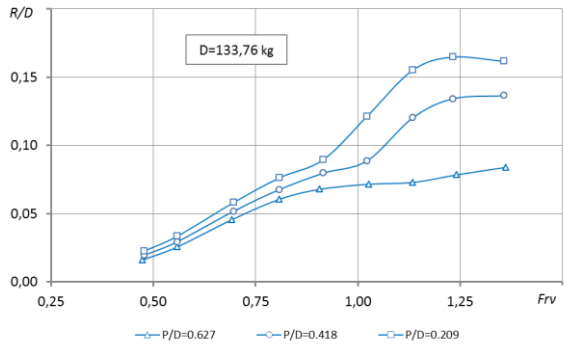
На рис.4 наведено зведені графіки залежності зворотної гідродинамічної якості R/D від числа Фруда Fr_V для різної водотожності моделі судна.

Звертає на себе увагу те, що що суттєве зниження буксировочного опору моделей судна-катамарана відбувається при швидкостях буксировки $Fr_V > 1{,}1$, що відповідає перехідному режиму руху. що суттєве зниження буксировочного опору моделей судна типу **PACSCAT** відбувається при швидкостях буксировки $Fr_V > 1{,}0$, що відповідає перехідному режиму руху.

а)



б)



в)

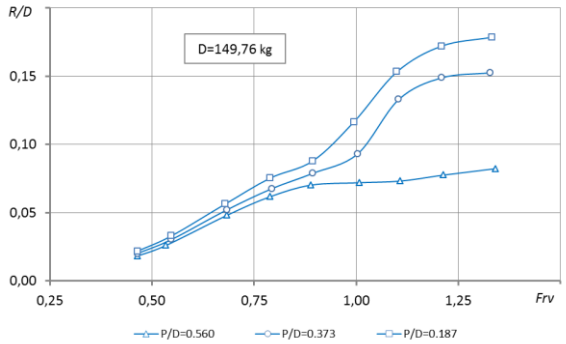


Рис.4. Зведені графіки залежності зворотної гідродинамічної якості ε від числа Фруда Fr_V для різних водотожностей моделі судна:
а) – водотонажність 117,76 кг.
б) – водотонажність 133,76 кг.
в) – водотонажність 149,76 кг.

Для визначення залежності буксировочного опору судна типу **PACSCAT** від ступеня його аеростатичного розвантаження експериментальні дані, що представлені на рис.4, були перебудовані в систему координат $\varepsilon = f(K_P)$ при при фіксованих величинах числа Fr_V. Результати цих перебудов представлені на рис.5.

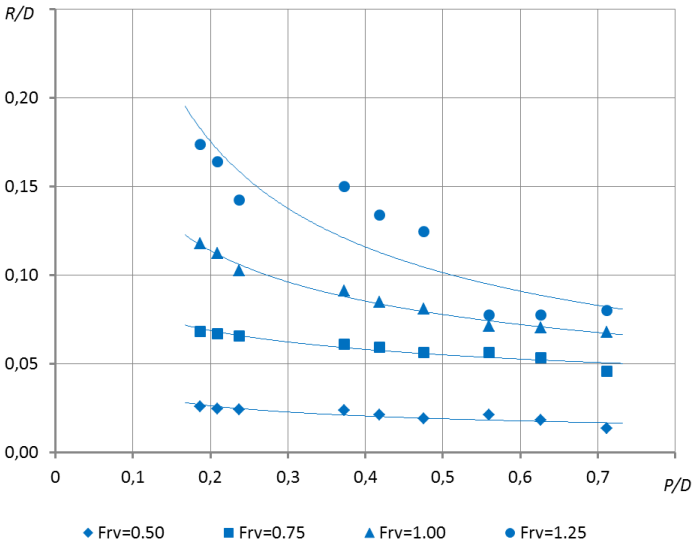


Рис.5. Зведений графік залежності зворотної гідродинамічної якості ε від ступеня аеростатичного розвантаження $K_P = P/D$.

На рис.5 більш наочно видно, що застосування гідродинамічної схеми судна типу **PACSCAT** при швидкостях руху, що відповідають водотонажному режиму руху $Fr_V < 1,0$, не призводить до помітного зменшення його буксировочного опору. В перехідному режимі руху $Fr_V > 1,0$ залежність $\varepsilon = f(K_P)$ має ступеневий характер: на початку формування подушки ефективність висока, але при $K_P > 0,5$ її ефективність знижується. Це повязано з тим, що при формуванні великої подушки на високих швидкостях її хвильовий опір також збільшується. Крім цього, на великих швидкостях і великих ступенях розвантаження спостерігається витік повітря через огорожі, що призводить до нестабільності рівноваги судна типу **PACSCAT.** Зокрема, це помітно на збільшеному відхилені експериментальних даних в залежності $\varepsilon = f(K_P)$ при $Fr_V = 1,25$ на рис.5.

Висновки.

1. Суттєве зниження буксировочного опору судна типу **PACSCAT** відбувається при швидкостях буксировки $Fr_V > 1,0$, що відповідає перехідному режиму руху.

2. Встановлено, що залежність $\varepsilon = f(K_P)$ має ступеневий характер. При цьому, на початку формування подушки її ефективність що до зменшення буксировочного опору висока, але при $K_P > 0,5$ ефективність розвантаження знижується.

3. Отримані залежності $\varepsilon = f(K_P)$ можуть бути використані при оптимізації гідродинамічної схеми судна типу **PACSCAT** на початкових стадіях його проектування.

REFERENCES

[1] Clements, R., Lewthwaite, J.C., Ivanov, P., Mollamd, A.F. and Wilson, P.A., 2005. The Potential for the use of a novel craft, PACSCAT (Partial Air Cushion Supported CATamaran) in inland European waterways. In: FAST'2005 the 8th Intl. Conf. on Fast Sea Transportation, St. Petersburg, Russia.

[2] Lewthwaite J.C., Molland A.F., Taunton D.J. and Wilson P.A., 2005. An Investigation into the Hydrodynamic characteristics of a High-Speed Partial Air Cushion Supported Catamaran (PACSCAT). In: FAST'2005 the 8th Intl. Conf. on Fast Sea Transportation, St. Petersburg, Russia.

[3] Yang J., Lin Z., Li P., Guo Z., Sun H. and Yang D., 2020. Experimental investigations on the resistance

performance of a high-speed partial air cushion supported catamaran. International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering, vol.12, pp.38-47, https://doi.org/10.1016/j.ijnaoe.2019.05.004

Volodymyr Moroz, Victor Kochin

Experimental studies of towing resistance of a model of a **p**artial **a**ir **c**ushion **s**upported **cat**amaran

The results of experimental studies of the towing drag of a model of a partial air cushion supported catamaran (PACSCAT) are presented. It is shown that the effectiveness of this type of vessel takes place in a transitional mode of movement. The dependence of the towing resistance of this type of vessel on the rate of unloading is determined. The results can be used to optimize the hydrodynamic design of a PACSCAT-type vessel at the initial stages of its design.

Keywords: *ship model; experimental tank; towing tests; rate of unloading; towing drag*

Мороз В.В., Кочин В.А.

Экспериментальные исследования буксировочного сопротивления модели частично разгруженного с помощью воздушной подушки катамарана

Приведены результаты экспериментальных исследований буксировочного сопротивления модели частично разгруженного с помощью воздушной подушки катамарана (судно типа PACSCAT). Показано, что эффективность такого типа судна имеет место в переходном режиме движения. Определена зависимость буксировочного сопротивления такого типа судна от степени разгрузки. Полученные результаты могут быть использованы при оптимозации гидродинамической схемы судна типа PACSCAT на начальных стадиях его проектирования.

Ключевые слова: *модель судна; опытовый бассейн; буксировочные испытания; степень разгрузки; буксировочное сопротивление.*

2.3 ПІДСЕКЦІЯ КОНСТРУЮВАННЯ ТА МІЦНОСТІ СУДЕН

Голова: Коростильов Л.І., д-р техн. наук, проф.
Вчений секретар: Литвиненко Д.Ю., пров. інж.

УДК 629.5.015.4:539.431

УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ КОРПУСУ ТРАУЛЕРА ПРОЕКТУ 1288 З УМОВИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ

Коростильов Леонтій Іванович, д.т.н., проф., Литвиненко Дмитро Юрійович, к.т.н., Шарун Григорій Васильович
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, Миколаїв
leontyy.korostilyov@nuos.edu.ua, dmytro.lytvynenko@nuos.edu.ua, grygorii.sharun@nuos.edu.ua,

Аннотація. *Удосконалено конструкцію корпусу траулеру проекту 1288 в районі носового трюму з метою забезпечення втомної міцності у вузлах перетину основних шпангоутів із другим дном. Виконано розрахунки граничної міцності відсіку та втомної для розглядуваного вузла, з урахуванням ефекту навантажень від слемінгу, для різних варіантів конструкції бортового перекриття.*

Ключові слова*: траулер; борт; конструкція; напружено-деформований стан, втомна міцність.*

Вступ. Побудова великих морозильних траулерів (БМРТ) на вітчизняних суднобудівних заводах України має давню історію. На початку довжини таких траулерів не перевищували 100 метрів, але підвищення

ефективності їх експлуатації, використання більш сучасного рибопромислового обладнання призвело до росту їх розмірів і відповідної зміни рівнів навантаження у вузлах носової частини корпусу. Судна проекту 1288 з розмірами 106,9x16x10,2 нині експлуатуються в різних країнах світу. Модернізація корпусу траулера показала, що в експлуатаційних умовах в конструктивних вузлах з'єднання основного шпангоуту з другим дном за декілька років виникають тріщини втоми, які необхідно усувати при чергових ремонтах.

Очевидно, що під час розробки проекту 1288 перевірка втомної міцності відповідних вузлів не виконувалась. До того, враховуючи, що в даний час судна цього проекту експлуатуються в різних районах Світового океану, змінились умови інтенсивності хвильового навантаження на конструкції таких суден. На звернення власників однієї із зарубіжних компаній на кафедрі будівельної механіки та конструкції корпусу корабля виконувались розрахунки за декількома конструктивними схемами з метою підвищення експлуатаційної надійності корпусів траулерів.

Метою роботи є удосконалення конструкції корпусу суден проекту 1288 для забезпечення необхідного рівня втомної міцності.

Основна частина. Втомні пошкодження мали місце у носовій половині трюму № 1 траулера. Фотографія тріщини втоми у зазначеному раніше суднокорпусному вузлі, який виготовлено із суднобудівної сталі 09Г2, наведена на рисунку 1.

Для розв'язку поставленої задачі розглянуто наступні варіанти конструкції відсіку:

1) з проміжними шпангоутами, що закінчуються на рівні нижнього поздовжнього ребра жорсткості борту;
2) з проміжними шпангоутами, що закінчуються на рівні другого дна;
3) з проміжними шпангоутами, що закінчуються на рівні другого дна та бортовим стрингером посередині висоти трюму.

Для кожного варіанту конструкції борту виконувалась перевірка граничної міцності з урахуванням дії ударних навантажень від слемінгу. При цьому рівень навантаження розраховувався за «Правилами класифікації та побудови морських суден» Морського Регістру Судноплавства Росії [1].



Рисунок 1 – Тріщина втоми в місці з'єднання основного шпангоуту із другим дном, підкріпленого кницею

Для кожного варіанту конструкції борту також виконувались розрахунки згідно норм [2] сумарних еквівалентних експлуатаційних розмахів напружень у точці закінчення скулової книці (див. рис. 1), з врахуванням одночасної дії напружень від згину шпангоуту як балки та бортового перекриття у складі відсіку. Ці значення використовувались для подальшого розрахунку втомної міцності згідно рекомендацій МАКО [3] за методами номінального напруження та напруження у гарячій точці [4]. При цьому використовувались криві втоми досліджуваного вузла за даними Міжнародного Інституту Зварювання [5]. Для розрахунку на втому досліджуваного вузла прийнята крива класу 63 (FAT63). Коефіцієнт концентрації конструктивних напружень для рорахунку за методом напружень у гарячій точці наближено визначався за даними [6], [7].

Крім того, розрахунок вузла на втому виконувався з використанням експериментально-теоретичного методу за алгоритмом, наведеним в роботі [8], та комп'ютерної програми [9].

Для визначення екстремальних значень та розмахів експлуатаційних еквівалентних напружень використовувались метод скінченних елементів та стержнева ідеалізація відсіку. Приклад останньої наведено на рис. 2.

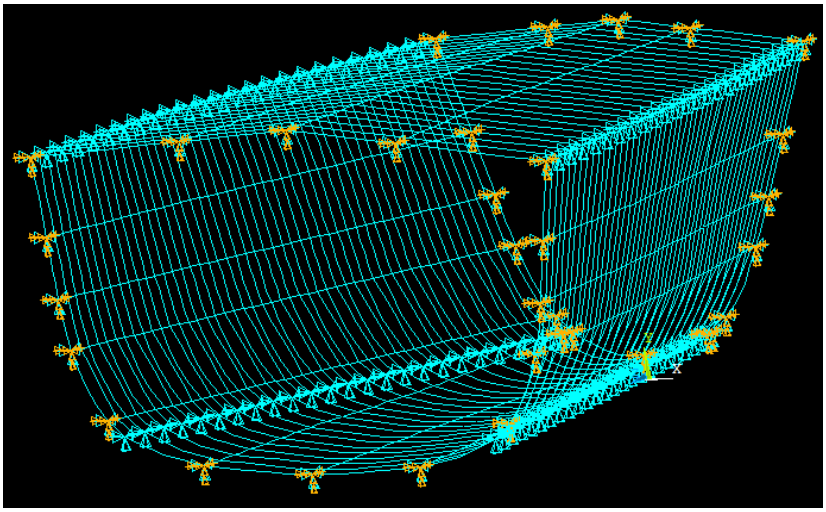


Рисунок 2 – Стержнева об’ємна модель відсіку траулера

Визначення втомних пошкоджень виконувались для двох розрахункових станів: «судно з повним вантажем» та «судно в баласті». Передбачалось, що судно знаходиться 75% часу експлуатації в першому стані, а 25% − у другому, згідно рекомендацій [3] для вантажних суден.

Ефект слемінгу було враховано лише для розрахункового стану «судно в баласті» згідно рекомендацій [10]. Коефіцієнт максимальних напружень, на який було помножено довготерміновий розподіл розмахів напружень, отриманий без врахування ефекту слемінгу, становив 1,2. Його було встановлено на базі розрахунку напружень у «гарячій точці вузла» від дії екстремальних навантажень згідно [1, 2].

Зведені результати визначення міри втомного пошкодження *D* та довговічності вузла *T* різними методами для трьох варіантів конструкції борту, описаних раніше, наведено в таблиці 1. Передбачалось, що проектний термін служби судна становить 25 років, а критичний рівень міри втомного пошкодження, який відповідає появі втомної тріщини, становить 1. Представлені результати отримано для району 24-25 шпангоуту корпусу судна, де діяли максимальні за довжиною відсіку згинальні моменти в «горячій точці», що досліджувалась. Ефект корозійної втоми не враховувався.

Потрібно також зауважити, що для першого та другого варіантів конструкції бортового перекриття всі розрахунки виконувались з використанням базових креслень проекту 1288, в яких для основних шпангоутів використовується профіль полособульб несиметричний №24[а]. Розрахунки для третього варіанту виконувались, передбачаючи модернізований варіант конструкції судна проекту, в якому для основних шпангоутів використано профіль симетричного полособульба НР220х10. Враховуючи ці відмінності модернізованого судна від базового проекту, дані із втомного пошкодження та довговічності для першого та другого варіанту можна вважати дещо завищеними.

Таблиця 1 – Зведені результати визначення міри втомного пошкодження *D* та довговічності *T* вузла з’єднання основного шпангоуту із другим дном в районі 24-25 шпангоуту корпусу судна

Номер варіанту конструктивного оформлення бортового перекриття	Метод номінального напруження		Метод напруження у гарячій точці		Експериментально-теоретичний метод	
	D	*T*, роки	*D*	*T*, роки	*D*	*T*, роки
1	4,261	5,748	3,628	6,891	4,349	5,748
2	2,831	9,402	2,357	10,607	2,659	9,402
3	1,218	20,525	0,904	27,655	0,898	27,840

Результати розрахунку міри втомного пошкодження суднокорпусного вузла удосконаленим експериментально-теоретичним методом при коефіцієнті зниження границі витривалості при нерегулярному навантаженні 0,675 були близькими до результатів оцінки за іншими методами. Близькими також були границі витривалості, отримані різними методами при числі циклів $2 \cdot 10^6$ регулярного навантаження. В якості вузла, до

якого виконувалась «прив'язка» для побудови кривої втоми за експериментально-теоретичним методом, було вибрано вузол типу «злам стінки» (теоретичний коефіцієнт концентрації напружень 5,128), який хоча не містив зварного шва, але був виконаний з матеріалу тієї ж марки, що й досліджуваний вузол.

Висновки.

1. Аналізуючи результати розрахунків втомної міцності конструктивного вузла виявлено, що найбільший внесок у рівень втомного пошкодження вузла має розрахунковий стан «судно у повному вантажі».
2. Наближене урахування навантажень від слемінгу збільшує величину міри втомного пошкодження в розрахунковому стані «судно в баласті» приблизно у два рази. Проте, величина міри втомного пошкодження, накопичена в цьому розрахунковому стані для усіх конструктивних варіантів борту, була досить малою відносно даної величини, накопиченої за розрахунковий стан «судно у повному вантажі».
3. Найбільша величина втомного пошкодження спостерігалась для вузлів з'єднання основних шпангоутів та другого дна посередині носової половини відсіку.
4. В результаті аналізу результатів розрахунків на втому запропонованих варіантів конструктивного оформлення борту в носовому трюмі встановлено, що для уникнення появи тріщин необхідно довести проміжні шпангоути вихідного варіанту конструкції до рівня другого дна, закріпивши їх кницями до настилу. В площині проміжних шпангоутів всередині другого дна необхідно встановити бракети. Також необхідно встановити рамний бортовий стрінгер посередині висоти трюма замість повздовжньої бортової балки штабобульбового профілю.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Российский морской регистр судоходства. (2020). *Правила классификации и постройки морских судов*: Часть 2. Корпус (НД № 2-020101-124). Санкт-Петербург: Российский морской регистр судоходства.
[2] Российский морской регистр судоходства. (2002). *Сборник нормативно-методических материалов. Книга одиннадцатая* (НД No 2-139902-016). Санкт-Петербург: Российский морской регистр судоходства.
[3] IACS. (July 1999). Fatigue assessment of ship structures (Recommendation No. 56).
[4] Коростылев Л. И., Литвиненко Д. Ю. (2016). Анализ и классификация методов оценки усталостной прочности сварных тонкостенных конструкций корпуса судна. *Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова,* 3(37), 104–118.
[5] Hobbacher A. (Ed.). (2016). *Recommendations for fatigue design of welded joints and components* (IIW document IIW-2259-15 ex XIII-2460-13/XV-1440-13). Springer International Publishing.
[6] DNV GL (October 2015). *Fatigue assessment of ship structures: DNVGL-CG-0129.*
[7] Det Norske Veritas. (2014). *Fatigue Assessment of Ship Structures*. (DNV Classification notes No. 30.7).
[8] Коростылев Л. И., Литвиненко Д. Ю. (2017) Оценка усталостной прочности судокорпусных узлов экспериментально-теоретическим методом с учетом нерегулярности нагружения. *Вісник Одеського національного морського університету*, 1(50), 71–91.
[9] Коростильов Л. І., Литвиненко Д. Ю. (2018). *Комп'ютерна програма «ETM fatigue»*. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 76716 Державної служби інтелектуальної власності України [Дата реєстрації 08.02.2018].
[10] Fricke, W., Paetzold, H. (2013). *Effect of Whipping Stresses on the Fatigue Damage of Ship Structures*.(IIW-Doc. XIII-2487-13). Int. Inst. of Welding.

Leontii Korostylov, Dmytro Lytvynenko, Hryhorii Sharun

Improvement of construction of trauler's hull of project 1288 based on condition of fatigue strength providing

Annotation: *The hull structures of the project 1288 trawler in the bow hold have been improved based on the condition of fatigue strength providing at the junctions of the frames and inner bottom. Ultimate strength calculations of the cargo hold and fatigue strength assessment of the mentioned structural assemblies for different constructions of the ship's side have been performed. The effect of the slamming loads on fatigue strength was considered.*

Keywords: *trawler; side; construction; stress-strain state, fatigue strength.*

УДК 629.5, 624.075.4

СТІЙКІСТЬ ПЛОСКИХ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ В УМОВАХ ОДНОЧАСНОЇ ДІЇ ДЕКІЛЬКОХ ТИПІВ НАВАНТАЖЕНЬ

Коростильов Л. І. д.т.н., проф.[1], Мартиченко Я. О. асп[2].
НУК ім. адм. Макарова
Україна, Миколаїв
[1]leontyy.korostilyov@nuos.edu.ua, [2] Grapua@gmail.com

Аннотація. *В доповіді представлена історія оцінки стійкості елементів конструкції в умовах одночасної дії декількох простих навантажень. Показано, що наближені методики, які побудовані на заміні істинної граничної поверхні граничною площиною, потребують подальшого удосконалення на базі виконання додаткових досліджень.*

Ключові слова*: будівельна механіка корабля; конструкція корпусу судна; складне навантаження; стійкість прямокутних пластин; метод скінченних елементів.*

Вступна частина. Проблема оцінки стійкості елементів конструкції при пружних деформаціях виникла ще на початку 30-х років минулого століття. Ця проблема є важливою для різних галузей техніки: машинобудування, літакобудування, суднобудування. Під час обговорення результатів досліджень професора Ніколаї Є. Л. стійкості валів механізмів при дії на них декількох типів навантажень, виникли сумніви щодо їх достовірності. У виступі професора Папковича П. Ф. і інших членів семінару було відмічено складність вирішення такої задачі, коли достовірну оцінку стійкості можна отримати лише при сумісній дії декількох типів простих навантажень, а не від окремо діючих.

Для суднобудування така задача теж є важливою, враховуючи що окремі елементи суднових конструкцій можуть знаходитись в умовах одночасної дії декількох простих навантажень. В зв'язку з цим професор Папкович П. Ф., у короткий термін, виконав дослідження на базі використання енергетичних принципів і теорем щодо цієї проблеми. Ним сформульована і доведена низка теорем і лем, а також витікаючі з них наслідки щодо граничної поверхні, яка розділяє силове поле пружної системи на зону стійкості та нестійкості. Результати своїх досліджень він доповідав на семінарах в м. Ленінграді в 1933-1934 рр., а також опублікував в матеріалах 4 Міжнародного Конгресу з прикладної механіки.

За дослідженнями Папковича П. Ф. гранична поверхня є випуклою і її випуклість спрямована в бік області нестійкості (теореми 2, 4, 5) [1]. Спираючись на базові положення його досліджень, при виконанні практичних розрахунків, істинну граничну поверхню наближено представляють в різних формах, за якими отримані результати оцінки стійкості мають похибку в безпечну сторону.

Ціль роботи – аналіз практичних методів оцінки стійкості плоских елементів корпусних конструкцій, які знаходяться в умовах одночасної дії декількох простих видів навантажень.

Основна частина. Найбільш характерним навантаженням на пластинчаті елементи суднових корпусних конструкцій є сумісна дія стискаючих σ, згинальних σ_0 і зсувних τ напружень в їх площині вздовж кромок опорного контуру, наведено на рисунку 1. Такі навантаження мають місце для стінок балок суднового корпусу в умовах загального його згину і згинання балки у складі перекриття.

Цю задачу вирішувала в 70-х роках минулого століття кафедра будівельної механіки корабля в рамках розробки двох галузевих стандартів [2-3], в додатках до яких наведені практичні методики перевірки стійкості стінок балок в умовах одночасної дії зазначених вище навантажень. Основою для розробки таких методик слугувала ідея заміни істинної форми граничної поверхні граничною площиною. Така площина описується формулою

$$\left(\frac{\sigma_e^*}{\sigma_e}\right)+\left(\frac{\sigma_{0,e}^*}{\sigma_{0,e}}\right)+\left(\frac{\tau_e^*}{\tau_e}\right)=1,$$

де σ_e^*, $\sigma_{0,e}^*$, τ_e^* – ейлереві критичні напруження при одночасній дії σ, σ_0 і τ відповідно;

σ_e, $\sigma_{0,e}$, τ_e – ейлереві критичні напруження при окремо діючих σ, σ_0 і τ відповідно;

σ_0 σ τ σ σ_0



Рисунок 1 – Трьохкомпонентне навантаження на пластинчатий елемент

Коефіцієнт запасу стійкості η підраховувався як відношення ейлерових критичних напружень при сумісно діючих навантаженнях на величину для окремо діючого простого навантаження

$$\eta = \frac{\sigma_e^*}{\sigma} = \frac{\sigma_{0,e}^*}{\sigma_0} = \frac{\tau_e^*}{\tau},$$

Нормативне значення такого коефіцієнту запасу стійкості [η] встановлювалось в залежності від терміну дії можливих навантажень – експлуатаційних чи короткотермінових (підйом з води, спуск судна).

Очевидно, що для умов експлуатації значення нормативного коефіцієнта [η] повинно бути більшим, ніж при короткотермінових навантаженнях. Для виконання умов стійкості пластинчатого елементу корпусних конструкцій фактичний коефіцієнт запасу стійкості повинен бути не меншим за нормативний, тобто

$$\eta \geq [\eta].$$

В галузевих стандартах розроблені наближені розрахункові формули визначення ейлерових критичних напружень при окремо діючих простих видах навантажень для стінок балок із урахуванням можливості влаштування в них вирізів, які не перевищують половини їх висоти. Очевидно, що наявність в стінках балок вирізів знижує їх стійкість, що, як показує практика, призводить до появи залишкових деформацій і потребує значних витрат для відповідних ремонтних робіт. Тому підвищення стійкості стінок з вирізами практично можна забезпечити шляхом встановлення підкріплюючих елементів – ребер або полоси-комінгса вздовж кромок вирізу.

В галузевих стандартах передбачені варіанти визначення параметрів підкріплюючих виріз елементів, за допомогою яких можна зменшити коефіцієнт концентрації за зведеними напруженнями до мінімальної величини і підвищити стійкість стінок балок до рівня стійкості суцільного елементу і навіть перевищити її. При цьому вибір геометричних параметрів симетричного пояску комінгса базувався на результатах досліджень концентрації напружень по кромці вирізу, отриманих у свій час доцентом Кочановим Ю. П., за умови дії зазначених типів навантажень. Експериментальні дослідження підвищення стійкості установкою підкріплюючих ребер і пояску-комінгсу були виконані в той час старшим викладачем Коростильовим Л. І. і наведені у методиках згаданих вище галузевих стандартів. Після переведення галузевих стандартів в ряд керівних документів і нині вони використовуються при проектуванні вирізів в стінках балок суднового набору і оцінці їх стійкості.

Висновки. Викладене вище показує, що при оцінці стійкості елементів конструкції в умовах складного навантаження залишилась значна кількість невирішених питань, врахування результатів вирішення яких може дозволити суттєво підвищити їх стійкість. Додаткові наукові дослідження допоможуть значно покращити точність оцінки стійкості пластинчатих елементів суднових конструкцій, а їх використання дозволить відкоригувати методики галузевих нормативних документів шляхом зменшення похибки в розрахунках. Такі додаткові дослідження нині проводяться на кафедрі будівельної механіки та конструкції корпусу корабля.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Папкович, П. Ф. (1941). *Строительная механика корабля Ч.2*. Ленинград: Государственное союзное издательство судостроительной промышленности.

[2] РД5.1033-80 (1980). *Спуск судов. Прочность корпусов и спусковых устройств.*

[3] РД 5.1037-80 (1980). *Набор судовой. Вырезы в наборе. Нормы и правила проектирования*.

Martychenko Ya. PhD student, Korostylev L. d-r of tech. sc., prof

Buckling of hull construction plate elements under the influence of simultaneous action of different simple loading types

The history of plate elements buckling assessment problem under simultaneous action of different simple loading types was investigated. Contemporary methods based on substitution of real interactive surface shape with an interactive plane need to be improve through further researches.

Keywords: structural mechanic of the ship, ship hull construction; combined pressure; rectangular plate elements buckling; finite elements method.

УДК 629.5.015.4

ВПЛИВ ДЕФОРМАЦІЙ ЗСУВУ НА СИЛОВІ І КІНЕМАТИЧНІ ПАРАМЕТРИ ЗГИНАННЯ БАЛОК СУДНОВИХ КОНСТРУКЦІЙ

Коростильов Л. І. д.т.н., проф[1]., Дядюра Є. Ю. асп.[2]
НУК ім. адм. Макарова
Україна, Миколаїв
[1] leontyy.korostilyov@nuos.edu.ua, [2] yevgen.diadiura@nuos.edu.ua

Анотація. *Виконано розрахунки параметрів згинання з урахуванням деформацій зсуву окремих балок суднових конструкцій за умови різних варіантів закріплення їх опорних перерізів. Отримані розрахункові формули для визначення коефіцієнтів впливу деформацій зсуву на кінематичні параметри згинання таких балок. Показано, що при відповідних значеннях геометричних розмірів цих балок необхідно враховувати вплив деформацій зсуву на величини кінематичних параметрів згинання.*
Ключові слова*: балки суднових конструкцій; деформація зсуву; параметри згинання.*

Вступна частина. При визначенні параметрів згинання балок суднових конструкцій, які можуть мати суттєву різницю в співвідношенні розмірів з балками будівельних конструкцій виникає необхідність урахування деформацій зсуву. Технічною теорією згинання балок при розрахунках силових і кінематичних параметрів деформації зсуву не враховуються [1]. Тож оцінка міцності і жорсткості балок суднових конструкцій з використанням технічної теорії може виявитись досить наближеною.

Практична методика урахування деформацій зсуву розроблялась ще в перший половині XX століття відомими вченими, професорами С.П. Тимошенком і П.Ф. Папковичем. Основне припущення в цих методиках базувалось на використанні середнього значення дотичних напружень по висоті стінок балок [2]. Це дозволяло суттєво спростити розрахунки з визначення параметрів згинання з урахуванням деформацій зсуву. Проте необхідно мати на увазі, що на точність результатів розрахунку можуть впливати низка інших факторів, таких як умови закріплення кінцевих перерізів балок, характер розподілу навантаження по їх довжині та нерівномірність дотичних напружень по висоті стінки [3, 4].

Ціль роботи. На основі гіпотези рівномірного розподілу по висоті стінки дотичних напружень при рівномірно розподіленому навантаженні по довжині балок суднових конструкцій дослідити вплив умов закріплення таких балок на силові і кінематичні параметри.

Основна частина. Використовуючи ідею представлення кінематичних параметрів (прогину, кута повороту поперечного перерізу і першої похідної від прогину) у вигляді двох складових тільки від деформації згинання (індекс “1”) і тільки від деформації зсуву (індекс “2”) можна, використовуючи залежності в [1] представити величини параметрів добутком значень за технічною теорією на коефіцієнт k_i, що враховує деформацію зсуву.

Тоді можна величину згинального моменту в опорному початковому перерізі $M(0)$ і перерізуючу силу $N(0)$, а також прогин $w_1(0)$ по середині довжини балки з урахуванням деформації зсуву представити у вигляді формул:

$$M(0) = M_0 k_1; \quad N(0) = N_0 k_2; \quad w_1(0) = w_0(0{,}5l)k_3,$$

де величини з індексом “0” відповідають технічної теорії згинання балок.

На основі отриманих результатів для трьох розрахункових схем на рисунку 1 отримані наступні розрахункові формули для вказаних коефіцієнтів, які наведені в таблиці 1. Згідно розрахункових схем навантаження на балку незмінної жорсткості на згин *EI* і зсув *Gω* прийнято рівномірно розподіленим величиною *q* по всій її довжині *l*. Поперечний переріз балок розрахункових схем, де *h* – висота стінки, *t* – товщини стінок і поясків та $b_{пр}$ – ширина приєднаного пояску представлений на рисунку 2.

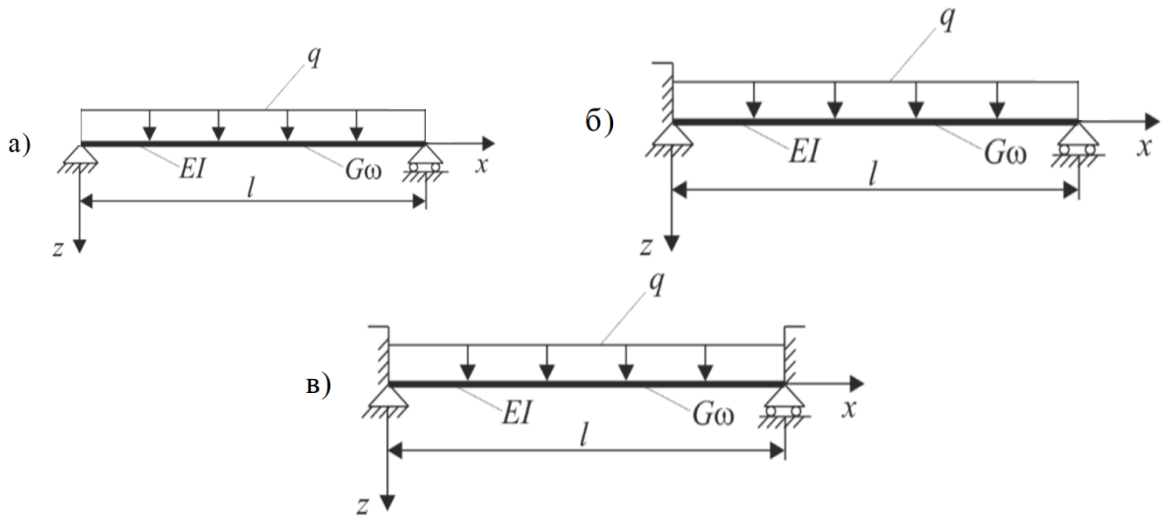


Рисунок 1 – розрахункові схеми балок суднових конструкцій
а – балка з шарнірним обпиранням;
б – балка з шарнірним обпиранням та жорстким затисненням, *в* – балка з жорстким затисненням

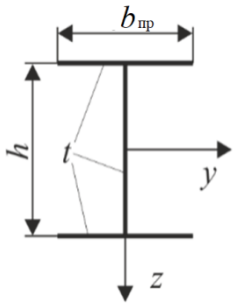


Рисунок 2 – поперечний переріз балок

Таблиця 1 – розрахункові формули для коефіцієнтів впливу деформації зсуву на параметри згинання

Розрахункова схема	k_1	k_2	k_3
а	1	1	1
б	$\frac{1}{1+3\Delta}$	$\frac{1+2{,}4\Delta}{1+3\Delta}$	$\frac{1+7{,}5\Delta}{1+3\Delta}$
в	1	1	1

Безрозмірний параметр Δ визначається за формулою:

$$\Delta = \frac{EI}{G\omega l^2},$$

де E, G – модулі пружності при розтягуванні і зсуві;
I – момент інерції площі поперечного перерізу балки;
ω – площа стінки;
l – довжина балки.

Тоді для сталевих конструкцій параметр Δ може наближено визначатись за формулою:

$$\Delta = 1{,}3\frac{h}{l}\left(\frac{b}{l} + \frac{1}{6}\frac{h}{l}\right),$$

в якій $\frac{h}{l}$ – відносна висота стінки; $\frac{b}{l} = \frac{b_{np}}{l}$ – відносна ширина поясків.

Відносні значення ширини поясків $\frac{b}{l}$ и висоти стінки $\frac{h}{l}$ для судових конструкцій, в принципі, знаходяться в межах

$$0 < \frac{b}{l} \le 0{,}15\,,\ 0 < \frac{h}{l} \le 0{,}25\,.$$

Тоді значення параметра Δ, які наведені в таблиці 2 дозволяють отримати чисельні значення коефіцієнтів k_1, k_2 і k_3, величини яких представлено в таблиці 3.

Таблиця 2 – залежність параметра Δ від відносних величин b/l і h/l

$\frac{b}{l}$	h/l			
	1/20	1/15	1/10	1/5
1/20	0,004	0,005	0,009	0,022
1/15	0,005	0,007	0,011	0,026
1/10	0,007	0,010	0,015	0,035
1/8	0,009	0,012	0,018	0,041
1/6	0,011	0,015	0,024	0,052

Таблиця 3 – значення коефіцієнтів k_i в залежності від параметра Δ

k_i	Δ				
	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05
k_1	0,97	0,94	0,92	0,89	0,87
k_2	0,99	0,99	0,98	0,98	0,97
k_3	1,05	1,09	1,13	1,16	1,20

Значення коефіцієнтів k_i таблиці 3 дозволяють зробити оцінку впливу деформацій зсуву на відносні параметри переміщень k_4, k_5, k_6 які визначаються за формулами

$$k_4 = \frac{w_1(0{,}5l) + w_2(0{,}5l)}{w_0(0{,}5l)}; \quad k_5 = \frac{w_2(0{,}5l)}{w_0(0{,}5l)}; \quad k_6 = \frac{w_2(0{,}5l)}{w_1(0{,}5l) + w_2(0{,}5l)}.$$

Результати вказаних відношень представлені в таблиці 4 для всіх трьох розрахункових схем.

Таблиця 4 – значення відносних параметрів переміщень k_4, k_5, k_6

Розрахункова схема	k_i	Параметр Δ				
		0,01	0,02	0,03	0,04	0,05
а	k_4	1,1	1,19	1,29	1,38	1,48
	k_5	0,1	0,19	0,29	0,38	0,48
	k_6	0,09	0,16	0,22	0,28	0,32
б	k_4	1,3	1,6	1,85	2,12	2,4
	k_5	0,24	0,48	0,72	0,96	1,2
	k_6	0,19	0,31	0,39	0,45	0,5
в	k_4	1,48	1,96	2,44	2,92	3,4
	k_5	0,48	0,96	1,44	1,92	2,4
	k_6	0,32	0,49	0,59	0,66	0,71

Висновки. Наведені в таблиці 3 і 4 результати показують, що навіть за гіпотезою середніх значень дотичних напружень по висоті стінки балки при згинанні урахування деформації зсуву на її жорсткість може бути значним. Тому цю деформацію при відповідних значеннях відносних геометричних розмірів балок суднових конструкцій обов'язково необхідно враховувати при визначенні величин кінематичних параметрів.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Суслов, В.П., Кочанов, Ю.П., Спихтаренко, В.Н. (1972). *Строительная механіка корабля и основы теории упругости*. Ленинград: Судостроение.

[2] Папкович, П.Ф. (1945). *Строительная механика корабля*. Москва: издательство Морской транспорт, Т. 1.

[3] Коростильов, Л.І., Дядюра, Є.Ю., Вовк С.І. (2017, Травень 17-18). *Оцінка впливу деформацій зсуву на параметри згинання балок днищевих перекриттів*. Матеріали всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю (с. 127-129). Миколаїв: НУК імені адмірала Макарова.

[4] Коростильов, Л.І., Дядюра, Є.Ю., (2019, Травень 23-24). *Особливості врахування впливу деформацій зсуву на кінематичні параметри згинання балок суднових конструкцій*. Матеріали всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю (с. 129-132). Миколаїв: НУК імені адмірала Макарова.

Korostylev L. d-r of tech. sc., prof., Diadiura Ye. PhD student

Influence of shear deformations on power and kinematic bending parameters of ship construction

The calculations of bending parameters are performed taking into account the shear deformations of individual beams of ship structures under the condition of different options for fixing their support sections. The calculated formulas for determining the coefficients of influence of shear deformations on the kinematic parameters of bending of such beams are obtained. It is shown that at the corresponding values of the geometric dimensions of these beams it is necessary to take into account the influence of shear deformations on the kinematic parameters of bending.

Keywords: beams ship construction, shear deformations; bending parameters.

УДК 629.5.01:629.584

УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДУ ВИЗНАЧЕННЯ МІЦНОСТІ КОРПУСУ ПІДВОДНОГО АПАРАТУ ВИГОТОВЛЕНОГО НАМОТУВАННЯМ В ФОРМІ ТОРУ

Приставш Світлана Федорівна[1], Бурдун Євгеній Тимофійович, к.т.н., професор НУК[2]
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна, Миколаїв;
[1]belayasvf@gmail.com, [2]evgeniy.burdun@nuos.edu.ua

Анотація. *Удосконалено метод розрахунку напружено-деформованого стану і оцінки міцності при гідростатичному стисканні міцного корпусу підводного апарату тороїдальної форми з урахуванням конструктивно-технологічних факторів виготовлення способом намотування волокном (стрічкою) із полімерних композиційних матеріалі та рекомендацій класифікаційного товариства Bureau Veritas. Отримано закономірності впливу на напружено-деформований стан намотаного тороїдального міцного корпусу схем армування, геометричних параметрів корпусу, перспективних типів армуючих наповнювачів та сполучників, змінної товщини та її осереднення. Проведено оцінку техніко-економічної ефективності використання високоміцних волокнистих матеріалів для тороїдальних міцних корпусів.*

Ключові слова: *тороїдальний міцний корпус, напружено-деформований стан, гідростатичний тиск, склопластик, вуглепластик, намотування.*

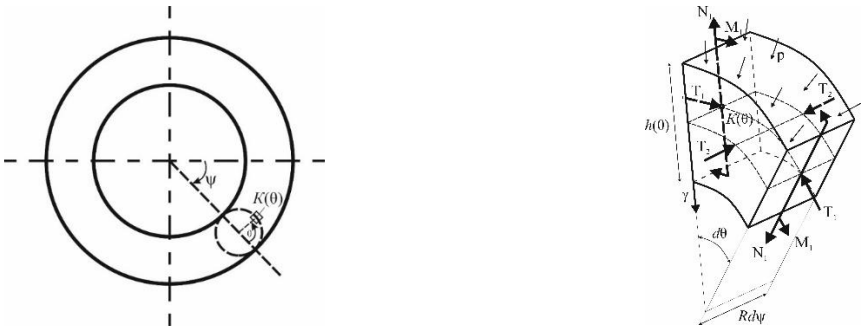
Мета дослідження – удосконалення методу розрахунку міцності корпусу підводного апарату тороїдальної форми, виготовленого намотуванням волокном із полімерних композиційних матеріалів.

Основна частина.

При розв'язанні задачі використано результати порівняльного аналізу методів оцінки ефективних пружних характеристик композиційного матеріалу по вихідним характеристикам його компонентів та їх об'ємному складу проводився для вуглепластика (ВП) та склопластика (СП) при різних схемах намотування вздовж ліній головних кривизн замкненої тороїдальної оболонки [1].

Міцний корпус представлено замкненою шаруватою ортотропною тороїдальною оболонкою кругового поперечного перерізу з шарами змінної товщини. Така постановка задачі вперше враховує конструктивно-технологічні можливості реалізації схем армування.

Напружено-деформований стан тонкостінної замкненої тороїдальної оболонки змінної товщини під дією рівномірно розподіленого зовнішнього тиску p розглядається як вісесиметрична напівбезмоментна задача (по координаті ψ). Система рівнянь рівноваги елемента та її рішення методом Бубнова-Гальоркіна для вісесиметричної задачі (рис.1, б) ортотропної тороїдальної оболонки у точці $K(\theta)$ серединної поверхні отримано в [2, 3] з урахуванням рекомендацій класифікаційного товариства Bureau Veritas.



а б

Рисунок 1 – Геометричні параметри діаметрального перерізу тороїдальної оболонки змінної товщини (а) та погонні зусилля в точці типу К(θ), серединної поверхні оболонки (б)

Дослідження впливу геометричних параметрів тору, схем армування та перспективних типів армуючого наповнювача і сполучника в варіантах з урахуванням змінної товщини стінки та її осередненням по меридіану показано на графіках найбільш значних сумарних напруженнях $\sigma_\theta(M_1,T_1)$ (далі σ_θ) при гідростатичному стисканні ($0\le k\le 0{,}3$, $\delta=(l_1+l_2)/l_1$). Встановлено, що при збільшенні кількості поперечних шарів по відношенню до повздовжніх в 2 рази величина напружень σ_θ зменшується на 14% для ВП (рис.3) та 12,6% для СП.

Проведена порівняльна оцінка розробленого методу розрахунку (рис.2, а) з методом розрахунку, що враховує постійну товщину стінки (рис.2, б).

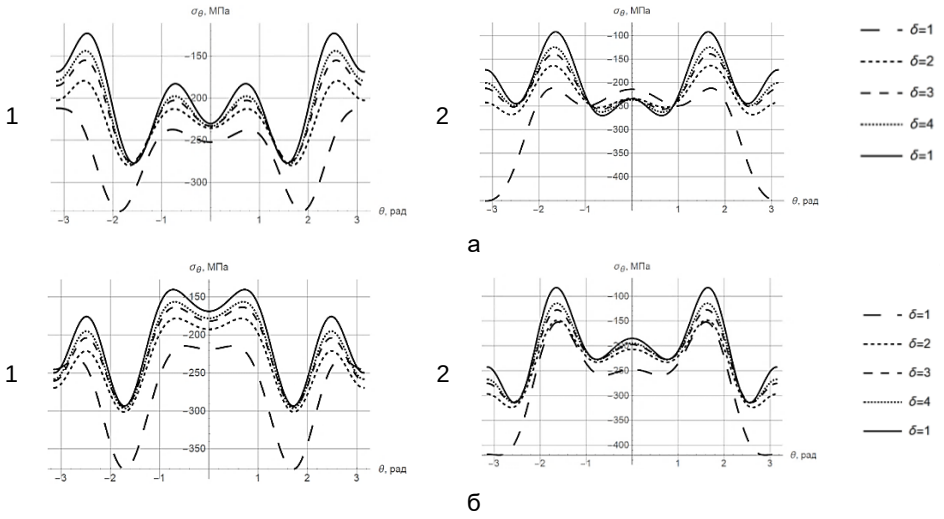


Рисунок 2 – Епюри розподілу напружень σ_θ для намотаних тороїдальних міцних корпусів (a = 1 м, k = 1/3, Δ_m=0,04) зі структурою ПКМ (0°/90°) на зовнішній (1) та внутрішній (2) поверхнях на глибині H_{SW}=1000 м для вуглепластика M35J/Epoxy: змінної товщини (а), осередненої товщини (б)

Заміна розрахунку тороїдальної оболонки з шарами змінної товщини на оболонку з осередненою товщиною шарів уздовж поперечного перерізу призводить до зниження максимальних напружень σ_θ на 8% по зовнішній поверхні, та на 13% по внутрішній поверхні. Максимальні напруження σ_θ для обох методів знаходяться на внутрішній поверхні тороїдальної оболонки. Небезпечні точки при змінній товщині знаходяться в районі кутів θ=π/6 та θ=5π/6, при осередненій товщині в районі кута θ=5π/6.

Порівняльна оцінка розробленого методу розрахунку напружено-деформованого стану міцного корпусу підводного апарату тороїдальної форми при гідростатичному стисканні з урахуванням конструктивно-технологічних факторів виготовлення його способом намотування волокном із ПКМ на основі розрахункової моделі зі змінною товщиною уздовж меридіана зі спрощеним методом розрахунку, що базується на теоретичній оцінці пружних характеристик та використовує безмоментне рішення Фепля [4]. На прикладі ВП (рис. 3) показано, що використання спрощеного методу призводить до заниження величин напружень.



а) б)

Рисунок 3 – Епюри напружень σ_θ (а) і σ_ψ (б) для тороїдального корпусу (k=1/3) товщиною, що задовольняє умові стійкості по верхньому критичному тиску виготовленого поперечним намотуванням в комбінації із повздовжньою намоткою на внутрішній (1) і зовнішній (2) поверхнях на глибині H_{SW}=1000 м для ВП M35J/ЕДТ-10:

– - удосконалений метод; --- - спрощений метод

При використанні удосконаленого методу величини напружень будуть максимальними на внутрішній поверхні, а для спрощеного методу вони будуть однакові для обох поверхонь. Так в при θ=0 σ_θ в першому випадку вища на 30%, при θ=π/2 вища на 37%, при θ=π вища на 27%, а для σ_ψ при при θ=0 вища

на 52%, при θ=π/2 вища на 36%, при θ=π нижча на 22%. Така велика розбіжність призводить до виникнення помилки в небезпечну сторону.

Результати оцінки ефективності міцного корпусу тороїдальної форми виготовленого способом намотування із ПКМ за наступними критеріями: 1) відношення маси міцного корпусу m_{MK} до його водотоннажності m_w, що забезпечує плавучість апарату і є основним критерієм якості міцного корпусу, та має бути найменшим; 2) вартість міцного корпусу.

Співвідношення маси тороїдального міцного корпусу m_{MK} до його водотоннажності m_w [5]:

$$\frac{m_{MK}}{m_w} = 2\frac{ah_m}{(a+h_m/2)^2}\frac{\rho}{\rho_w} \qquad (2)$$

де ρ – густина матеріалу корпусу, кг/м^3, ρ_w – густина морської води (ρ_w=1027 кг/м^3), h_m – осереднена по меридіану тороїдального корпусу товщина $h(\theta,k)$.

Досліджено вплив фізико-механічних властивостей традиційних металів для монолітних міцних корпусів підводних апаратів та СП і ВП, отриманих поперечним намотуванням в комбінації з повздовжнім намотуванням, на показник m_{MK}/m_w міцних корпусів тороїдальної форми кругового поперечного перерізу з k=0,33 (рис. 4). Маса корпусу визначається згідно удосконаленого методу за умовою міцності та стійкості [6].

Із аналізу рис. 4 видно, що при розрахунку СП та ВП міцних корпусів на малих глибинах (до 1750 м) визначальним є позиція стійкості, а для великих глибин визначальним є позиція міцності. Для розрахунку традиційних матеріалів, в даному прикладі, визначальним є позиція стійкості. Встановлено, що для міцних корпусів, виконаних поперечним намотуванням в комбінації із повздовжнім намотуванням співвідношення m_{MK}/m_w збільшується, на відміну від визначення даного співвідношення за умовою стійкості.

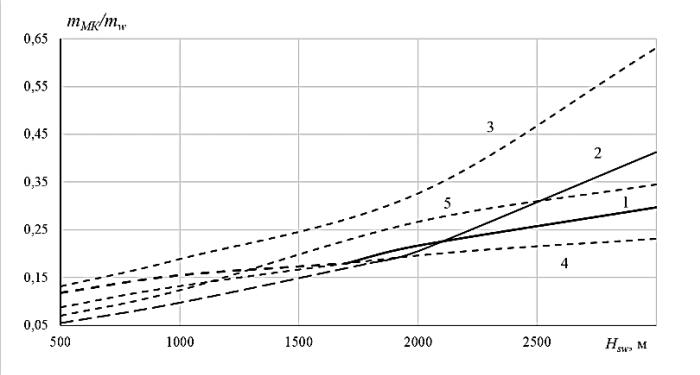


Рисунок 4 – Залежність m_{MK}/m_w монолітних міцних корпусів тороїдальної форми (k=1/3) із різних конструкційних матеріалів від робочої глибини занурення і умови міцності: 1 – УП М35J/ЕДТ-10, 2 –СП GLASS/ЕДТ-10, 3 – сталь (АК-25), 4 – алюмінієві сплави (В95), 5 –титанові сплави (ВТ): --- - умова стійкості, **–** - умова міцності

На основі достатньої умови переваги вибору високоміцних матеріалів для міцних корпусів підводних апаратів без детального опрацювання всього проекту, розробленого В.М. Грековим [7], дана оцінка техніко-економічної ефективності використання різних матеріалів для міцного корпусу тороїдальної форми з урахуванням їх вартості та жорсткості (рис. 5) при обмежені по міцності та стійкості.

Ефективність використання різних матеріалів для міцного корпусу тороїдальної форми [7]:

$$E_{MK} = \frac{1-\frac{m_{MK}}{m_w}}{\frac{m_{MK}}{m_w}C_{MK}} \qquad (3)$$

де C_{MK} – порівняльний коефіцієнт по вартості одиниці маси використаних матеріалів в корпусі (табл. 1), прийнятий відносно вартості 1 кг сталі $\sigma_{0,2}$=320 МПа, оскільки вартість корпусних матеріалів з часом змінюється.

Для робочих глибин до 3000 м по вартості та співвідношенню $m_{МК}/m_w$ при обмежені по міцності доцільно вибирати ВП на основі високоміцних вуглецевих волокон (ВП $E_{ВП}$=275-345 ГПа).

Таблиця 1 – Порівняльні дані по вартості різних матеріалів за 1 кг по відношенню до сталі $\sigma_{0,2}$=320 МПа (2009-2011 рр.)

Порівняльний коефіцієнт	Сталь		Титановий сплав $\sigma_{0,2}$=600-800 МПа	СП із високоміцного скловолокна	ВП	
	$\sigma_{0,2}$=320 МПа	$\sigma_{0,2}$=800-900 МПа			$E_{ВП}$=600-965 ГПа	$E_{ВП}$=275-345 ГПа
$C_{МК}$	1	9,8	≈ 50	9,2	794	24,3

Вартість намотаного тороїдального корпусу із ВП на основі середніх по модулю високоміцних волокон в 2,3 рази більше вартості корпусу зі СП. Але зі збільшенням робочої глибини занурення без збільшення модуля пружності скловолокна використання СП неефективне через необхідність збільшення товщини оболонки, а при товщині стінки намотаного виробу більше 80 мм важко забезпечити стабільність властивостей міцності готового виробу та технологію виготовлення.

Вибір армуючого матеріалу, що забезпечує мінімальну масу та максимум несучої здатності корпусу, є достатньо неоднозначною задачею. При проектуванні тороїдальних міцних корпусів для підводної техніки слід звертати увагу на узгоджене підвищення як міцності, так і жорсткості односпрямованого ПКМ.

Порівняння ефективності різних матеріалів при обмежені по міцності дозволяють зробити однозначний вибір в сторону того або іншого матеріалу в якості конструкційного для міцного корпусу тороїдальної форми на попередньому етапі проектування.

Для оцінки ефективності міцного корпусу, отриманого іншими схемами намотування, відповідно до запропонованого в роботі алгоритму необхідно проводити повний аналіз впливу всього простору параметрів проектування – геометрії тору, типу структури та типу компонентів ПКМ з урахуванням конструктивно-технологічних обмежень при виготовлені тороїдального міцного корпусу способом намотування, що дозволить сформувати раціональну структуру стінки корпусу із ПКМ для забезпечення його максимальної несучої здатності та мінімуму маси.

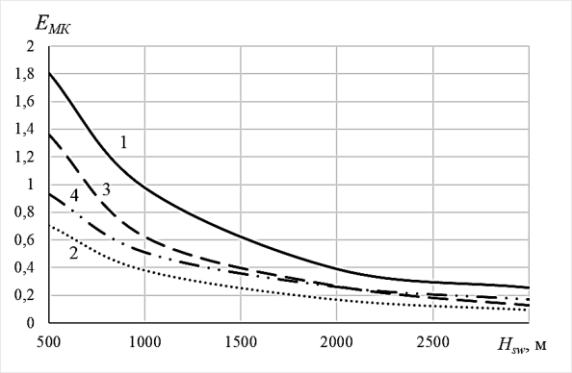


Рисунок 5 – Залежність $E_{МК}$ монолітного міцного корпусу (k=1/3) тороїдальної форми змінної товщини із різних конструкційних матеріалів від робочої глибини занурення: 1 – СП ВМПС/ЕДТ-10; 2 – ВП М35J/ЕДТ-10; 3 – сталь ($\sigma_{0,2}$=800-900 МПа); 4 – титанові сплави (ВТ)

Виготовлення міцного корпусу тороїдальної форми способом намотування із ПКМ з високою питомою міцністю та жорсткістю дозволить зменшити його масу і вартість, та збільшити корисне навантаження підводного апарату.

Висновки:

1. Удосконалено метод розрахунку напружено-деформованого стану і оцінки міцності корпусу підводного апарату тороїдальної форми при гідростатичному стисканні шляхом врахування конструктивно-технологічних факторів виготовлення способом намотування та практичних рекомендацій класифікаційного товариства Bureau Veritas.

2. Збільшення кількості поперечних шарів по відношенню до повздовжніх в 2 рази призводить до зменшення величини напружень σ_θ на 14% для ВП та на 12,6% для СП.

3. Заміна розрахунку тороїдальної оболонки з шарами змінної товщини на оболонку з осередненою товщиною шарів уздовж поперечного перерізу призводить до зниження максимальних напружень σ_θ на 8% по зовнішній поверхні, то на 13% по внутрішній поверхні. Максимальні напруження σ_θ для обох методів знаходяться на внутрішній поверхні тороїдальної оболонки. Небезпечні точки при змінній товщині знаходяться в районі кутів $\theta=\pi/6$ та $\theta=5\pi/6$, при осередненій товщині в районі кута $\theta=5\pi/6$.

4. При використанні удосконаленого методу величини напружень будуть максимальними на внутрішній поверхні, а для спрощеного методу на основі рішення Фепля вони будуть однакові для обох поверхонь. Так в при $\theta=0$ σ_θ в першому випадку вища на 30%, при $\theta=\pi/2$ вища на 37%, при $\theta=\pi$ вища на 27%, а для σ_ψ при при $\theta=0$ вища на 52%, при $\theta=\pi/2$ вища на 36%, при $\theta=\pi$ нижча на 22%. Така велика розбіжність призводить до виникнення помилки в небезпечну сторону.

5. В розрахунку монолітних міцних корпусів зі СП та ВП на малих глибинах (до 1750 м) визначальним є позиція стійкості, а для великих глибин – позиція міцності. Для розрахунку традиційних матеріалів, в даному прикладі, визначальним є позиція стійкості.

6. Економічна оцінка показала, що вартість намотаного тороїдального корпусу із ВП на основі середніх по модулю високоміцних волокон в 2,3 рази більше вартості корпусу зі СП. Але зі збільшенням робочої глибини занурення без збільшення модуля пружності скловолокна використання СП неефективне через необхідність збільшення товщини оболонки, а при товщині стінки намотаного виробу більше 80 мм важко забезпечити стабільність властивостей міцності готового виробу та технологію виготовлення

REFERENCES

[1] Бурдун Е.Т. Присташ С.Ф. , Гейко С.П. , Копійка С.В. (2019) Порівняння методів оцінки ефективних пружних характеристик тороїдального міцного корпусу підводного засобу виконаного намотуванням волокном. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: матеріали VIII міжнародної науково-технічної конференції* (Миколаїв, 26 – 28 вересня 2019 р.). Миколаїв: НУК, С. 239–243

[2] Sizonenko O. Burdun E., Prystash S. (2018) Peculiarities of stress-strain state of toroidal pressure hull, made by winding. *International journal for science, technics and innovations for the industry. Machines, Technologies, Materials*, Year XII Issue 6, P. 240-243

[3] Sizonenko O. Burdun E., Prystash S. (2018) Peculiarities of stress-strain state of toroidal pressure hull, made by spiral winding. *International journal for science, technics and innovations for the industry. Machines, Technologies, Materials*. PRINT ISSN 1313 – 0226, ISSN WEB 1314-507X, Year XII, Issue 11, P. 466-469

[4] Burdun Y.T. Kreptiuk A.V. (2014) Rational designing of composite toroidal pressure hull for ocean engineering. *Вестник Астраханского государственного технического университета*. Серия: Морская техника и технология. – Астрахань: АГТУ, №2 (май), С. 27-36.

[5] Корн Г. (1968) Справочник по математике для научных работников и инженеров. М.: Наука, 1968. – 720 с.

[6] Крептюк А.В. (2011) Проектирование и метод расчета устойчивости композитных тороидальных прочных корпусов подводных технических средств, полученных продольно-поперечной намоткой. *Проблемы техники: Научно-производственный журнал*. №2. – С. 113-127.

[7] Греков В.М. Дружиловский Б.В., Рябов В.М. (2010) Оценка технико-экономической эффективности применения высокпрочных материалов для корпусов подводной техники *Труды ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова*. Санкт-Петербург: ЦНИИ им. акад. Крылова, №56 (340). – С. 187-194.

S. Prystash, E. Burdun

Improving the method of determining the strength of the hull of the underwater vehicle made by winding in the form of a torus

Text of the annotation*. The method of calculating the stress-strain state and assessing the strength of hydrostatic compression of the strong body of a toroidal submarine has been improved, taking into account structural and technological factors of manufacturing by fiber winding (tape) of polymer composite materials and recommendations of the Bureau Veritas classification society. Regularities of influence on the stress-strain state of the wound toroidal strong body of reinforcement schemes, geometrical parameters of the body, perspective types of reinforcing fillers and connectors, variable thickness and its averaging are obtained. The evaluation of technical and economic efficiency of high-strength fibrous materials for toroidal durable housings.*

Key words: *toroidal strong case, stress-strain state, hydrostatic pressure, fiberglass, carbon fiber, winding.*

С. Ф. Присташ, Е. Т. Бурдун

Усовершенствование метода определения прочности корпуса подводного аппарата выполненного намоткой в форме тора

Текст аннотации. *Усовершенствован метод расчета напряженно-деформированного состояния и оценки прочности при гидростатическом сжатии прочного корпуса подводного аппарата тороидальной формы с учетом конструктивно-технологических факторов изготовления способом намотки волокном (лентой) из полимерных композиционных материалов и рекомендаций классификационного общества Bureau Veritas. Получены закономерности влияния на напряженно-деформированное состояние намотанного тороидального прочного корпуса схем армирования, геометрических параметров корпуса, перспективных типов армирующих наполнителей и связующего, переменной толщины и ее осреднения. Проведена оценка технико-экономической эффективности использования высокопрочных волокнистых материалов для тороидальных прочных корпусов.*

Ключевые слова: *тороидальный прочный корпус, напряженно-деформированное состояние, гидростатическое давление, стеклопластик, углепластик, намотка.*

УДК 629.5, 624.075.4

СТІЙКІСТЬ ПРЯМОКУТНИХ ПЛАСТИН ПРИ ОДНОЧАСНІЙ ДІЇ ПРОСТИХ ВИДІВ НАВАНТАЖЕННЬ

Мартиченко Я. О. асп[1]., Коростильов Л. І. д.т.н., проф.[2]
НУК ім. адм. Макарова
Україна, Миколаїв
[1] Grapua@gmail.com, [2] leontyy.korostilyov@nuos.edu.ua

Аннотація. *Більшість елементів суднових корпусних конструкцій знаходяться в умовах одночасної дії простих видів навантаження. Розглядається вплив двокомпонентного навантаження на стійкість прямокутних пластин, показані типові форми втрати стійкості при такому типі навантаження.*
Ключові слова*: будівельна механіка корабля; конструкція корпусу судна; складне навантаження; стійкість прямокутних пластин; метод скінченних елементів.*

Вступна частина. Конструкція корпусу суден складається переважно з прямокутних пластинчатих елементів різних розмірів та форм. У більшості таких конструкцій, задля зменшення ваги, можливості проведення ремонтних робіт та експлуатації, для встановлення комунікацій, влаштовуються вирізи. Ці вирізи мають значний вплив на напружено-деформований стан та стійкість корпусних конструкцій і потребують підкріплень.

Більшість конструктивних елементів корпусу судна перебувають в умовах складного навантаження, тобто одночасної дії декількох типів навантаження. Можливі випадки складного навантаження представлені на рисунку 1 та 2.

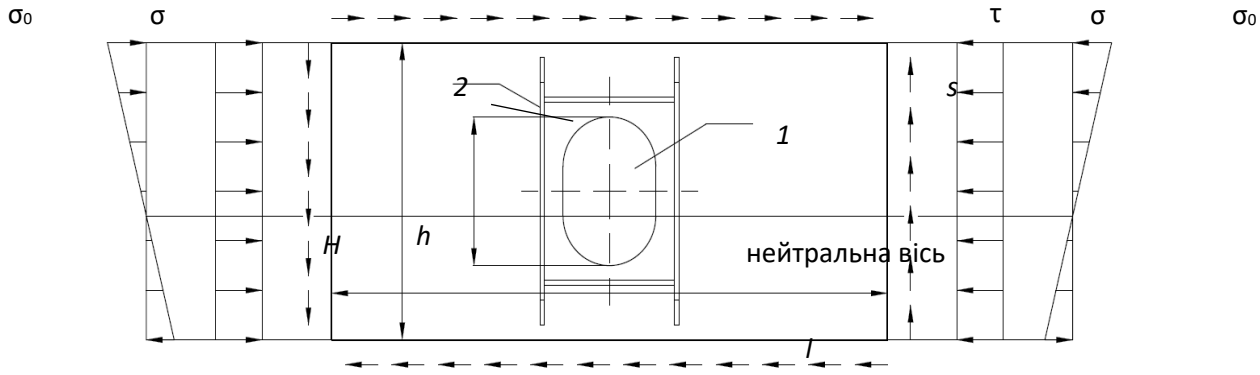


Рисунок 1 – Трьохкомпонентне складне навантаження елемента стінки балки:
1 – виріз; *2* – підкріплення вирізу

Трьохкомпонентне навантаження характерне для всіх повздовжніх конструктивних елементів корпусу судна, таких як: вертикальний кіль, бортові та днищеві стрингери, карлінгси тощо. Стискаючі напруження σ зумовлені загальним повздовжнім згинанням корпусу судна, наприклад, під час положення на вершині чи підошві хвилі. Зсувні τ та згинальні σ_0 напруження викликані переважно місцевими навантаженнями, наприклад льодовий тиск чи реакції від кільблоків під час постановки судна у док для виконання ремонтних робіт.

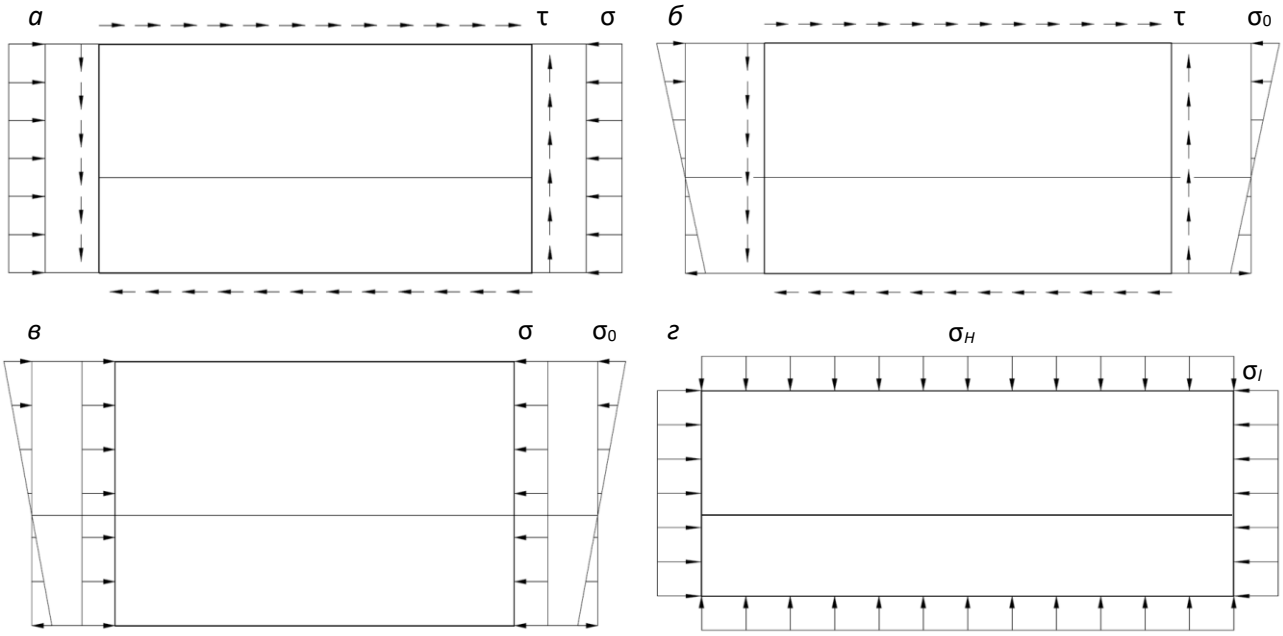


Рисунок 2 – Види двокомпонентних навантажень:
а – одночасна дія стискаючих σ і зсувних τ напружень; *б* – одночасна дія зсувних τ і згинальних σ_0 напружень;
в – одночасна дія стискаючих σ і згинальних σ_0 напружень;
г – двоосьове стискання

Двокомпонентне навантаження типове для поперечних елементів конструкції корпусу, наприклад, стінки флорів, бімсів тощо.

Ціль роботи – оцінка впливу складного навантаження на стійкість і форми випучування прямокутних пластинчатих елементів корпусних конструкцій судна.

Основна частина. Сучасні інженерні практичні методики в більшості передбачають розрахунок стійкості пластичних елементів окремо від дії кожного типу простого навантаження [1, 2, 3]. Такий підхід не враховує фактору сумісної дії простих навантажень і, зазвичай, призводить до помилок у небезпечну сторону через завищення ейлерових критичних напружень пластин. Також суттєвий вплив на стійкість пластинчатого елементу мають наявність вирізу і його підкріплень. Ці фактори значно ускладнюють розрахунок стійкості пластин.

Користуючись енергетичними методами і принципами, професор Папкович П. Ф. на початку 30-х років минулого століття отримав фундаментальне рішення цієї проблеми [4]. Він ввів поняття граничної поверхні та, доказавши низку теорем і лем, описав її характер. Гранична поверхня розділяє силовий простір пластини на зону стійкості й нестійкості. Поверхня має випуклий характер і ця випуклість завжди спрямована в бік зони нестійкості.

На базі цих теорем можна для пластинчатого елементу під дією трьохкомпонентного навантаження (див. рис. 1) представити форму істинної граничної поверхні, як зображено на рисунку 3, і описати формулою

$$\left(\frac{\sigma_e^*}{\sigma_e}\right)^a + \left(\frac{\sigma_{0,e}^*}{\sigma_{0,e}}\right)^b + \left(\frac{\tau_e^*}{\tau_e}\right)^c = 1, \qquad (1)$$

де σ_e^*, $\sigma_{0,e}^*$, τ_e^* – ейлереві критичні напруження при одночасній дії стискаючих σ, згинальних σ_0 та зсувних τ напружень відповідно;

σ_e, $\sigma_{0,e}$, τ_e – ейлереві критичні напруження, при окремій дії стискаючих σ, згинальних σ_0 та зсувних τ напружень відповідно;

a, *b*, *c* – показник ступеню впливу одночасної дії навантажень на характер граничної поверхні.

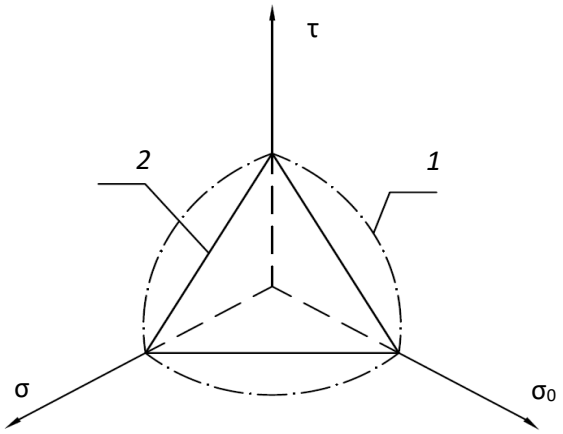


Рисунок 3 – Гранична поверхня при трьохкомпонентному навантаженні:
1 – істинна форма граничної поверхні;
2 – гранична площина при *a* = *b* = *c* = 1

При двокомпонентному навантаженні гранична поверхня трансформується у граничну криву, яку наближено можна представити у вигляді граничної прямої. Типові форми випучування суцільного пластинчатого елементу при окремій дії згинального σ_0 та зсувного τ напружень, представлено на рисунку 4. При одночасній дії декількох простих навантажень форма випучування суттєво видозмінюється, що характеризується значним впливом фактору одночасної дії. Характерні форми випучування при складному двокомпонентному навантаженні згинального σ_0 і зсувного τ напружень з різними співвідношеннями $\alpha_1 = \sigma_0 / \tau$, показано на рисунку 5.

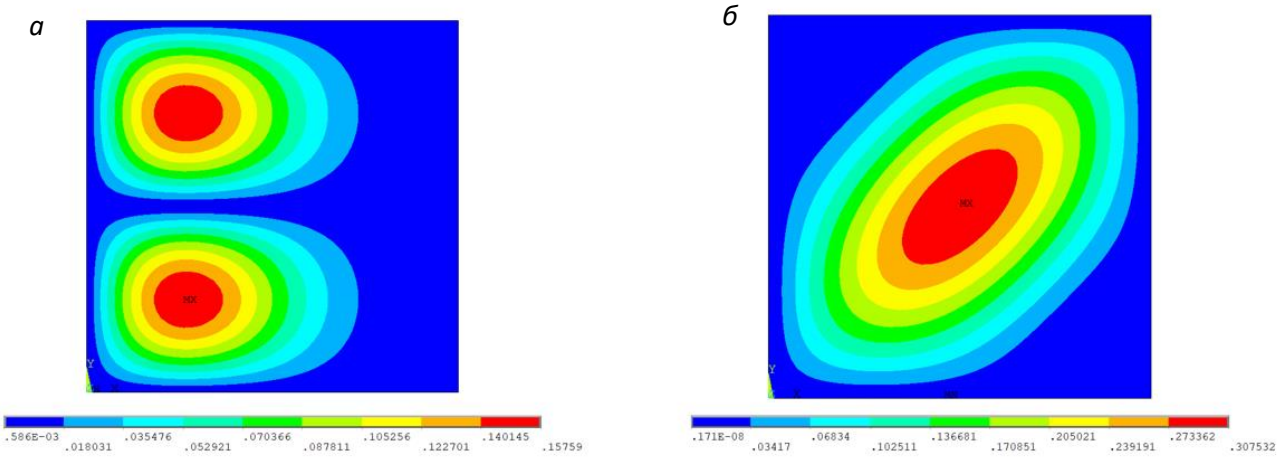


Рисунок 4 – Форми випучування пластини при простому навантаженні:
а – при окремій дії згинального σ_0 напруження; б – при окремій дії зсувного τ напруження

$\alpha_1 = 9{,}00$ $\alpha_1 = 4{,}00$ $\alpha_1 = 2{,}30$ $\alpha_1 = 1{,}50$

Вже при мінімальній дії зсувного т напруження форма випучування суттєво трансформується. Зі збільшенням цього напруження форма втрати стійкості пластини наближається до характерного при окремій дії т.

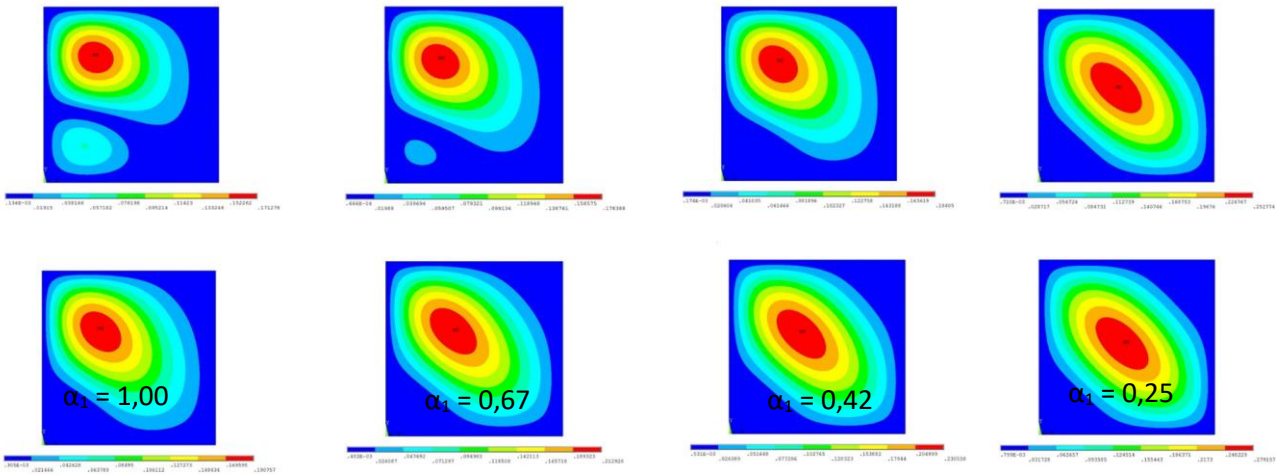


Рисунок 5 – Форми втрати стійкості при одночасній дії згинального σ_0 та дотичного т напружень:

Висновки. Сумісна дія декількох типів простого навантаження має значний вплив на форму втрати стійкості плоским пластинчатим елементом конструкції корпусу судна. Під час виконання проектних робіт інженерам необхідно враховувати цей вплив і співвідношення між навантаженнями для вибору найбільш оптимальної конструкції. Розгляд інших типів складного навантаження, вплив вирізу на форму втрати стійкості та підбір оптимального типу підкріплення будуть розглянуті у подальших дослідженнях.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Регістр судноплавства України (2011). *Правила класифікації та побудови морських суден. Том 2.* Київ.
[2] Российский морской регистр судоходства (2019). *Правила классификации и постройки морских судов. Часть II. Корпус.* Санкт-Петербург.
[3] DNV GL (2018). *Rules for classification. Ships. Part 3 Hull. Chapter 8 Buckling*.
[4] Папкович, П. Ф. (1941). *Строительная механика корабля Ч.2*. Ленинград: Государственное союзное издательство судостроительной промышленности.

Martychenko Ya. PhD student, Korostylev L. d-r of tech. sc., prof
Rectangular plates buckling under the simultaneous action of simple loading types
Ship hull construction elements in general are under the simultaneous action of simple loading types. The impact on rectangular plates buckling of two-component loading was figured out. Typical forms of plates buckling under such loading was represented.
Keywords: structural mechanic of the ship, ship hull construction; combined pressure; rectangular plate elements buckling; finite elements method.

УДК 629.5.03; 629.5.015.4; 004.942
ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕННЯ, ЩО ДІЄ НА ВАЛОПРОВІД ПІД ЧАС РУХУ СУДНА НА ХВИЛЮВАННІ
Урсолов Олександр Ігорович
Національний університет кораблебудування ім. адм. Макаова
Україна, Миколаїв
aleksandr.ursolov@gmail.com ORCID 0000-0003-4079-3415

Анотація. *Описано підхід до оцінки навантажень на судновий валопровід під час руху судна на хвилюванні. У дослідженні застосовані гідродинамічна теорія хитавиці, спектральна теорія морського хвилювання, теорія несучої поверхні, метод скінченних елементів, метод послідовних наближень з релаксацією, методи*

оптимізації та інші. Отримано залежності навантажень на підшипники від різних факторів під час хитавиці судна.
***Ключові слова**: пропульсивний комплекс, хитавиця, хвилювання, навантаження, судновий валопровід.*

Вступ. Однією з найважливіших частин пропульсивного комплексу судна є судновий валопровід, що передає енергію головного двигуна на гребний гвинт та складається з гребного та проміжних валів, підшипників і муфт. У випадку відмови валопроводу у процесі експлуатації, судно втрачає хід та керованість. Якщо таке відбувається в умовах відкритого моря під час шторму, судно без ходу не може тримати курс на хвилі, його розвертає лагом до хвиль і веде до перекидання. Таким чином, конструктивне забезпечення надійності роботи валопроводу є однією з основних задач забезпечення мореплавства судна. З іншого боку, поломки пов'язані з валопроводом призупиняють або обмежують функціонування судна, що веде або до втрати прибутку судновласника, або втрату можливості виконувати бойову задачу. Крім того, позачерговий ремонт валопроводу вимагає великих додаткових витрат, у тому числі на постановку судна у док. Таким чином, забезпечення довговічності валопроводу сприяє підвищенню економічної ефективності судна.

Аналіз аварійності суднових валопроводів показав, що втомні руйнування валів, перегрівання, плавління, надтирання і втомне руйнування дейдвудних підшипників з бабіту, а також інтенсивне зношення неметалевих дейдвудних підшипників, що змащуються водою, є достатньо частими причинами аварій на суднах. Основою цих аварій часом є неякісне центрування валопроводу або неупереджений на функціонування судна в умовах хвилювання вибір параметрів центрування, оскільки зазвичай розглядається лише робота валопроводу при номінальній потужності головного двигуна та експлуатації судна на тихій воді. Особливо актуальною ця проблема становиться у зв'язку з тим, що режими роботи валопроводу в умовах хитавиці судна на хвилях є найменш вивченими на даній час. У багатьох дослідженнях лише визначаються гідродинамічні навантаження на гребний гвинт під час хитавиці [2–4] або визначаються зміщення підшипників при статичній постановці судна на хвилю [3, 9], але інерційні сили від хитавиці враховувались лише у [7].

Таким чином, ***метою роботи*** є розробка методу визначення навантажень, які діють на валопровід при сумісної роботі системи судно–валопровід в умовах руху судна на інтенсивному нерегулярному хвилюванні.

Основна частина. У доповіді представлено загальну модель функціонування валопроводу з урахуванням його взаємодії з корпусом судна при його русі на тихій воді та в умовах нерегулярного морського хвилювання (рис. 1). Серед внутрішніх факторів враховано нелінійну взаємодію валопроводу з його підшипниками при центруванні судна або стоянці, а також взаємодію через гідродинамічне/еласто–гідродинамічне змащення у підшипниках при русі судна. Серед зовнішніх факторів враховано вплив гідродинамічних навантажень на гребний гвинт на тихій воді та під час хитавиці судна, загальних та місцевих деформацій корпусу від зміни посадки судна і хвильових навантажень, а також інерційних сил від хитавиці. Основними змінними параметрами системи є посадка судна, швидкість його руху, стан моря та початкові зміщення підшипників валопроводу. Запропоновано методологію застосування розробленої моделі функціонування валопроводу для перевірки працездатності валопроводу при русі судна на заданому нерегулярному хвилюванні.

Розрахунок хитавиці судна на нерегулярному морському хвилюванні у часовій області виконується на основі гідродинамічної теорії хитавиці [6] та спектральної теорії нерегулярного хвилювання. Спектр морського хвилювання дискретизується із використанням рандомізації для зменшення необхідної довжини реалізації.

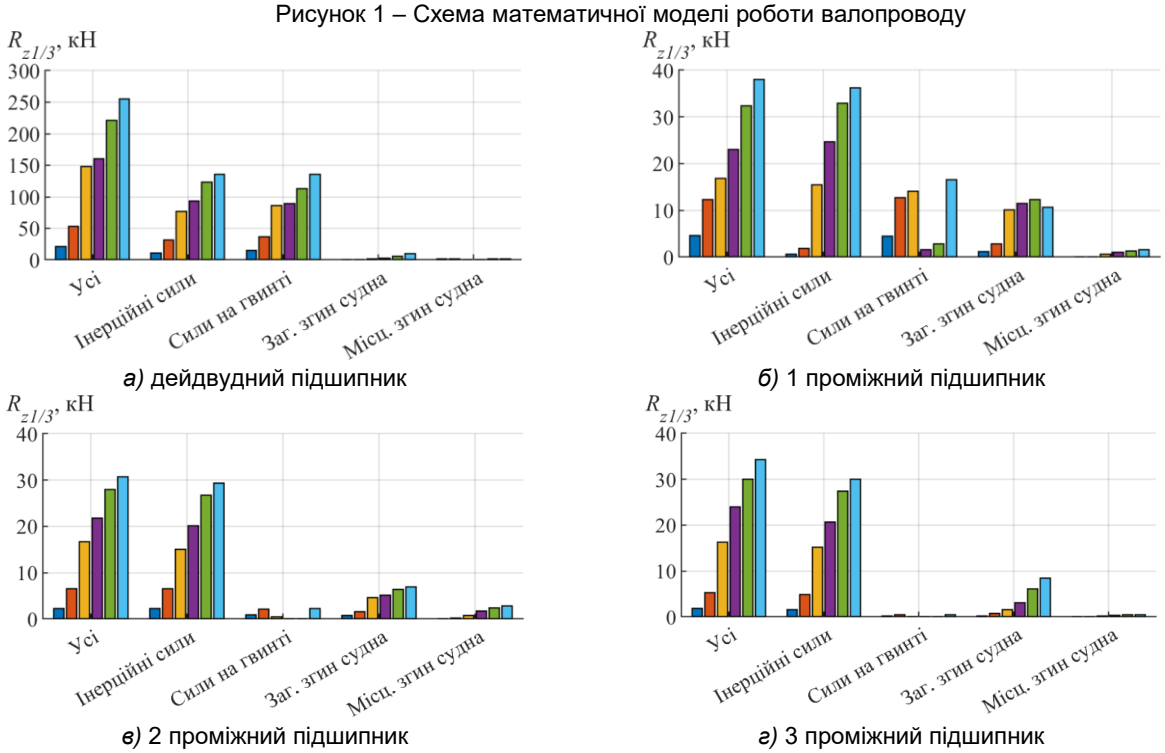
Інерційні навантаження механічної природи на елементи валопроводу розраховуються як добуток вертикальних прискорень від поздовжньої хитавиці на масу елементів валопроводу. Розрахунок гідродинамічних сил та моментів, що діють на гребний гвинт визначаються за «схемою А» [4], що заснована на теорії несучої поверхні. Поправки до поля швидкостей у диску гребного гвинта від хитавиці визначаються по моделі скосу потоку, а хвильові швидкості визначаються з потенціалу швидкостей гармонічних хвиль. Загальні деформації корпусу судна визначаються шляхом чисельного інтегрування рівнянь згину та зсуву непризматичної балки [1]. Місцеві деформації днищового перекриття машинного відділення визначаються методом скінченних елементів у стержневій ідеалізації [5]. Наведено формули визначення лінійних та кутових зміщень підшипників, спричинених загальною та місцевою деформаціями корпусу судна з урахуванням відстані підшипника від нейтральної осі еквівалентного брусу та набору днищового перекриття.

Розрахунок згину валопровода виконується методом скінчених елементів з урахуванням гідродинамічного змащення у всіх підшипниках. Детальний опис застосування методів оптимізації та методу послідовних наближень з релаксацією до розв’язання нелінійних рівнянь згину валопроводу з урахуванням змащення наведено у [8].

Проведено тестові розрахунки на розробленій моделі функціонування валопроводу на прикладі контейнеровоза 4400 TEU довжиною 280 м. Проведено аналіз впливу окремих зовнішніх факторів під час хитавиці на роботу валопроводу (рис. 2). Результати дослідження показали, що під час хитавиці основний вплив на навантаження дейдвудного підшипника здійснюють гідродинамічні сили на гребному гвинті та інерційні сили, а на навантаження проміжних підшипників найбільше впливають інерційні сили.



Рисунок 1 – Схема математичної моделі роботи валопроводу



а) дейдвудний підшипник

б) 1 проміжний підшипник

в) 2 проміжний підшипник

г) 3 проміжний підшипник

Рисунок 2 – Вплив різних факторів на додаткові навантаження дейдвудного та проміжних підшипників, спричинених хвилюванням

Висновки. Розроблено комплексну модель динаміки системи судно–валопровід при ході судна на нерегулярному хвилюванні, яка дозволяє визначати параметри згину валопроводу під час хитавиці судна на інтенсивному хвилюванні та діючі на нього навантаження. За допомогою розробленого методу виконано численне дослідження впливу хвилювання різної інтенсивності на роботу суднового валопроводу та визначено вклад в загальне навантаження на валопровід інерційних сил, гідродинамічних сил на гребний гвинт та загальних і місцевих деформацій корпусу судна. Виконані розрахунки показали, що запропонований метод визначення діючих на валопровід навантажень при його русі на тихій воді та на інтенсивному регулярному і нерегулярному хвилюванні, може бути використано на стадіях проектування валопроводу і вибору параметрів його центрування. Розроблений метод буде впроваджено у спеціалізоване програмне забезпечення ShaftDesigner для розрахунку центрування та вібрації суднових валопроводів [10].

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Короткин, И. Я., Ростовцев, Д. М., Сиверс, Н. Л. (1974). *Прочность корабля*. Ленинград: Судостроение.
[2] Липис, В. Б. (1975). *Гидродинамика гребного винта при качке судна*. Ленинград: Судостроение.
[3] Лурье, И. А. (1973). *Исследование гидродинамических факторов, определяющих величины нестационарных нагрузок, передаваемых от гребного винта на валопровод при качке и разработка метода расчёта долговечности гребных валов*. Предприятие п/я В–8662.
[4] ОСТ 5.4268-78 Винты гребные. Методика расчёта гидродинамических усилий на гребных винтах, работающих в неравномерном потоке за корпусом судна. (1978).
[5] Постнов, В. А., Хархурим, И. Я. (1974). *Метод конечных элементов в расчетах судовых конструкций*. Ленинград: Судостроение.
[6] Ремез, Ю. В. (1983). *Качка корабля*. Ленинград: Судостроение.
[7] Урсолов, А. И., Некрасов, В. А. (2019). Статистическая оценка инерционных нагрузок на подшипники валопровода судна при продольной качке на нерегулярном волнении. *Науковий вісник Херсонської державної морської академії*, 2(21), 67–76.
[8] Ursolov, A., Batrak, Y., Tarelko, W. (2019). Application of the optimization methods to the search of marine propulsion shafting global equilibrium in running condition. *Polish Maritime Research*, 3(103), 172–180.
[9] Jinming, L., Ding, L. (2010). Calculation the Influence of Ocean Waves on Shafting Based on 3-D FEM. *2010 International Conference on Digital Manufacturing & Automation*. Washington, DC: IEEE Computer Society.
[10] ShaftDesigner — The Shaft Calculation Software by IMT. (2020). Retrieved from https://shaftdesigner.software/

Ursolov Oleksandr

Determination of loads acting on the shafting of the ship during its movement on waves

An approach to estimating the loads on the marine propulsion shafting during the ship movement on waves is described. The hydrodynamic ship motions theory, the spectral theory of sea waves, the lifting surface theory, the finite element method, the successive approximations method with relaxation, optimization methods and others are used in the research. The dependences of bearing loads on various factors during ship motions are obtained.

Keywords: propulsion complex, ship motions, waves, loads, marine propulsion shafting.

УДК 629.5.01:629.584

СПОЛУЧНИК ДЛЯ БЛОКІВ ПЛАВУЧОСТІ, ВИГОТОВЛЕНИХ ТЕХНОЛОГІЄЮ 3D-ДРУКУ

Соломонюк Наталя Сергіївна[1], к.т.н., Копійка Сергій Васильович, к.т.н., доцент[2],
[1]Національний університет кораблебудування імені адм. Макарова
[2]Національний університет кораблебудування імені адм. Макарова
[1]Україна, Миколаїв; [2] Україна, Миколаїв, [3]Україна, Миколаїв
[1]natalysolomonuk@gmail.com [1]ORCID 0000-0002-8151-6572

Анотація. *Обирається склад епоксидного сполучника для блоків плавучості зі сферопластику, що плануються друкувати на 3D-принтері за безвідходною технологією. Для цього в сполучнику підбирається співвідношення твердників (ПЕПА і Діамет Х) для оптимальної швидкості твердіння.*
Ключові слова: *сферопластик; блок плавучості; епоксидний сполучник; 3D-друк.*

Вступна частина. Важливим компонентом конструкції підводної техніки є блоки плавучості [1]. Їх призначення – забезпечити нульову плавучість підводної техніки та надати їй можливість маневрування в підводних шарах океану на різних глибинах [2]. Блоки розташовані між міцним та легким корпусом підводного апарату, зовні, або входять до складу силових конструкцій, частіше як заповнювач тришарових конструкцій легких корпусів ненаселених апаратів.

На сьогодні найбільше поширення набули блоки плавучості зі сферопластику (syntactic foam) – двохфазного матеріалу, що складається з полімерної (фенольної, поліефірної, поліамідної, епоксидної) матриці і порожнистих скляних мікросфер [3]. Даний матеріал в має уявну густину в діапазоні 450 – 700 кг/м^3 при можливій глибині експлуатації до 10 000 м.

Мета дослідження:

- вибрати компоненти сполучника сферопластика для можливого друку блоку на 3D-принтері;
- експериментально дослідити процеси гель утворення, твердіння в сполучнику для сферопластику та його міцність на стискання в залежності від факторів впливу (кількість і якість твердників сполучника, температура твердіння);
- Підібрати склад епоксидного сполучника для можливого друку блоку на 3D-принтері
- визначити можливі режими 3D-друку.

Основний текст. При виборі смоли висувається ряд вимог; як на стадії виготовлення, так і при експлуатації. Найчастіше для блоків плавучості використовуються епоксидні смоли. Оскільки вони мають високі показники тепло- та електроізоляційних властивостей, високу хімічну стійкість, достатню механічну стійкість та високу водостійкість. До недоліків можна віднести застосування високих температур твердіння сполучника для отримання стабільних властивостей виробу.

В якості твердників для епоксидних смол найчастіше використовуються:

- аліфатичні аміни – для холодного твердіння смол при кімнатній температурі. Отримані полімери універсальні, мають високі фізико-механічні показники і адгезійну здатність, але фізико-механічні властивості затверділої смоли в значній мірі залежать від температури навколишнього середовища (діетілентриамін, триетілентриамін, поліетиленполіамін (ПЕПА)).
- ароматичні аміни – для гарячого твердіння.

Вони забезпечують високу міцність, теплостійкість, хімічну і вологостійкість одержаних полімерів та високу адгезію до різних конструкційних матеріалів (м-фенілендіамин, діамінодіфенілметан, діамет Х)

Для блоків плавучості найчастіше використовується смола ЕД-20 та її аналоги (вона має оптимальне співвідношення «ціна – якість») з твердниками ПЕПА (до 14 ваг. частин при кімнатній температурі) та діамет Х (до 31 ваг. частин при $T_{тв.}$ = 103 – 105°С).

Після виготовлення блоку, який має вигляд паралелепіпеду, з нього випилюється форма, що визначена кресленням та конструкторськими розрахунками, з цільного шматка сферопластику, при цьому відходи становлять до 50 %.

Щоб зменшити кількість відходів і оптимізувати процес виготовлення блоків, запропоновано використати технологію 3D-друку для виготовлення блоків зі сферопластику.

Яка забезпечує наступні переваги:

- відтворення точної копії бажаного об'єкта;
- економну витрата матеріалів;
- можливість створювати необхідну кількість однакових об'єктів;
- має великий асортимент матеріалів, для друку;
- автономний процес створення об'ємного об'єкта.

На сьогоднішній день, існує багато вихідних матеріалів для об'ємного друку, які можуть бути представлені у вигляді різних полімерів, піску, металу, паперу, шоколаду, воску і т.п. Для даного випадку підходить FDM-технологія (струменева технологія пошарового укладання розплавленого полімеру). Така технологія реалізована на термопластичних полімерах (полімерний прут розплавляється і крапля викладається в конкретне місце). Приклад принтеру для цієї технології представлений на рис.1. Він має наступні характеристики (таблиця 1).



Рисунок 1– 3D- принтер «A2 3D Printer»

Таблиця 1 – Характеристики «A2 3D-Printer»

Характеристика	**Показник**
Діаметр насадки A2	0,4 мм
Товщина шару	0,1-0,3 мм
Швидкість друку	10-30 мм/с
Точність положення по осі X Y	0,012 мм
Точність положення осі Z	0,004 м
Функція підтримки: автоматична ОС	Windows (linux mac)
Робочий стан	10-30℃
Вологість	20-50 %
Температура робочої поверхні	50-230℃
Діаметр нитки:	1,75 мм

Для того, щоб термореактивний полімер можна було пропускати через трубки і насадки 3D-принтеру відносно довгий час (поки друкується деталь), він повинен бути текучим і процес гельутворення має починатись не раніше ніж полімер торкнеться робочої поверхні, або деталі, що друкується. Підвищена температура буде тільки в насадці, тому сполучник не повинен швидко твердіти при кімнатній температурі і водночас повинен перетворюватись на гель при впливу температури достатньо швидко.

Для дослідження часу гельутворення та твердіння полімерного сполучника використано метод крутильного маятнику [4]. Він заснований на визначенні відносної зміни в'язко-пружних властивостей нитки (динамічний модуль пружності, механічні втрати), просоченої олігомерною композицією, в процесі її ізотермічного твердіння. Нитка є елементом крутильного маятнику. Схема установки представлена на рис. 2.

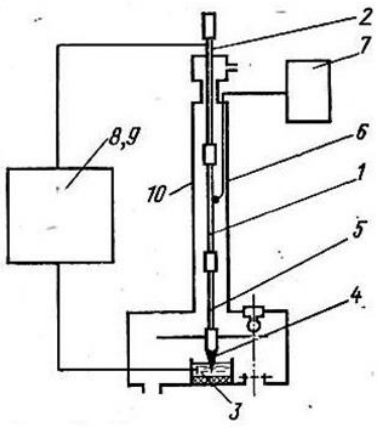


Рисунок 2 – Схема крутильного маятнику з електронагрівом зразка з вуглецевої нитки: 1 – скляна нитка, 2 – верхній подовжувач маятнику, 3 – ємність з електролітом (розчин NaCl), 4 – диск з голкою, 5 – нижній подовжувач маятнику, 6 – термопара, 7 – мілівольтметр, 8 - стабілізатор, 9 – лабораторний трансформатор, 10 – скляна трубка.

В процесі твердіння композиції змінюється її період коливання та швидкість загасання коливань. При кімнатній температурі установка розташовувалась в приміщенні лабораторії, при підвищених температурах – в печі. За цими показниками встановлюється час гельутворення та твердіння композиції за зміною відносної жорсткості нитки (ΔG) в залежності від тривалості існування композиції.

$$\Delta G = {}^{1}\!/_{T^2} \qquad (1)$$

де T – це середній період коливання маятнику

Виконання експерименту з використанням методу крутильного маятнику передбачає наступні етапи:

1. Від бобіни зі склониткою (або вугленіткою) відрізається нитка не коротше 320 мм та кріпиться на крутильному маятнику. Довжина нитки повинна бути не менше 150 мм.
2. Нитка просочується епоксидним сполучником.
3. Через визначений період часу нитка відхиляється від положення рівноваги приблизно на 90°, і за допомогою секундоміру вираховується час 5 коливань.

Експеримент проводиться за планом-матрицею методу латинських квадратів [5]. Функціями відклику є час гельутворення, час твердіння та міцність затверділого епоксидного сполучника.

В даному випадку якісними факторами є вибір поєднання твердників для епоксидної смоли та температура твердіння. В стандартній композиції для блоків плавучості використовується діамет Х, який є твердником гарячого типу. Час його гельутворення становить близько 1 години при T = 103 – 105°С, тому потрібно його прискорити, щоб композиція не розпливалась при потраплянні на робочий стіл або деталь, що друкується. Прийнято рішення додати твердник холодного типу – поліетиленполіамін (ПЕПА), оскільки він прискорюється при підвищенні температури. Додатковим фактором твердіння є температура. Тобто експеримент є трифакторним.

План-матриця для визначення часу гельутворення, твердіння та міцності на стискання для епоксидного сполучника трифакторного експерименту методом латинських квадратів представлена в таблиці 2.

Таблиця 2 – План-матриця методу латинських квадратів для трифакторного експерименту для визначення оптимальної композиції сполучника і умов її отримання

Діамет Х, ваг.част / ПЕПА, ваг.частин	b_1=0	b_2=15	b_3=30
a_1=0	T_1=20°С	T_2=85°С	T_3=120°С
a_2=7	T_2=85°С	T_3=120°С	T_1=20°С
a_3=14	T_3=120°С	T_1=20°С	T_2=85°С

Після виконання дослідів при різних температурах і для різних складів сполучника розраховується період коливань та відносна жорсткість нитки ΔG за формулою (1) і результати також вносяться в таблицю.

Оскільки в кожній точці досліду проводиться по декілька паралельних випробувань на різних зразках, виконаних в однакових умовах, з однаковим складом, виконано статистичну обробку паралельних дослідів [6].

Будуються графіки залежності відносної жорсткості ΔG від часу існування композиції *lg t* і апроксимуються логістичним розподілом (2) в програмі Mathcad

$$\Delta G(\lg t) = \frac{k}{e^{\frac{m-\lg t}{n}}+1}, \qquad (2)$$

Коефіцієнти *k, m, n* визначаються для кожного складу композиції. Час твердіння композиції визначається за графіком (це точка переходу лінії логістичного розподілу в горизонтальну лінію $\Delta G_{\max} = k$).

Умовна жорсткість при часі гельутворення $\tau_г$ композиції є другою похідною від функції (3) за умови, що вона дорівнює 0.

$$\frac{\partial(\Delta G_г)}{\partial(\lg t)} = \frac{k e^{\frac{m-\lg t}{n}}}{n^2\left(e^{\frac{m-\lg t}{n}}+1\right)^2}\left(\frac{2e^{\frac{m-\lg t}{n}}}{e^{\frac{m-\lg t}{n}}+1}-1\right)=0, \quad t_г = 10^m \text{ (с)} \qquad (3)$$

Визначається середнє значення часу гельутворення та часу твердіння результати записуються в таблицю 3.

В даних точках експерименту знайдено також міцність на стискання відповідної композиції, оскільки матеріал працює в умовах гідростатичного стискання. Для чого були виготовленні зразки сполучника циліндричної форми.

Для кожної частини експерименту проведено статистичну обробку і визначена значимість всіх трьох факторів для кожної функції відклику. Всі фактори для всіх функцій є значимими.

Узагальнені результати експерименту представлені в таблиці 3.

Таблиця 3 – Час гельутворення, твердіння та міцність на стискання епоксидного сполучника для блоків плавучості в залежності від його складу та температури твердіння.

№ з/п	Кількість твердників, ваг.частин		Температура твердіння, *T* °C	Час гельутворення $t_г$, хв	Час твердіння $t_{тв}$, хв	Міцність на стискання σ, МПа
	ПЕПА	Діамет Х				
1	14	15	25	445	238	101
2	**7**	**15**	**120**	**2,4 (144 с)**	**14,5**	**140**
3	**14**	**31**	**85**	**2,5 (150 с)**	**9,7**	**138**
4	7	31	25	46,7	220	125
5	**7**	**0**	**85**	**0,28 (17 с)**	**2,3**	**115**
6	14	0	120	0	0	**спінився**
7	0	15	85	6,3	33,7	98
8	0	31	120	2,9	146	101
9	0	0	25	372	743	95

Отже вище висунутим вимогам відповідають склади 2, 3 і 5. Склади 2 і 3 дають найбільшу міцність. В 5 складі міцність на стискання менше приблизно на 18 %, але час гельутворення при підвищеній температурі становить 17 с, тобто існує небезпека забивання сопла, але сполучник однозначно не буде стікати.

Виходячи з характеристик 3D-принтеру (таблиця 1) та близькості характеристик в'язкості розм'якшеного термопласта та наповненого епоксидного сполучника мікросферами, визначено параметри друку блоків плавучості.

Для прикладу розрахунку часу друку блоків обрано блоки плавучості НПА «Аргобуй» при швидкості друку v = 10 – 30 мм/с з діаметром сопла принтеру d = 1,75; 2,85 мм.

Час друку блоків розраховується за формулою

$$\tau = \frac{V}{vd^2} \quad (4)$$

де V – об'єм блоку плавучості.

Результати представлені в таблиці 4.

Таблиця 6 – Залежність часу друку від швидкості друку і розміру сопла

№ блока плавучості	Об'єм блоку, $м^3 \cdot 10^4$	Час друку блоків при v =30 мм/с d = 2,85 мм, год	Час друку блоків при v = 10 мм/с d = 1,75 мм, год
1	175.5	20,0	159,2
2	5.4	0,6	4,9
3	15.5	1,8	14,1
4	19.8	2,3	17,9
5	113.3	12,9	102,8
6	33.8	3,9	30,7
7	16.9	1,9	15,3
8	45.7	5,2	41,5
9	31.0	3,5	28,1
10	74.4	8,5	67,5
11	547.0	62,4	496,1
12	45.5	5,2	41,3
13	55.7	6,4	50,5
14	45.5	5,2	41,3
15	9.1	1,0	8,2
16	8.4	0,9	7,6
17	3.2	0,4	2,9
18	29.3	3,3	26,5
19	36.8	4,2	33,4
Загальний час друку		150 год = 6,23 суток	1190 год = 50 суток

Найшвидший час друку отримується при максимальній швидкості друку і максимальному розміру феломенту. Ділянка з підвищеною температурою становить 70 мм. При відповідних швидкостях композиція проходить крізь неї від 2,33 до 7 с і залишається на робочій поверхні або поверхні деталі, тобто шар не повинен стікати. При наявності тіксотропного наповнювача (мікросфер) композиція не буде стікати з поверхні навіть при неповному гельутворенні. Тобто вище вказані сполучники можуть бути використані з додатковим обігрівом.

Висновки.

1. Вибрані компоненти сполучника для сферопластику. Ними є епоксидна смола ЕД-20 в комбінації з твердниками ПЕПА та Діамет Х.

2. Досліджені процеси гельутворення, твердіння в сполучнику та його міцність на стискання в залежності від твердників та температури твердіння методом латинських квадратів. Однозначно потрібне короткотривале підвищення температури для виготовлення якісних блоків, тому що міцність матеріалу підвищується і час твердіння скорочується, отже матеріал не розпливатиметься і держатиме завдану форму.

3. Підібрано декілька складів епоксидного сполучника для сферопластику для можливого друку його на 3D-принтері:

- ПЕПА – 7 ваг.част., Діамет Х – 15 ваг.част. і температура сопла 120°С (дія температури менше 2,4 хв.), міцність на стискання – 140 МПа;

- ПЕПА – 14 ваг.част., Діамет Х – 31 ваг.част. і температура сопла 85°С(дія температури менше 2,5 хв.), міцність на стискання – 138 МПа;
- ПЕПА – 7 ваг.част. Діамет Х – 0 ваг.част. і температура сопла 85°С (дія температури менше 0,28 хв.), міцність на стискання – 115 МПа.

4. У подальшому планується дослідити обрані режими твердіння сполучнику в композиції з мікросферами і уточнити склад сполучників.

REFERENCES

[1] Казарєзов, А.Я., Галь А.Ф., Пишнєв С.М. (2005). *Проектування пристроїв і систем підводних апаратів: У 5 ч.* Миколаїв: НУК.
[2] Бурдун Е.Т., Радомысльский М.И. (1989). *Пути совершенствования сферопластиков* Материалы межвузовской научно-технической конференции «Композиционные материалы в конструкциях глубоководных технических сред». Николаев: НКИ.
[3] *CRP. Subsea Buoyancy Products: Електронний інформаційний бюлетень* Trelleborg offsore – Електрон. дан. (1 файл). – 2011 www.crpgroup.com –
[4] *Практикум по полімерному материаловедению.* (1985*).* Под. ред.. П.Г. Бабаевского. М.: Химия
[5] Джонсон Н., Лион Ф. (1981). *Статистика и планирование эксперимента в технике и науке. Методы планирования эксперимента*. М.: Мир.
[6] Степнов М.Н. (1985). *Статистические методы обработки результатов механических испытаний. Справочник*. М.: Машиностроение.

Solomoniuk N., Kopiyka S.

3D-printing technology for manufacturing of buoyancy blocks

Text of the annotation*. Syntactic-foam binder composition for buoyancy blocks, is selected in the experiment for printing of blocks on a 3D-printer using waste-free technology. For this, two hardeners (PEPA and Diamet X) are combined in an epoxy binder at the optimum curing temperature.*
Key words: syntactic-foam, buoyancy blocks, epoxy binder, 3D-printing.

УДК 629.5.012

КОНЦЕПЦИЯ ВЕКТОРНОЙ ЖЕСТКОСТИ НОСОВЫХ ОКОНЕЧНОСТЕЙ СУДОВ ПРИ СТОЛКНОВЕНИЯХ

Михайлов Б.Н., канд.техн.наук, доцент.
Национальный университет кораблестроения имени адм. Макарова, Украина, г. Николаев, boris.nick.nik@gmail.com

Аннотация. Работа посвящена актуальной проблеме конструктивного обеспечения повышения безопасности судов при столкновениях. Приведены результаты расчетов носового энергопоглощающего устройства по специализированной программе на базе МКЭ.
Ключевые слова: ***Конструктивная защита, столкновения, энергопоглощающее устройство***

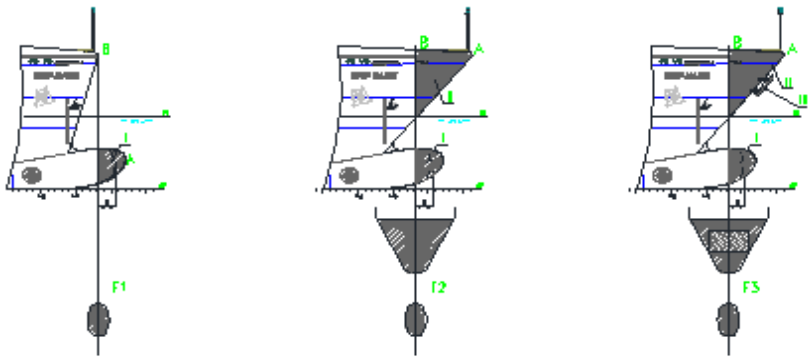
Цель работы – повышение безопасности судов при столкновениях.

При столкновениях общая кинетическая энергия соударяющихся судов распределяется между энергией деформации тараненного судна и конструкции носовой оконечности таранящего, а также часть энергии идет на возможное перемещение и вращение таких судов.Очевидно, что важно развивать все направления по снижению вероятности их тяжелых последствий для экипажей судов, экономики и окружающей среды, в том числе с помощью развития конструктивной защиты корпусов судов.

Введение конвенционного требования двойных бортов для танкеров –это положительный пример развития конструктивной защиты. Однако требования к топологии и жесткости носовых оконечностей судов из этих условий практически отсутствуют, что ведет к занижению их роли в общем энергобалансе аварии, то есть носовые оконечности таранящих судов нередко потребляют минимум от общей энергии разрушения, а их жесткость в направлении удара, как правило, избыточна.

Наиболее опасным является удар бульбовой части носовой оконечности, которая обладает максимальной удельной жесткостью и нередко практически не деформируется при ударе в борт тараненного судна. К тому же пробоина в этом случае образуется обычно в его подводной части.

На рис. 1 представлены типы бульбовых носовых оконечностей с позиций потенциальной опасности при столкновениях.



аб в

Рис. 1

Одним из мероприятий, наряду с другими [1, 2,3], по повышению конструктивной безопасности судов при столкновениях может стать носовое энергопоглощающее устройство, расположенное в надводной части судна как показано на рис. 1,***в***, увеличивающее абсциссу точки зоны первичного контакта таранящего судна, отдаляя тем самым зону контакта борта тараненного судна с бульбом таранящего, например, танкеров, как наиболее опасных типов судов с точки зрения потенциального ущерба и влияния на окружающую среду.

Так, разрушаясь при столкновении, такое устройство не только поглощает энергию при собственном разрушении, но и увеличивает площадь контактного пятна на борту тараненного судна, вовлекая при этом дополнительные элементы конструкции (например, диафрагмы, шпангоуты и т.д.). Это ведет к общему увеличению баланса энергии, потребляемой конструкциями соударяющихся судов до опасного значения глубины пробоины. Рост энергии разрушения, таким образом, ведет к увеличению скорости таранящего судна, потенциально необходимой для получения такой пробоины. В свою очередь, это ведет к снижению вероятности гибели судна или неприемлемого ущерба при столкновении, что подтверждается расчетами по специализированной программе на базе МКЭ.

Разумеется, такое устройство не решает всех проблем конструктивной безопасности при столкновениях судов, однако, как своей энергоемкостью, так и увеличением времени контакта судов при соударении и обьема вовлекаемых в деформацию конструкций, она реально может снижать вероятный ущерб при таком виде аварий.

Контроль выноса бульба и жесткости конструкции надводной части носовых оконечностей (вплоть до использования гофрированных элементов) в направлении удара, также способствует решению поставленной задачи.

Выводы.В результате анализа подтверждена возможность использования носового энергопоглощающего устройства и принципа векторной жесткости для конструкций носовых оконечностей в целом для снижения вероятного ущерба при столкновениях судов.

Литература

1.Волков Н.Н., Кодацкий С.Б. (1971) Конструктивные особенности атомных судов Ленинград, "Судостроение", 248с.

2.Михайлов Б.Н. (2007) Пути повышения энергоёмкости бортовых и палубных перекрытий судов при столкновениях. Николаев, НУК, сб.№6(417).С 41–44.

3. Михайлов Б.Н. (2001) Требования конструктивной безопасности при столкновениях для носовых оконечности судов. Николаев,УГМТУ, сб. № 5 (377). С 78–79.

Mykhaylov B.N.

Bow vector rigidity conception for ships when collision

Annotation This work is devoted to the problem of construction safety when collision. It is presented the results of energy consuming bow devise when collision computer preliminary calculations.
Keywords ***Ship bow construction defense, collision, energy consuming devise***

Михайлов Б.М.
Концепція векторної жорсткості носових кінцевостей суден при зіткненнях.
Анотація Робота присвячена проблемі підвищення конструктивної безпеки суден. Доведено результати розрахунку конструкції енергопоглинаючого пристрою по спеціалізованій програмі МКЕ.
Конструктивний захист зіткнення енергопоглинаючий пристрій.

УДК 629.5

ЕФЕКТИВНА ШИРИНА ВІЛЬНОГО ФЛАНЦЯ СУДНОВОЇ БАЛКИ ЗІ ЗЛАМОМ СТІНКИ В НЕБЕЗПЕЧНОМУ ПЕРЕРІЗІ

Соков Валерій Миколайович, асистент каф. БМ та ККК[1],
[1]НУК ім. адм. Макарова,
[1]Україна, м. Миколаїв,
[1]valera.sokov@gmail.com,
ORCID: 0000-0003-3933-879X

Анотація. *Представлено залежності для визначення ефективної ширини вільного фланцю типової суднової балки зі зламом стінки в небезпечному перерізі. Запропоновані залежності отримані на основі даних напружено-деформованого стану чисельних серійних розрахунків параметричної моделі методом скінченних елементів при широкому варіюванні її геометричних параметрів.*
Ключові слова: *балка зі зламом стінки та пояску, балка зі зламом осі, клиновидна балка, тонкостінна балка, Н-, Т-, І-переріз, двотаврова балка, зсувна затримка, ефективна ширина, редукційний коефіцієнт ширини.*

Вступ. В судновому корпусі доволі часто мають місце балки зі зламом стінки та пояску, показаної на рис. 1.

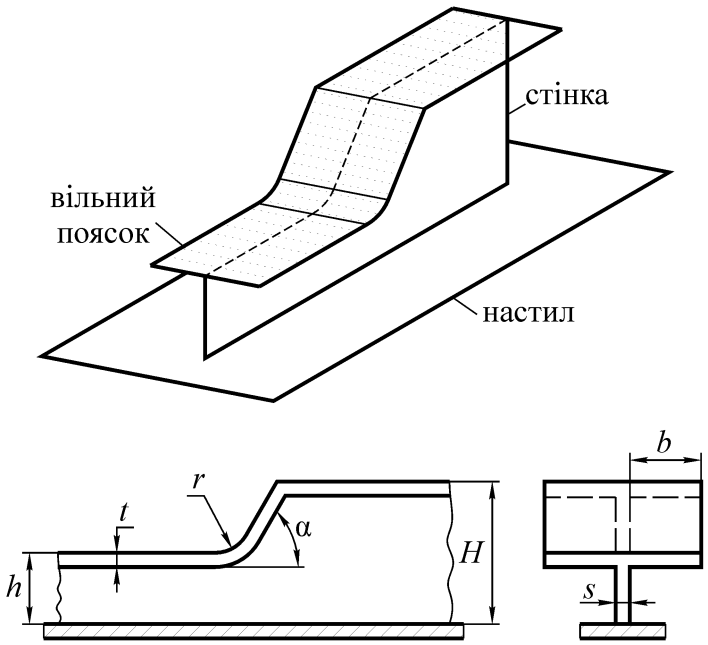


Рисунок 1 – Загальний вигляд досліджуваної балки зі зламом стінки і пояску

Ця балка нижньою кромкою кріпиться до настилу, а до ламаної кромки кріпиться вільний фланець для підвищення осьового моменту опору, що призводить до підвищення міцності та жорсткості при згині, для забезпечення стійкості при дії стискуючих осьових сил та плоскої форми згину. Металеві балки такого типу є здебільше зварними. Ця балка відноситься до тонкостінних непризматичних стержнів відкритого профілю з симетричним перерізом відносно однієї з площин. В представленій роботі вивчається ефективна ширина вільного фланцю з врахуванням тільки зсувної затримки, без прийняття до уваги місцевої втрати стійкості пояску (та стінки) у стиснених зонах, при пружному деформуванні в рамках класичної теорії пружності. Небезпечним перерізом, що досліджується в рамках цієї роботи є переріз *BF*, показаний на рис. 2.

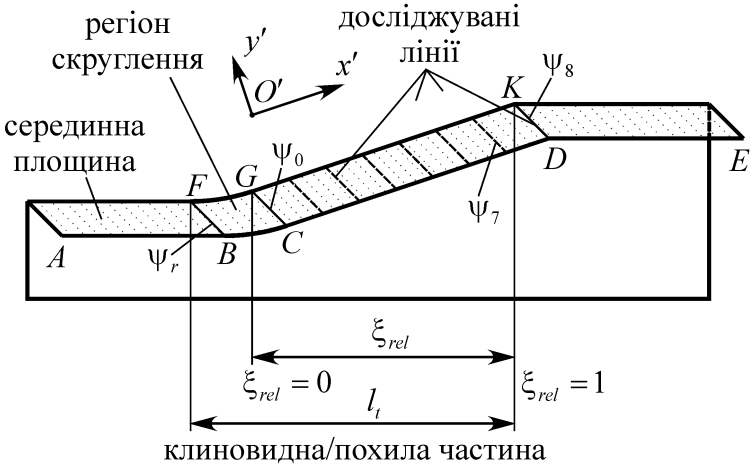


Рисунок 2 – Досліджувані перерізи вздовж балки

Аналіз низки літературних джерел показав, що розрахунок ефективної ширини вільного фланцю для балок такого типу, що мають похилу/клиновидну частину є погано дослідженим в загальному випадку. Лише в [1; 2] представлені рекомендації для розрахунку ефективної ширини в небезпечному перерізі досліджуваної балки в зоні переходу від малої висоти стінки до похилої частини, у яких проф. В. П. Суслов запропонував формулу для визначення ефективної ширини вільного фланцю в небезпечному перерізі *BF* при пружному деформуванні. В [3] було проведено всесторонній аналіз та критика цієї формули і запропоновані нові модифіковані формули, отримані з першопочаткової формули В. П. Суслова.

В даній доповіді запропоновані залежності для ефективної ширини вільного фланцю в небезпечному перерізі, розташованому в зоні скруглення вздовж лінії *BF* (див. рис. 2) при пружному деформуванні.

Основна частина. Ця робота є продовженням і розвитком роботи [3]. Як було вже зазначено, в [3] представлено коригування формули В. П. Суслова та обговорення низки супутніх проблем, які ми тут не будемо повторювати. Отримані скориговані формули є більш точнішими, але вони можуть бути застосовані для кутів нахилу не більше 20°, забезпечуючи похибку ±16%. Тому виникла необхідність розробити більш точніші методики для визначення ефективної ширини в небезпечному перерізі *BF* при широкому варіюванні геометричних параметрів.

В рамках комплексного дослідження напружено-деформованого стану (НДС) балки на рис. 1 була створена об'ємна параметрична скінченно-елементна модель і обґрунтована її розрахункова схема; проведені чисельні експерименти з метою вибору типу базового скінченного елементу (СЕ); оптимальної сітки; границь зміни геометричних параметрів, що остаточно приймаються для проведення серійних розрахунків. Основним типом СЕ прийнятим для проведення серійних розрахунків прийнято: тетраедр з 10-ма вузлами і квадратичної апроксимацією переміщень у вузлах. Реалізація чисельних досліджень проводилася з використанням алгоритмічної мови С++.

Були встановлені такі границі змін геометричних параметрів

$$\left.\begin{aligned} t/h \in [0.02;\,0.1], \quad b/h \in [0.1;\,0.5], \quad r/h \in [0.1;\,0.5], \\ \alpha \in [3°;\,75°], \quad H/h \in [1.2;\,2.8]. \end{aligned}\right\} \tag{1}$$

Проведені чисельні дослідження, підтверджені експериментально, показують, що на похилій частині та в місцях примикання призматичних частин до похилої частини має місце складна депланація вільного пояску, що призводить до того, що у вищезгаданих зонах не реалізується в повній мірі плоский напружений стан, придатний для розрахунку ефективної ширини в класичній постановці.

Для обчислення ефективної ширини вільного пояску використовувався НДС визначений вздовж лінії *BF* на серединній площині (посередині товщини), що дозволяє відкинути згинальну складову НДС і враховувати безпосередньо зсувну затримку. Обчислення ефективної ширини b_{ef} відбувалося з використанням загальновідомої формули [4; 5]

$$b_{ef} = \frac{1}{E\varepsilon_{xk}} \int_0^b \sigma_x dy, \tag{2}$$

де E – модуль пружності при розтяганні (модуль Юнга); ε_{xk} – лінійна деформація в реальному пояску вздовж лінії з'єднання пояску і стінки; σ_x – нерівномірно розподілені нормальні напруження вздовж ширини реального пояску; b – ширина реального пояску.

Величини ε_{xk}, σ_x повинні бути визначенні як результат вирішення плоскої задачі теорії пружності дійсного пояску.

Чисельні дослідження показали, що в досліджуваній балці реалізується просте навантаження і ефективна ширина не залежить від товщини стінки s. Якщо H/h > 1,6 то значення ефективної ширини стабілізується.

На основі аналізу даних НДС, отриманих після проведення чисельних серійних розрахунків, для визначення редукційного коефіцієнту $\psi_r = b_{ef}/b$ у небезпечному перерізі *BF* отримана наступна формула

$$\left.\begin{aligned}
&t_h = t/h, \quad b_h = b/h, \quad r_h = r/h, \quad \alpha, rad,\\
&a_0 = (2{,}8r_h + 0{,}74)t_h + 0{,}19r_h - 0{,}95,\\
&a_1 = \frac{0{,}24r_h + 0{,}42}{t_h^{0{,}6}}, \quad a_2 = a_0 \tanh(a_1\alpha) + 1{,}023,\\
&\beta = 0{,}16 - (0{,}28r_h + 1)\exp(-(0{,}05\ln(r_h) + 1{,}94)a_2),\\
&\psi_r' = a_2 b_h^{\beta},\\
&\psi_r = \psi_r' - 0{,}05\sin(0{,}45\psi_r')
\end{aligned}\right\} \tag{3}$$

Формула (3) має розбіг, що не перебільшує діапазон ±12% в крайніх випадках відносно розрахованих даних ψ_r отриманих за допомогою МСЕ в діапазоні параметрів

$$\left.\begin{aligned}
&t/h \in [0{,}02;\ 0.1], \quad b/h \in [0{,}1;\ 0.5], \quad r/h \in [0{,}1;\ 0.5], \quad \alpha \in [3°;\ 60°],\\
&H/h \in [1{,}6;\ 2{,}8], \quad \text{и} \quad H/h < 1{,}6 \quad \text{если} \quad l_t/h > 5{,}4
\end{aligned}\right\} \tag{4}$$

Висновок. Отримана залежність (3) для редукційного коефіцієнту дозволяє доволі точно визначати значення ефективної ширини в небезпечному перерізі розглядуваної балки у доволі широкому варіюванні її геометричних параметрів, що дозволяє застосування простих формул опору матеріалів для визначення напружень і як наслідок буде мати місце прискорення проектувальних та перевірочних розрахунків для балок такого типу.

REFERENCES

[1] Суслов, В.П., Баландин, А.А. (1972 *а*). Редукционный коэффициент пояска в районе его излома. *Труды конференции по повреждениям и эксплуатационной надежности судовых конструкций*. Владивосток: ДВПИ. 0,4 п.л.

[2] Суслов, В.П., Баландин, А.А. (1972 *b*). О редукционном коэффициенте пояска балки, имеющей излом оси. *Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. по проблемам прочности и конструирования крупнотоннажных судов*. Л.: Судостроение. Вып. 182. С. 123-129.

[3] Соков В.М. (2020). *Верифікація та модифікація формули В. П. Суслова для ефективної ширини вільного пояску балки зі зламом стінки*. Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд: матеріали всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю (Миколаїв, 20-21 травня 2020 р.). Миколаїв : НУК.

[4] Timoshenko S.P., Goodier J. N. (1970). *Theory of Elasticity: 3-rd ed*. New York: McGraw-Hill Book Company.

[5] Суслов В.П., Кочанов Ю.П., Спихтаренко В.Н. (1972). *Строительная механика корабля и основы теории упругости*. Л.: Судостроение.

Sokov Valerii Mykolaiovych.

An effective width of a free flange of ship's beams with break of a web in the dangerous cross section

Abstract. *There are presented relations for definition of an effective width of a free flange of typical ship beam with break of a web in the dangerous cross section. Offered dependencies are obtained on basis of data of strain-stress state of numerical serial study of a parametrical model by finite element method for geometrical parameters were being varied widely.*

Keywords: *beam with breaks of a web and flange, beam with a break of an axis, tapered beam, thin-walled beam, H-, T-, I-section, joist beam, shear lag, effective width, width's reduction factor.*

УДК 629.5

ВОГНЕЗАХИСНЕ ПОКРИТТЯ ДЛЯ МЕТАЛЕВИХ СУДНОВИХ КОНСТРУКЦІЙ

Юреско Тетяна Анатоліївна, к.т.н., доцент[1], Васильєва Ангеліна Валеріївна, студентка[2]
[1,2] Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова;
[1,2] Україна, Миколаїв;
[1]tyuresko@gmail.com, [2] sendler2000@gmail.com

Анотація. *Експериментальне дослідження з визначення оптимального складу вогнестійкого покриття, що наноситься на металеві суднові конструкції.*

Ключові слова: вогнезахист, металеві суднові конструкції, адгезія, сполучник, наповнювач.

Вступна частина. Забезпечення пожежної безпеки на судах є важливим питанням, що вимагає розробки нових та удосконалення існуючих методів, технологій і матеріалів. Горіння ізоляційних матеріалів у замкнених приміщеннях призводить до задимлення і виділення токсичних продуктів, що ускладнює процес гасіння пожежі. Екологічно безпечним покриттям для вогнезахисту суднових конструкцій є полімерцементні (мінеральні) покриття, що наносяться на горизонтальні та вертикальні поверхні методом напилення. Серед недоліків такого покриття є недостатнє зчеплення з металевими балками, перекриттям у каютах та інших приміщеннях, що приводить до відшарування матеріалу. Також в товстому шарі покриття можуть виникати тріщини, внаслідок значної різниці між поверхневими енергіями на границі покриття – металева основа. Отже, виникає необхідність в удосконаленні екологічних вогнезахисних покриттів для міцного з'єднання з металом.

Мета дослідження удосконалення складу вогнестійкого покриття, що наноситься на металеві суднові конструкції товстим шаром (понад 3 см).

Основна частина. Мінеральні вогнестійкі теплоізоляційні покриття це композиції на основі гіпсу, портландцементу та інш., в які додається легкий наповнювач (спучений перліт, вермикуліт, кварцевий пісок, паливна зола та інші) [1].

Пошукові дослідження з удосконалення складу вогнестійкого теплоізоляційного покриття передбачають вивчення впливу складу компонентів на адгезійну міцність з металевою основою. З аналізу складу вогнестійких теплоізоляційних покриттів [2–4] обрано перспективні матеріали, та їх орієнтовне співвідношення (табл. 1).

Відомо з [5], що збільшення адгезійної міцності мінеральної композиції з металевими основами можливо за рахунок підвищення концентрації функціонально активних груп покриття шляхом введення в склад 15 – 25 % рідкого скла.

Таблиця 1 – Склад вогнестійкого покриття

Матеріал	Масова частка, %
Портланд цемент	45 – 55
Спучений вермикуліт	10 – 20
Спучений перліт	

До того ж використання рідкого скла, запобігає корозії [6], шляхом утворення на поверхні металу плівки лужного силікату і гелю кремнієвої кислоти. Сумісне використання з рідким склом наповнювачів, таких як: цинк, оксид цинку, оксид заліза Fe_2O_3 (сурик) підвищує антикорозійний ефект [7].

Отже, запропоновано використати в якості грунтівного шару рідке скло (натрієве). Для визначення значення адгезійної міцності між грунтівним шаром і поверхнею металу, проведено експериментальні випробуваннях на зсув.

Зразки для випробувань являли собою клейове з'єднання внахлест металевої пластини та скло стрічки просоченої рідким склом. Для визначення впливу наповнювача на адгезійну міцність, було використано два типи зразків: з наповнювачем (оксид заліза Fe_2O_3 у кількості 5%) та без наповнювача (рис.1).

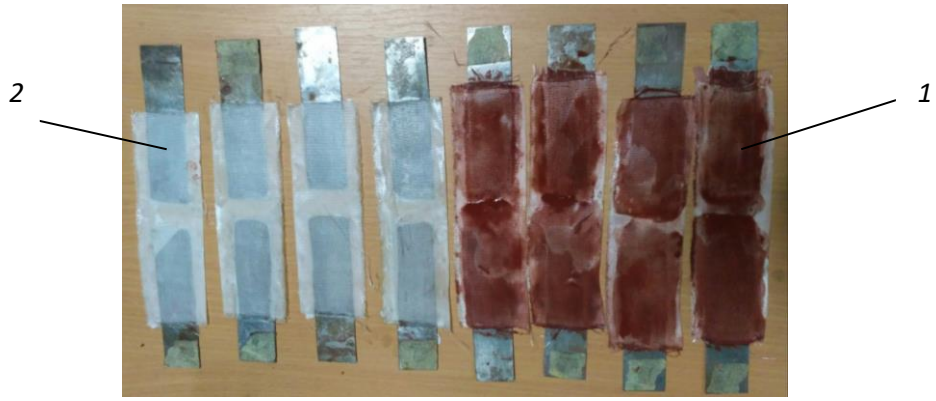


Рисунок 1 – Зразки для випробувань на адгезійну міцність грунтівного шару з наповнювачем (1) та без наповнювача (2)

Адгезійна міцність визначалась за формулою:

$$\sigma_{адг} = \frac{P}{F}, \quad (1)$$

де P – руйнівне навантаження, Н;

F – площа склеювання, F = $l \cdot b$ (l – довжина перепуску, м; b – ширина нахлестки, м).

Результати випробувань наведені в табл. 2.

Таблиця 2 – Результати випробувань на зсув

	№ зразку	Руйнівне навантаження P, Н	Площа склеювання F, мм^2	Адгезійна міцність т, МПа	Середнє значення адгезійної міцності $т_{ср}$, МПа
Без наповнювача	1	440	2160	0,204	0,184
	2	380	1860	0,204	
	3	352	2040	0,173	
	4	320	2040	0,157	
З наповнювачем (Fe_2O_3)	1	375	1980	0,189	0,172
	2	335	2220	0,150	
	3	410	2250	0,182	
	4	375	2250	0,167	

Результати випробувань показали:

- розрив відбувався по стрічці, тобто адгезійна міцність до поверхні вища.

- вплив наповнювача на адгезійну міцність грунтівного шару не значний, отже запропоновано використати грунтівний шар з додаванням оксиду заліза.

Для покращення адгезійної міцності композиції в склад вогнезахисного покриття також водиться рідке скло у кількості від 15–25%. План матриця експерименту з 4-ма факторами варіювання представлена в таблиці 2. За функцію відгуку прийнято максимальне значення адгезійної міцності вогнестійкої композиції з металевою основою.

Таблиця 2 – План матриця експерименту

Фактори варіювання			
Матриця	Наповнювач		
x_1 – портланд цемент, %	x_2 – вермикуліт, %	x_3 – перліт, %	x_4 – рідке скло, %
55	20	10	15
	15	15	
	10	20	
50	20	10	20
	15	15	
	10	20	
45	20	10	25
	15	15	
	10	20	

Визначення адгезійної міцності покриття до металу здійснювалося за допомогою випробувань на зсув. Експериментальні зразки являли собою металеві круглі боночки, поверхня яких механічно зачищалась і наносився грунтівний шар товщиною 1…1,5 мм (рис.2).



Рисунок 2 – Поверхня металевих боночок з нанесеним грунтовочним шаром

Згідно з планом-матриці експерименту (табл.2) готувалися суміші вогнезахисної теплоізоляційної композиції. Суміш наносились на поверхню 2-х боночок, боночки між собою з'єднувалися (рис.3, товщина з'єднувального шару 2–3 см) і витримувались в нормальних умовах протягом 7 діб для твердіння. Для кожної експериментальної точки використано 5 зразків.

Значення адгезійної міцності на зсув для кожного зразка розраховувалося за формулою:

$$\sigma_{адг} = \frac{P}{F},$$

де P – руйнівне навантаження, Н; F – площа поверхні зразка, м^2.

Проведені випробування і статистична обробка результатів показала, що максимальне значення адгезійної міцності 0,23 МПа досягається при наступному співвідношенні компонентів: x_1=50%, x_2=15%, x_3=15%, x_4=20%.



Рисунок 3 – Експериментальний зразок з нанесеним покриттям

Проведено випробування композиції з оптимальним складом на вогнестійкість. На металеву пластину наносився грунтівний шар, після висихання (протягом 1 год), наносилась вогнезахисна композиція товщиною 3 см, яка витримувалась в нормальних умовах протягом 10 днів для твердіння. Пластина зі сторони нанесеного покриття піддавалася дії полум`я (температура 900 – 1000 ºС). Результати показали:

- покриття міцно тримається і не відшаровувалося від поверхні в процесі горіння;
- температура металевої пластини зі зворотної сторони не перевищувала 200 ºС.

Визначено питомий коефіцієнт теплопровідності покриття за формулою сумішей та формулою для багатокомпонентної гетерогенної композиції, який λ знаходиться у межах 0,139…0,317 Вт/(м·ºК).

Висновки. За результатами експериментальних досліджень визначено оптимальний склад мінерального вогнезахисного покриття, що може бути застосовано для металевих суднових балок та інших конструкцій. В якості грунтівного шару застосовано рідке скло з наповнювачем, це значно покращує адгезійні властивості покриття і посилює антикорозійний ефект.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] *Руководство по составам и применению тепло-изоляционных и огнестойких перлитовых штукатурок* (1975). М.: Стройиздат.

[2] Барабанщиков Ю.Г. (2008). *Строительные материалы и изделия.* М.: Издательский мир «Академия»

[3] Шаймухаметов А. А., Габитов А. И. (2007). *Адгезия цементной композиции к стали*. Башкирский химический журнал. Том 14. №3.

[4] Попов К.Н., Каддо М.Б. (2001). *Строительные материалы и изделия.* Учеб. М: Высшая школа

[5] *Руководство по составам и применению тепло-изоляционных и огнестойких перлитовых штукатурок* (1975). М.: Стройиздат.

[6] Войтович В. А. *Новые противокоррозионные материалы в строительстве* (1980). Горький: Волго-Вят.

Yuresko T., Vasileva A.V.

Fire resistant coating for metal ship structures

Text of the annotation. *An experimental study to determine the optimal composition of fire resistant coating with a thickness of 2 cm or more, for metal ship structures is presented.*

Key words: fire protection, ship metal ceilings, adhesion, binder, filler.

УДК 629.5.023

ПОЛИЭТИЛЕН НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ В КАЧЕСТВЕ МАТЕРИАЛА КОРПУСНЫХ КОНСТРУКЦИЙ МАЛЫХ СУДОВ

Кузнецов А.И., к.т.н., доцент, Грабенко А.А., аспирант
Национальный университет кораблестроения
Украина, г. Николаев
anatoly1954.kuznetsov@gmail.com, korobanova.alla@gmail.com

Аннотація. *У доповіді розглядаються перспективи застосування поліетилену низького тиску в якості матеріалу корпусних конструкцій малих суден. Наведено аналіз характеристик матеріалу в порівнянні з традиційно застосовуваними матеріалами. Розглянуто основні переваги та недоліки застосування даного матеріалу для виготовлення корпусних конструкцій малих і швидкісних суден різного призначення.*

Ключові слова*:п оліетилен низького тиску; корпусні конструкції; малі судна.*

Вступление

Необходимость данного исследования состоит в том, что появившийся новый конструкционный материал для малых судов требует оценки с точки зрения применения, эффективности, экономичности, экологичности и особенностей эксплуатации. Данный материал в качестве конструкционного используется для изготовления корпусов малых судов в Норвегии, США, некоторых европейских странах. В последнее время предпринимаются попытки серийного производства малых судов из этого материала в отечественном судостроении.

Основная часть

Конструкции малых судов из полиэтилена низкого давления –полиэтилена высокой плотности (ПНД) могут производиться методом сварки и методом ротационного формования. Примером конструкций изготавливаемых методом ротационношо формования могут служить суда выпускающиеся под брэндом «Pioner». Например, см. рис.1.



PIONER **MULTI III**

Рис. 1

Примером судов, конструкции которых являются сварными, может служить катер, изготавливаемый в Украине фирмой «ГОЛЬФСТРИМ», см. рис. 2.



Рис. 2

Для малых судов очень важной характеристикой является относительная масса конструкций, существенно влияющая на эксплуатационные параметры объекта.

Поскольку технологические ограничения в виде минимальных толщин и параметров сварки корпусных конструкций применительно к данному материалу отсутствуют можно сравнивать относительные массы конструкций по прочностным характеристикам исходного материала. Понятие предела текучести для данного материала является достаточно условным. В связи с этим сравнение возможно по разрушающим нагрузкам.

Для ПНД:

- разрушающие напряжения при растяжении – 18-32 МПа;
- разрушающие напряжения при изгибе – 20-40 МПа;
- разрушающие напряжения при сжатии – 20-36 МПа.

Следовательно, сравнение характеристик рассматриваемого материала с характеристиками традиционно применяемых материалов для конструкций судов необходимо производить по пределам временной прочности.

Если принимать относительную массу стальных корпусных конструкций за 1, то относительная масса конструкций из ПНВ с учетом величины предела временной прочности стали -380МПа, ПНД -30МПа, плотности стали -7850 кг/м^3, ПНВ -970 кг/м^3 будет составлять – 0,64. Это говорит о том, что при одинаковой прочности, конструкции из ПНД будут легче конструкций из судостроительной стали и приближаются по своим характеристикам к конструкциям из легкого сплава (АМг). Сравнение с результатами анализа в работе [1] приведено в табл.1.

Табл. 1 Сравнение относительных масс корпусных конструкций

Сталь	1,0
Легкий сплав	0,6
Древесина	0,7-1,1
Армированный пластик	0,5-0,7
Армоцемент	1,2-1,75
ПНД	0,64

Относительная масса корпусных конструкций рассматривается в эквивалентных по требованиям соблюдения прочности условиях.

Все конструкционные материалы применяемые в судостроении имеют свои преимущества и недостатки. Применительно к рассматриваемому материалу можно произвести сравнение (см. табл. 2).

Табл. 2 Преимущества и недостатки корпусных конструкций из ПНД

Преимущества	Недостатки
Малый удельный вес материала компенсирующий в конструкциях относительно невысокую прочность.	Относительно невысокая прочность
Высокая сопротивляемость ударным нагрузкам без остаточных деформаций и разрушений. Особенности восприятия материалом локальных нагрузок приводят к перераспределению напряжений в зоне их приложения и восстановлению изначальной формы конструкций.	Высокий коэффициент теплового расширения. Сложность установки движителей с валолиниями.
Положительная плавучесть конструкций. Значительно упрощает обеспечение непотопляемости малого судна.	Существенная зависимость жесткоси от температуры окружающей среды
Устойчивость против обрастания.	Противостояние деградации материала от ультафиолетового излучения достигается включениями технического углерода – черный цвет конструкций способствует увеличению срока эксплуатации судна.
Простая утилизация конструкций переработкой во вторичный полиэтилен	Скользкие поверхности палуб и необходимость наклейки нескользящих покрытий или рифления поверхностей.
Сроки постройки серийных моделей 8-16 недель	Только визуальная проверка качества сварки
Низкая радиолокационная отражаемость повышает скрытность полицейских судов и катеров береговой охраны.	Сварные швы НО в подводной части корпуса должны быть непрерывными (без старт/стопа)
Способность самоуплотнения в районе пулевых отверстий	Хладнотекучесть
Высокая ремонтопригодность конструкций в полевых условиях	Наличие следов на НО от приварки набора (сварочные деформации)
Экологическая чистота производства	Требуемая чистота в сборочном помещении для обеспечения качества сварки
Каждое судно может быть укомплектовано относительно недорогим оборудованием и ремонтным комплектом для ремонта конструкций в полевых условиях	Невозможность окрашивания поверхностей конструкций ограничивает возможности применения дизайнерских решений для прогулочных судов.

Выводы В докладе рассмотрены перспективы применения полиэтилена низкого давления в качестве материала корпусных конструкций малых и скоростных судов различного назначения. Приведено сравнение основных эксплуатационных характеристик с аналогичными характеристиками традиционно

применяемых в малом судостроении материалов. На основе анализа рассматриваемых характеристик выявлены типы малых судов для которых применение данного материала является целесообразным.

Список литературы

[1] Кузнецов А.И. (2015). Анализ целесообразности применения материалов корпусных конструкций для малых судов. East European Scientific Journal, Vol.2.126-132.

Наприкінці тез приведіть список авторів, прізвища англійською мовою, назву тез, анотацію і ключові слова англійською мовою, розмір шрифту 11, курсив

Kuznetsov A.I., Grabenko A.A.

Low-pressure polyethylene as a material for hull structures of small craft

The report discusses the prospects of using low-pressure polyethylene as a material for the hull structures of small vessels. The analysis of the characteristics of the material in comparison with traditionally used materials. The main advantages and disadvantages of using this material for the manufacture of hull structures of small and high-speed vessels for various purposes are considered.

Keywords: low-pressure polyethylene; hull structures; small craft

УДК 629.5

РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ПРОЕКТУВАННЯ ОПТИМАЛЬНОЇ СХЕМИ АРМУВАННЯ АНІЗОТРОПНОЇ ЛОПАТІ ВІТРОГЕНЕРАТОРА З АДАПТИВНИМИ ВЛАСТИВОСТЯМИ

Бурдун Євген Тимофійович[1] к.т.н., Гейко Сергій Петрович[2] к.т.н., Копійка Сергій Васильович[3], к.т.н., доцент, Ван Чжидун[4] PhD, проф., Дун Синьшо[5] к.т.н.
[1,2,3] Національний університет кораблебудування імені адм. Макарова
[1,2,3] Україна, Миколаїв
[4,5] Університет Науки і Технології Цзянсу, China, Zhenjiang
[1]evgeniy.burdun@nuos.edu.ua, [2]geykosp@gmail.com, [3]sergii.kopiika@gmail.com, [4]cbxywzd@163.com, [5] 766347603@qq.com

Анотація. *На основі порівняльного аналізу результатів експериментальних випробувань адаптивної лопаті, та комп'ютерних розрахунків за допомогою методу скінченних елементів, надані якісні та кількісні оцінки достовірності методу скінченних елементів та перспектив його використання при проектуванні таких конструкцій.*

Ключові слова*: адаптивна лопать, метод скінченних елементів, інтелектуальна конструкція, анізотропія.*

Вступна частина. У зв'язку із зростанням ролі вітроенергетики у відновлюваній енергетиці, є необхідність в удосконаленні конструкції вітроенергетичних установок та методів проектування. Лопать – перетворювач енергії вітру в енергію обертання маховика, потребує найбільшої уваги. Адаптивна лопать – в свою чергу дозволяє збільшити ресурс роботи лопаті по швидкості вітру, в порівнянні зі звичайною, дає можливість контролювати аеродинамічні навантаження і вихідну потужність вітрогенератора, допомагає уникнути необхідності установки на конструкцію додаткових механізмів контролю та управління, тим самим зменшує витрати на обслуговування, що зменшує вартість виробленої енергії.

На відміну від багатьох інших досліджень, які пропонують методики вирішення користуючись балочною теорією, дана робота демонструє результати якісних порівнянь, оцінку адаптивності в залежності від різних схем армування лопаті.

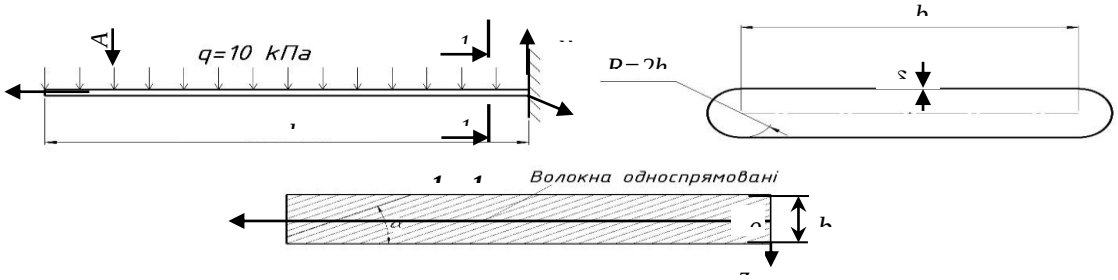
Мета роботи – дати реальну оцінку використання методу скінченних елементів у вирішенні задачі по розрахункам адаптивної лопаті, обґрунтувати переваги методу, представити впливовість факторів на адаптивність.

Основна частина.

1. Критерії оцінки адаптивності лопаті.

З застосуванням методу скінчених елементів (МСЕ) досліджено вплив кута армування $0 \le \alpha \le 45°$ та відносної товщини спрощеного коробчастого профілю лопаті $0{,}025 \le \Delta = (h/l) \le 0{,}25$ на схильність анізотропної порожнистої лопаті без лонжерону до скручування (рис.1).

Розміри лопаті: δ = 2 мм, *b* = 100 мм *l* = 1000 мм – в розрахунках не змінні. Розрахунки виконані для високомодульного вуглецевого волокна з модулем пружності 395 ГПа. Міцність та ефективні пружні характеристики епоксидного вуглепластика оцінювалися за відомими розрахунковими моделями з урахуванням практичних рекомендацій Бюро Верітас і мали такі значення: модуль пружності вздовж волокна 210 ГПа, поперек - 9,45 ГПа, границя міцності вздовж волокна 1980 МПа, поперек 26 МПа.



Адаптивний ефект анізотропної лопаті оцінювався кутом закручування вільного кінця лопаті Θ° при її згинальному навантаженні постійним тиском *q*=10 кПа, варіювалася відносна товщина профіля лопаті 0,025≤ Δ ≤0,25 мм, що дозволяє отримати значний адаптивний ефект (Θ_{max}) незалежно від Δ при кутах армування α≈34° (рис.2).

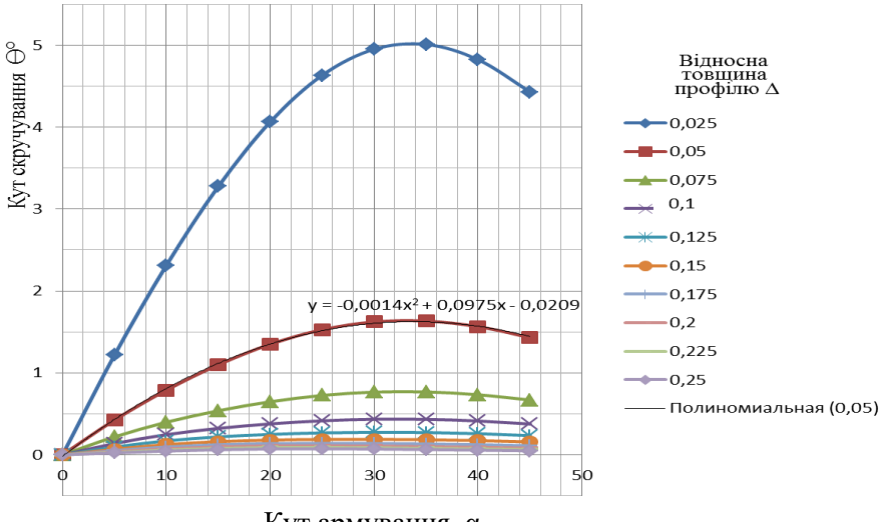


Рисунок 2 - Залежність кута скручування Θ від кута армування α та відносної товщини профілю Δ

Однак зменшення Δ=0,025 суттєво знижує жорсткість лопаті при згинанні. Урахування деформаційного ефекту згинання лопаті важливо для вітрогенераторів де існує небезпека зачеплення лопаті за башту. Тому, врахування прогину лопаті *w* є важливим. Для цього за кількісну характеристику деформативності лопаті далі прийнято відносний кут повороту кінцевого перетину Ψ=Δ/*w* (°/м). Оцінка адаптивності лопаті Ψ(α) дозволяє (рис. 3) конструювати найбільш міцні і жорсткі варіанти лопаті. Отже, найбільшого ефекту з позиції згинальної жорсткості можна досягнути при кутах α≈10–11°. При чому за цим параметром більш ефективними на скручування виявляються більш товсті профілі (Δ = 0,25), але абсолютне значення кута повороту при цьому є незначним. Так для розглянутого прикладу спрощеної лопаті він складає 2–3° при дотриманні умов міцності.

Більшість дослідників вважають, що оптимальним є кут близький до $\alpha=20^0$. Ця величина дозволяє отримати значного адаптивного ефекту, близького до бажаного з одночасним забезпеченням умов міцності і жорсткості лопаті.

Очевидно, що оптимальні параметри лопаті завжди будуть залежати від параметрів технічного завдання конкретної геометрії лопаті, і мають вирішуватись індивідуально, у тому числі з урахуванням безперервної зміни зовнішнього навантаження *q* при скручуванні та згинанні лопаті.

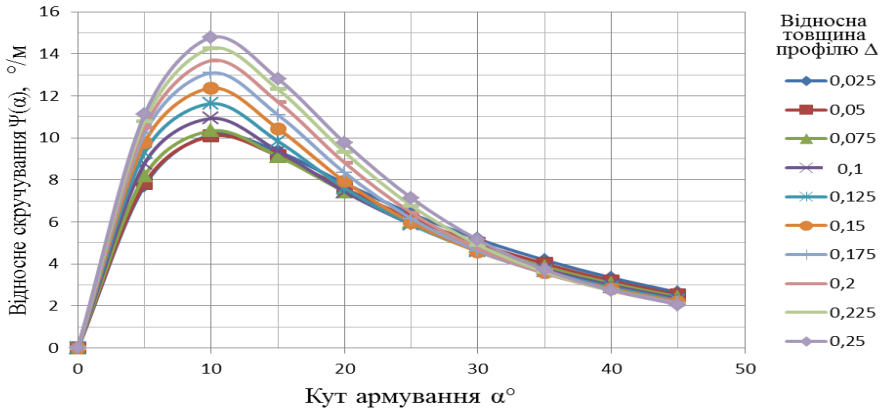


Рисунок 3 - Залежність відносного кута скручування Ψ(α) від кута армування α та відносної товщини профілю Δ

2. Адаптивні властивості експериментальної лопаті вітрогенератора потужністю 5 кВт.

Теоретичний профіль лопаті NACA 63-2(21-12), довжина лопаті *l*=2500 мм. Створена комп'ютерна модель експериментальної лопаті, що мала обшивку з одинадцяти шарів односпрямованого вуглецю, викладеного під кутом α=20º та біаксиальну склотканину, п'ять шарів вовняного (0–90º) та трьох шарів полотняного (±45º) плетіння. Полиці двотаврового лонжерону виконані із п'яти шарів односпрямованого вуглецю (0º), та стінка з чотирьох шарів біаксиальної склотканини (±45°).

Модель лопаті розраховувалась на дію тих же зусиль, що використовувалися під час експериментів, порівняльні результати навантаження експериментальної та розрахункової комп'ютерної моделі лопаті наведені в таблиці, де *w* (*x*) – переміщення перерізу лопаті *x* від прогину, Θ(*x*) – кут повороту перерізу *x* від скручування. Розрахунки МСЕ були виконані у геометрично лінійних та нелінійних постановках.

Таблиця – Порівняння результатів розрахунки з результатами експерименту

Контрольні точки по довжині, мм / Метод дослідження	*x*=1000		*x*=1500		*x*=2000		*x*=2500	
	Переміщення перерізу							
	w, мм	Θ, ^{0}	w, мм	Θ, ^{0}	w, мм	Θ, ^{0}	w, мм	Θ, ^{0}
Експеримент	46.5	4.94	128	9.48	243	11.7	381	13.1
Розрахунок МСЕ (лінійна постановка)	38.8	5.3	139.7	11	280.1	13	405	15.4
Відхилення від експерименту	-16.6%	+5.2%	+9.1%	+15.8%	+15.2%	+11.1%	+6.3%	+17.5%
Розрахунок МСЕ (нелінійна постановка)	38	5.2	138.2	9.7	278.5	11.9	402.1	14.2
Відхилення від експерименту	-18.3%	+5.2%	+8%	+2.1%	+14.6%	+1.7%	+5.5%	+8.4%

Незначні відхилення розрахунків по МСЕ (до 18%) роблять цей метод розрахунку достатньо достовірним експериментальним даним, та може бути прийнятним для розрахунку і більших за габаритами моделей лопатей, що в умовах складності розрахунків – може значно прискорити та облегшити процес конструювання лопаті. Різниця результатів розрахунків з великими переміщеннями та малими, дала не

суттєву різницю, що дозволяє спростити розрахунок використанням методу скінченних елементів у лінійній постановці без втрат в точності результатів.

За допомогою МСЕ були виконані розрахунки деформації кінцівки експериментальної лопаті в залежності від різних кутів армування вуглецевого односпрямованого волокна – від 10≤ α ≤60 °. Результати розрахунків представлені на рисунку 4.



Рисунок 4 – Розрахункова залежність кута скручування Θ(α) експериментальної лопаті від кута армування α

Аналіз останніх виявив, що більша абсолютна крутка лопаті досягається при кутах армування в діапазоні α=30–38º, але при цьому суттєво зростає і прогин лопаті, перевищуючи критичні допустимі значення прогину та може привести до руйнування, що підтвердив експеримент.

При порівнянні відносного кута скручування Ψ(α), були отримані результати, що вказані на рисунку 5. Виявилось, що найбільша відносне скручування Ψ_{max} кінцівки лопаті досягається у діапазоні абсолютних значень кутів армування обшивки α= 18–26º, які дають досить великі значення кутів скручування навіть на такій невеличкій лопаті (*l*=2,5 метри).

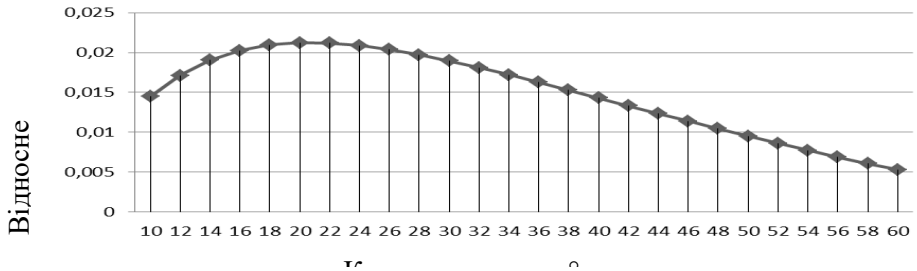


Рисунок 5 – Розрахункова залежність відносного скручування Ψ(α) експериментальної лопаті від кута армування α

Остання рекомендація щодо зменшення значень кута армування з 30–38º до 18–26º потребує додаткового підтвердження, як експериментальною перевіркою, так і дослідженням напруженого стану лопаті. У проведеному експерименті навантаження лопаті велось ступенями у 230 Н. Найбільше навантаження, що витримала лопать без її руйнування становило 1980 Н. Прогин кінцівки лопаті досяг 647 мм. Навантаженням наступним ступенем у 230 Н (сумарне навантаження 2210 Н) лопать була зруйнована. Характер руйнування – поява магістральної тріщини у розтягнутій зоні обшивки оболонки. Тріщина направлена вздовж армованих вуглецевих волокон (рис 6). Після цього можливо зробити більш обґрунтований висновок щодо оптимального зменшення кута армування.

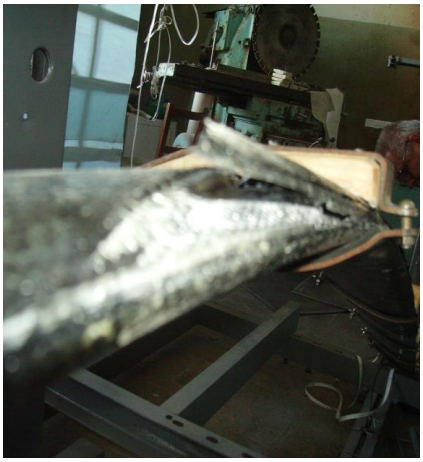


Рисунок 6 – Руйнування експериментальної лопаті з навітряної частини

За допомогою модуля ACP(Post) програми Ansys (Student) виконані розрахунки напруженого стану лопаті, за критерієм міцності Цая-Хіла (рис. 7)

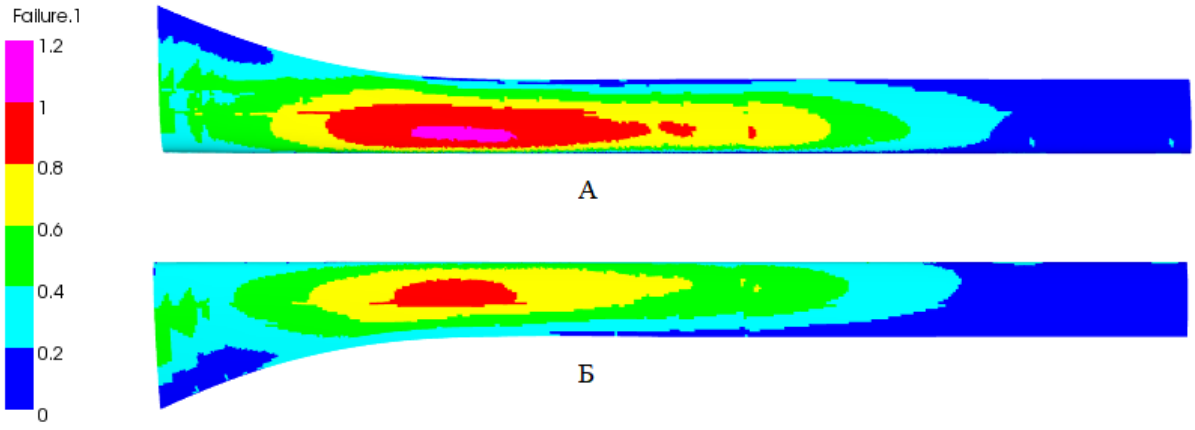


Рисунок 7 – Напружений стан лопаті за критерієм міцності Цая-Хіла

З результатів (рис.7) видно, що лопать втрачає міцність (зона, що має ступінь перевантаження 1.2) на ділянці відповідній до результатів експерименту (рис. 6). Таким же чином, як в експерименті, розрахункова лопать втрачає міцність по навітряній частині, на розтягнутих волокнах вуглецевих шарів обшивки. При більших значеннях навантаження ділянка втрати міцності лише зростає, не змінюючи характер найбільш напруженої частини, з якої і почнеться руйнування. Цей розрахунок дозволяє передбачити небезпечні ділянки лопаті для місцевого підсилення, але це потребує кожен раз експериментального підтвердження.

Висновки: 1. Оптимальне значення кута армування α адаптивної лопаті знаходиться в інтервалі 10–34°.

2. Ефект адаптивності лопаті по куту армування α находиться в протиріччі з умовами міцності та жорсткості лопаті.

3. Експериментальне дослідження підтвердило висновки чисельних авторів, що оптимальне значення кута армування близьке до 20°. Відхилення від цього значення пояснюється впливом численних факторів: геометрією профілю, відносною довжиною, кутом крутки та початковим кутом фіксації.

4. Має рацію врахувати зміну геометрії лопаті при зміні швидкості вітру (задача аеромеханіки) на зміну зовнішнього навантаження лопаті. Також треба враховувати конструкцію лонжерону, поперечну міцність лопаті, необхідність місцевих підкріплень з підвітряної сторони обшивки (втрата стійкості).

5. МСЕ дає незначне відхилення від реальних результатів експерименту, що робить його прийнятним для розрахунку адаптивних лопатей. Результати розрахунків в геометрично лінійній та нелінійній постанові не надто відрізняються, тому рекомендується для оціночних розрахунків користуватися лінійною геометричною постановкою. Результати розрахунку напруженого стану лопаті співпадають з результатами експериментів,

зона початку руйнування експериментальної лопаті співпадає з розрахунковою небезпечною ділянкою де втрачається запас міцності конструкції.

Робота виконана за підтримки спільного українсько-китайського науково-дослідного проекту (№ CU03-25) для реалізації в 2019-2021 рр. згідно наказу МОН України.

Burdun Ye, Geyko S., Kopiyka S, Wang Z. D., Dong X.S.

Research of the adaptive properties of the wind generator blade

Text of the annotation. *Based on a comparative analysis of the results of experimental tests of the adaptive blade and computer calculations using the finite element method, qualitative and quantitative estimates of the reliability of the finite element method and the prospects for its use in the design of such structures are provided.*

Key words: adaptive blade, finite element method, intelligent design, anisotropy.

Бурдун Е.Т., Гейко С.П., Копийка С.В. Ван Ч., Дун С.

Исследование адаптивных свойств лопасти ветрогенератора

Анотация. *На основе сравнительного анализа результатов экспериментальных испытаний адаптивной лопасти и компьютерных расчетов с помощью метода конечных элементов, предоставленны качественные и количественные оценки достоверности метода конечных элементов и перспектив его использования при проектировании таких конструкций.*

Ключевы слова: адаптивна лопать, метод конечных элементов, интеллектуальная конструкция, анизотропия.

УДК 629.5.015.4

ВИКОРИСТАННЯ МОДЕЛЕЙ ОБУМОВЛЕНИХ РЕАКЦІЄЮ ХВИЛЬ У РОЗРАХУНКАХ НЕЛІНІЙНИХ ХВИЛЬОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ

Суслов С. В., канд. техн. наук, доцент[1], Чечель А. В., канд. техн. наук,[2]
[1] Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова
[2] Інституті проблем матеріалознавства ім. І.М. Францевича НАНУ
[1] Україна, Миколаїв; [2] Україна, Київ
[1] sergiy.suslov@nuos.edu.ua [2] AChechel@trestmag.kiev.ua

Аннотація. *Розглянуто методи* стохастичного аналізу хвильових навантажень на корпус судна. *На прикладі розрахунків хвильового згинального моменту для судна* “Mariner” *зроблено оцінку ефективності використання хвиль, обумовлених заданим рівнем реакції CRRW і MLRW для зменшення обсягу обчислень при нелінійному моделюванні взаємодії судна зі стохастичним хвилюванням.*

Ключові слова*: стохастичний аналіз; нелінійні хвильові навантаження; моделі хвиль; заданий рівень реакції.*

Вступ. Надійність й економічна ефективність судна суттєво залежать від адекватного призначення проектних величин хвильових навантажень. Поява нових конструктивних типів і зростання розмірів суден призвели до потреби на додаток до практики проектування суден на основі правил, що базуються на попередньому досвіді й статистиці, для забезпечення важливих при експлуатації судна характеристик використовувати прямі теоретичні розрахунки.

Через випадковий характер морських хвиль провідні класифікаційні товариства приписують визначати проектні хвильові навантаження на основі стохастичного аналізу [1]. Так Регістр Ллойда відносно проектних розрахунків міцності великих контейнеровозів, рудовозів, навальних та інших суден, для яких є суттєвими явища випінгу й спринінгу, передбачає обов’язкове виростання стохастичного аналізу й комп’ютерних програм для нелінійного моделювання хитавиці [2]. Критеріями, за якими судно підпадає під вимоги врахування не лінійності, є величина розвалу бортів носу судна поблизу ватерлінії та верхньої палуби і коефіцієнтів повноти корпусу й ватерлінії. Для суден довжиною більше 275 м при відношенні довжини до висоти борту більше 15 та всіх довжиною більше 350 м обов’язковим є врахування випінгу.

Стохастичний аналіз процесу взаємодії судна з хвилями для визначення максимальних з певною ймовірністю величин хвильових навантажень потребує достатнього обсягу статистичних даних, як з характеристик хвилеутворень, що може зустріти судно під час експлуатації, так і з реакцій судна при взаємодії

з ними. Потрібний обсяг статистичних даних через трудомісткість модельних експериментів призводить до необхідності використовувати чисельне моделювання.

Стохастичні розрахунки хвильових навантажень на основі припущення про лінійну залежність реакції судна від висот хвиль, що її спричиняють, провадиться з використанням спектральної теорії випадкових процесів. Статистичні оцінки величин проектних навантажень визначаються за повноймовірністною схемою, що враховує ймовірності зустрічі судна з різними умовами плавання. Режими хвилювання і їх протяжність у часі, в яких буде перебувати судно, визначаються маршрутами плавання під час експлуатації. Обсяг лінійних розрахунків реакцій судна при взаємодії з хвилями залежить від числа довжин хвиль, варіантів завантаження судна, швидкостей і напрямків ходу відносно хвиль, призначених для аналізу.

При нелінійній залежності реакції судна від висот хвиль застосування спектральної теорії не є коректним і необхідно напряму враховувати хаотичний характер морських хвиль. Такі розрахунки виконують у часовій області покроковими методами. Процес хитавиці розраховують з урахуванням реальної зануреної у кожен момент часу частини корпусу і можливих ударів о воду при оголенні днища, або розвалом борту. Це значно ускладнює методи і збільшує обсяги розрахунків при статистичному аналізі хвильових навантажень.

Короткотерміновий розподіл хвильових навантажень при нелінійних розрахунках може бути отримано методом прямого розрахунку процесу нелінійної взаємодії судна з хвилеутвореннями (метод "грубої сили"), які моделюються випадковим процесом з використанням спектру, що відповідає обраному режиму [3]. Для досягнення стійкості статистичних характеристик подій з малою імовірністю цей метод потребує значного обсягу обчислень.

Великий обсяг обчислень при стохастичному аналізі хвильових навантажень у нелінійній постановці заважає використанню методів сучасної обчислювальної гідродинаміки (CFD). За оцінками Одда Фалтінсена [4] тривимірне моделювання проходження судном однієї хвилі з розв'язанням рівнянь Нав'є-Стокса і використанням методу скінчених елементів на сучасному персональному комп'ютері займе біля 16 годин, а 3-х годин шторму, що є вимогою правилах класифікації, займе біля 2 років.

Для зменшення обсягу обчислень при стохастичних розрахунках хвильових навантажень на цей час розроблено декілька методів спрощеного врахування нелінійності процесу [5]. При помірній нелінійності залежності навантажень від висот хвиль застосування перетворення Ерміта дозволяє зв'язати ймовірнісний розподіл величин нелінійного випадкового процесу з нормалізованим гаусівським процесом. Запропоновано також використання нелінійної передаточної функції, що припускає нелінійну реакцію на гармонічне збудження регулярним хвилюванням [6].

Регістром Ллойда для зменшення потрібного обсягу нелінійних розрахунків навантажень уведено поняття еквівалентного проектного стану моря (equivalent design sea states – EDS), визначеного, як такий, що вносить максимальний внесок у величину навантажень [3]. Визначення EDS проводять на основі довготермінового лінійного статистичного аналізу шляхом розрахунку ймовірності перевищення величини розгляданого навантаження 10^{-8} забезпеченості для кожного з врахованих станів моря. За EDS обирається стан з найбільшою ймовірністю перевищення. Нелінійні розрахунки величини навантаження виконуються з моделюванням нерегулярних хвилеутворень відповідних цьому стану. Різним видам навантажень і місцям їх дії за довжиною судна можуть відповідати різні еквівалентні проектні стани.

Для зменшення обсягу стохастичного імітаційного моделювання нелінійних реакцій запропоновано використання моделі хвиль, обумовлених заданим рівнем реакції [7]. Цей підхід спирається на припущення, що основний вклад до визначальних у розрахунках міцності величин навантажень спричиняється певною частиною хвилеутворень, якими без втрати інформативності результатів можна обмежитися при моделюванні. У припущенні, що лінійна модель дає достатньо змістовне наближення стаціонарного процесу, такі хвилеутворення може бути визначено лінійними розрахунками, заснованим на спектральній теорії. Форми хвиль, що спричиняють заданий рівень реакції, може бути дістані, як випадковому вигляді (Conditional Random Response Wave – CRRW), так і у детерміністичному, що є математичним очікуванням стохастичних обумовлених хвиль – найбільш вірогідною хвилею, обумовленою заданою реакцією (Most Like Response Wave – MLRW).

При визначенні нелінійних короткотермінових розподілень проводиться нелінійні розрахунки реакції з належним числом випадково генерованих CRRW, для одержання відповідних умовних розподілень піків нелінійної реакції. Нелінійні розрахунки з детермінованою MLRW можуть бути використані для корекції лінійних короткотермінових розподілень.

Використання обумовлених заданим рівнем реакції моделях хвиль, вважається одним з шляхів вдосконалення стохастичного аналізу хвильових навантажень, що робить актуальними дослідження, спрямовані на розробку і перевірку застосовності відповідних методів розрахунків [1]. Результати таких

досліджень наведені у роботі Дітца [7], де було запропоновано моделі CRRW і MLRW та на прикладі визначення хвильового згинального моменту для контейнеровозу типа Panmax довжиною 276 м проведено їх порівняння з методом прямого розрахунку ("грубої сили"). В роботі [8] подібні дослідження були проведені на прикладі іншого проекту контейнеровозу довжиною 294 м. Результати цих досліджень підтвердили можливість дістати достатньо близькі до методу "грубої сили" результати при значно меншому обсязі обчислень. Втім, як і у звіті [1], відмічено потребу у подальшій верифікації підходу при інших характеристиках суден і хвильових режимах.

У Національному університеті кораблебудування України ведуться дослідження, спрямовані на розробку інженерних методів визначення екстремальних і проектних хвильових навантажень. Розроблено комплекс програм, що дозволяє виконувати розрахунки нелінійної взаємодії судна з хвилями [9] з врахуванням динамічних деформацій корпусу [10] у часовій області. До комплексу долучено компоненти для статистичних розрахунків хвильових навантажень включно з моделями хвиль, обумовлених заданим рівнем реакції CRRW і MLRW.

Ціль роботи – оцінка ефективності використання хвиль, обумовлених заданим рівнем реакції CRRW і MLRW в складі нелінійної теоретичної моделі взаємодії судна з хвилюванням, призначеної для визначення екстремальних і проектних хвильових навантажень.

Основна частина

Морське хвилювання у дослідженнях було представлено випадковим процесом у часі $Z(x,t)$ підняття хвильової поверхні над рівнем спокійної води у точці з координатою *x* у наступній формі:

$$Z(x,t) = \sum_{n=1}^{N} a_{zn}[V_n \cos(\omega_n t - k_n x) + W_n \sin(\omega_n t - k_n x)], \quad (1)$$

де $a_{zn} = \sqrt{S(\omega_n)\Delta\omega}$ – амплітуда *n*-ої хвильової гармоніки; $S(\omega_n)$ – спектр хвилювання; ω_n– кутова частота *n*-ої хвильової гармоніки; k_n – хвильове число; V_n і W_n – незалежні випадкові величини зі стандартним нормальним розподіленням.

Для нелінійних розрахунків параметрів хитавиці й загального поперечного навантаження на корпус судна, згинального моменту й перерізуючої сили, що спричиняються хитавицею на хвилеутворенні з заданими характеристиками, при врахуванні зануреної у кожен момент часу частини корпусу, скінченої крутизни хвиль, слемінгових навантажень й динамічних деформацій корпусу використано розроблене в НУК програмне забезпечення "Wave Load" [11].

Модель випадкової хвилі CRRW, обумовленої піком реакції r_c, дістається з загальної моделі стохастичного хвилювання (1) підстановкою коефіцієнтів, обчислених за наступними формулами [8]:

$$V_{cn} = V_n - \frac{a_{rn}}{m_2 m_0 - m_1^2}\{[(m_2 - \omega_{en}m_1)S_1 + (m_1 - \omega_{en}m_0)S_4 - r_c(m_2 - (\omega_{en} + \omega_r)m_1 + \omega_r\omega_{en}m_0)]\cos\varphi_{rn} - [(m_{21} - \omega_{en}m_{01})S_2 + (m_2 - \omega_{en}m_1)S_3]\sin\varphi_{rn}\}$$

$$W_{cn} = W_n - \frac{a_{rn}}{m_2 m_0 - m_1^2}\{[(m_2 - \omega_{en}m_1)S_1 + (m_1 - \omega_{en}m_0)S_4 - r_c(m_2 - (\omega_{en} + \omega_r)m_1 + \omega_r\omega_{en}m_0)]\sin\varphi_{rn} - [(m_{21} - \omega_{en}m_{01})S_2 + (m_2 - \omega_{en}m_1)S_3]\cos\varphi_{rn}\}$$

де $a_{rn} = A_r(\omega_n)a_{zn}$ – амплітуда *n*-ої гармоніки реакції на хвильове збудження; $A_r(\omega_n)$ – АЧХ реакції; φ_{rn} – зсув фази; m_k – спектральні моменти реакції; ω_{em} – гадана частота;

$S_1 = \sum_{n=1}^{N} a_{rn}[V_n \cos\varphi_{rn} + W_n \sin\varphi_{rn}]$; $S_2 = \sum_{n=1}^{N} a_{rn}\omega_{em}[V_n \sin\varphi_{rn} + W_n \cos\varphi_{rn}]$;

$S_3 = \sum_{n=1}^{N} a_{rn}[-V_n \sin\varphi_{rn} + W_n \cos\varphi_{rn}]$; $S_4 = \sum_{n=1}^{N} a_{rn}\omega_{em}[V_n \cos\varphi_{rn} + W_n \sin\varphi_{rn}]$.

Модель найбільш вірогідної хвилі MLRW, обумовленої заданою реакцією дістається з загальної моделі (1) підстановкою осереднених значень коефіцієнтів:

$$\overline{V_{cn}} = \frac{a_{rn}r_c}{m_2 m_0 - m_1^2}[(m_2 - \omega_{en}m_1) - (m_1 - \omega_{en}m_0)]\cos\varphi_{rn};$$

$$\overline{W_{cn}} = \frac{a_{rn}r_c}{m_2 m_0 - m_1^2}[(m_2 - \omega_{en}m_1) - (m_1 - \omega_{en}m_0)]\sin\varphi_{rn}.$$

Дослідження характеристик хвиль CRRW і MLRW було виконано на прикладі судна “Mariner” (L= 158 м, B= 11.6 м, T= 8.5 м) яке слугує еталонним в багатьох дослідженнях стосовно хвильових навантажень. АЧХ для реакції і зсуву фази було розраховано з використанням програми "Wave Load" при висоті гармонічних хвиль 1 м, що практично виключало вплив нелінійних факторів.

У розрахунках стохастичного хвилювання використано двопарметровий спектр Пірсона-Московича. Відповідність розрахованих моделей хвиль (1) і лінійної моделі випадкового процесу взаємодії судна з хвилями було перевірено порівнянням значень спектральних моментів, обчисленим безпосередньо

інтегруванням спектру реакцій з обчисленими сумуванням реакцій по складовим моделей хвиль. Число гармонік *N*=50 і діапазон частот 0.2<ω<3.0 задовольняли цей критерій при всіх розрахунках.

Було проведено ряд чисельних експериментів для порівняння величин хвильового вертикального згинального моменту, отриманих за методом "грубої сили" і з використанням хвиль CRRW і MLRW, при різних хвильових режимах. За обумовлену реакцію було взято величину хвильового прогинаючого моменту 43300 кНм, що для такого судна визначена як проектна за правилами DNV. Швидкість судна при ході проти хвиль, за рекомендаціями для обчислення максимальних значень хвильових навантажень, приймалась рівною 0.

Моделювання за методом "грубої сили" плавання в умовах трьохгодинного шторму зі значимою висотою хвилі H_s=8м, середнім періодом T_z=10.5 сек. дало максимальне значення хвильового моменту 36500 кНм. Моделювання проходження MLRW з урахуванням розгінного проміжку містило 2 хвилини умовно реального часу і дало максимальне значення моменту 50500 кНм , що на15% перевищує обумовлену. Моделювання проходження CRRW дало максимальне значення моменту 60100 кНм.

Перевищення значень, отриманих з хвилями MLRW і CRRW над тим, яким вони обумовлені, відбувається через неленійність, головним чином, пов'язану з бортовим слемінгом у носовій частині, що не враховано у лінійній моделі, використаній для визначення цих хвиль.

Різниця між значеннями моменту при MLRW і CRRW обумовлена різними початковими умовами стосовно параметрів хитавиці судна через наявність стохастичних складових CRRW. Профіль MLRW виглядає, як окремий хвильовий пакет, навкруги якого спокійна вода достатньо великої протяжності. Профіль CRRW включає близький по формі до MLRW хвильовий пакет, на який накладаються стохастичні хвилі з малими амплітудами, що збільшуються з відстанню від пакету.

Слід відмітити, що форма MLRW мало залежить від характеристик режиму хвилювання і головним чином визначена характеристиками судна (а конкретно, його АЧХ) і величиною реакції, що її обумовлює. Відповідно, величини реакції, визначені з використанням MLRW при різних режимах хвилювання є близькими. Так максимальні отримані значення хвильового прогинаючого моменту при проходженні MLRW, визначеної для наведених вище умов, але H_s=6.5м теж 50500 кНм і H_s=4.5м – 49400 кНм. Форма CRRW при збереженні значення обумовленої реакції зі зниженням режиму хвилювання наближається до форми MLRW через зменшення стохастичної складової. Дисперсія у моделей хвиль MLRW і CRRW, обумовлених реакцією з малою ймовірністю забезпечення для певного режиму значно перевищує дисперсію хвилювання цього режиму. Ці властивості обумовлених реакцією хвиль можуть потребувати визначення наскільки вірогідні і чи застосовні такі хвилі у конкретних умовах.

Відсутність врахування у лінійній моделі, за якою визначаються обумовлені хвилі MLRW і CRRW, нелінійних ефектів, таких як бортовий та днищовий слемінг і спричинені ними динамічні деформації корпусу судна, може призвести до того, що формальне використання цих хвиль не буде адекватно відтворювати реальні критичні умови.

Висновки

Використання моделей обумовлених реакцією хвиль MLRW і CRRW у розрахунках нелінійних хвильових навантажень дозволяє суттєво зменшити обсяг обчислень, але потребує додаткових досліджень стосовно вірогідності існування таких хвиле утворень і адекватності відтворення ними реальних критичних умов.

REFERENCES

[1] Temarel, P.X., Chen, B., Ergin, A., & others. (Eds.). (2009) *ISSC Committee I.2: Loads, 17th International Ship and Offshore Structures Congress, ISSC -2009*, Seoul: Seoul National University.

[2] Lloyd's Register. (2018). *ShipRight SDA Procedure – Global Design Loads of Container Ships and Other Ships Prone to Whipping and Springing*. London: Lloyd's Register Group Limited.

[3] Yu, L. (2010). *Fatigue reliability of ship structures* (Doctoral dissertation, University of Glasgow, 3010) (p.291). Glasgow, Scotland, UK

[4] Faltinsen O.M. (2007). Challenges in Hydrodynamics of Ships and Ocean Structures. *Journal of Naval Architecture and Shipbuilding Industry.* V. 58(3), 268-277.

[5]. Juncher Jensen, J. (2009). Wave loads for ships/marine structures - stochastic procedures for extreme load predictions. *Marine Structures*. V. 22 (2), 194 - 208.

[6] Alok, K. J., & Winterstein, S. R. (2000). Stochastic Fatigue Damage Accumulation Due to Nonlinear Ship Loads. *J. Offshore Mech. Arct. Eng.* V. 122 (4), 253 - 259.

[7] Dietz, J. C. (2004).*Application of Conditional Waves as Critical Wave Episodes for Extreme Loads on Marine Structures* (Doctoral dissertation, Technical University of Denmark, 2004) (p. 218). Lyngby, Denmark.

[8] Drummen, I., Wu, M. K., & Moan T. (2009). Numerical and experimental investigations into the application of response conditioned waves for long-term nonlinear analyses. *Marine Structures*. V. 22, 576 - 593.

[9] Суслов С. (1998). Численные исследования экстремальных волновых нагрузок. In *Кораблестроение и океанотехника. Проблемы и перспективы: Материалы международной конференции SOOP-98.* (Vol. III, pp. 50-54). Владивосток: ДВГТУ.

[10] Суслов С., & Чечель А.. (2019). Метод розрахунку загальних динамічних деформацій корпусу судна з урахуванням поперечного зсуву й демпфування. In*Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд»*(pp. 140-144). Миколаїв: НУК.

[11] Кочанов, Ю.П., Коростильов, Л.І., Суслов, В.П., Суслов, С.В., та інші. (2008). *Разработка методов исследований и расчета нелинейных вероятностных квазистатических и динамических нагрузок и деформаций корпусов судов в экстремальных штормовых условиях* (Rep. No. 0106U000829). Миколаїв, Україна: Національний університет кораблебудування.

Suslov Serhii, Chechel Alexander

Application of response conditioned waves for calculations of the non-linear wave loads

Аннотація. *Stochastic procedures for analysis of wave loads on ships are considered. On the "Mariner" ship case study application efficiency of response conditioned waves CRRW and MLRW for reduction of nonlinear stochastic modeling amount is estimated.*

Keywords: *stochastic analysis; nonlinear wave loads; wave models; response conditioned waves.*

STUDY ON NUMERICAL SIMULATION OF INITIAL RESIDUAL STRESS RULES OF TYPICAL WELDED JOINTS OF CONE-CYLINDER PRESSURE STRUCTURE OF DEEP WATER

Jingxi Zhang[1].–M.D, Yiwen Zhang[2].–M.D, Deqin Zhu[3].–M.D,[1]Jiangsu University of science and technology
[1]Zhenjiang, Jiangsu212003, China
[1]1716935214@qq.com, [2]liniangbi@163.com

Abstract:*Submergence and buoyancy may cause fatigue damage to cone-cylinder pressure structure of deep water. Large pressure structure of deep water is usually constructed with high-strength steel, which is prone to generate large welding residual stress. The residual stress of cone-cylinder pressure structure of deep water may be released differently under external load, which would have an impact on the fatigue strength and safety assessment of cone-cylinder pressure structure. Therefore, it is necessary to study the effects of residual stress and its release on fatigue strength of typical welded joints of cone-cylinder pressure structure of deep water. In this paper, the typical welded joints of cone-cylinder pressure structure of deep water were taken as the research object. The welding residual stress was studied by means of numerical simulation based on the thermal elastic-plastic theory. The results show that the residual stress near the welding seam would be released greatly under external load. Moreover, the closer it is to the weld seam, the more residual tensile stress is released.*

Keywords: *residual stress ; release ; cone-cylinder pressure structure ; typical welded joint*

1. Introduction

Modern large underwater pressure structure is one of the important tools for exploiting marine resources. Large underwater structures often encounter transition problems between different diameters, and cone-cylinder pressure structure is widely used to solve such problems. The increase of submergence depth inevitably leads to the proportional increase of seawater pressure on the pressure structure. High strength steel is selected for keeping the form of pressure-resisting shell structure. However, high strength steel is more sensitive to welding residual stress, and the plasticity and toughness index decrease with the increase of yield strength[1,2]. High strength steel could cause fatigue problems for cone-cylinder pressure structures. At the same time, the pressure structures of deep water would be subjected to cyclic loading during service. In general, when cyclic loading is superimposed on initial residual stress, initial residual stress may be released to different degrees, which would influence the fatigue strength and safety assessment of cone -column structure.

Huang et al.[3]studied the fatigue characteristics of cone-cylinder pressure structure with surface crack subjected to combined of compressive stress and bending stress. Li et al.[4] studied the welding residual stress of high strength steel with combination of the method of finite element numerical simulation and experiment. Jiang et

al.[5-7]used neutron diffraction (ND) measurement to study the law of residual stress of butt-welded joints and the relaxation of weld residual stress in a butt-welded joint under cyclic loading by experimental and finite element method. However, there are few studies on the influence of residual stress and its evolution of welded joints of cone-cylinder pressure structure of deep water with the method of numerical simulation.

In this paper, the method of numerical simulation is used to the study of residual stress and its release rules of typical welded joints of cone-cylinder pressure structure of deep water. The relationship between residual stress and external load was established. The research results in this paper are of great significance to improve the safety and reliability of deep-sea structure.

2. Basic theories

2.1. Welding temperature field

Generally speaking, the temperature distribution of welding parts is a function of coordinates and time[8] , that is :

$$T = f(x, y, z, t) \ , \qquad (1)$$

Where x , y and z are spatial coordinates, and t is time coordinates.

During welding process, heat is transferred from the arc to the welded area, where it is used to melt the metal weld material. The heat is subsequently dissipated by convection and radiation, resulting in the cooling, solidification, and shrinking of the weld metal. Hence, prediction of the residual stress and deformation caused by the welding process requires the initial determination of the temperature field at the joint. The welding process is a nonlinear high-temperature transient heat transfer process and accords with the law of energy conservation and the Fourier theorem. The governing equation of the welding process temperature is as follows[12]:

$$c\rho\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda\frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\lambda\frac{\partial T}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\lambda\frac{\partial T}{\partial z}\right) + \overline{Q} \ , \qquad (2)$$

Where *x*, *y*, and *z* denote the three dimensions of the rectangular coordinates of the welding; *C* is the specific heat capacity; *ρ* is the density of the material; *t* is the heat transfer time; *T* is the temperature field distribution function; *λ* is the thermal conductivity; and $\overline{Q}$ is the internal heat source intensity. Among these parameters, *λ, ρ,* and *c* vary with the temperature. Eq.(2) is a generalised equation and assessment of the welding temperature field requires both the specific boundary conditions and initial conditions.

2.2 Welding stress field

The welding residual stress is generated by the plastic deformation of the material during the welding process, mainly through the generation of a temperature field. In the thermal elastic-plastic analysis of the process, the finite element method is used to simulate the welding heat and thermal strain behaviour of the welded material to determine the welding thermal stress and strain. In the present study, the thermal elastic-plastic theory is used to analyse the stress fields with the method of numerical simulation. The constitutive relationship of the stress field is as follows :

$$d\boldsymbol{\sigma} = Dd\varepsilon - CdT \ , \qquad (3)$$

Where $d\boldsymbol{\sigma}$ is the stress increment; *D* is the elastic matrix; $d\varepsilon$ is the strain increment; *C* is a vector of the material performance with respect to the temperature ; dT is the temperature increment.

3. Numerical simulation Study on initial residual stress of cone-cylinder pressure structure typical welded joints

3.1. Simulation method

A numerical simulation program of the welding residual stress with ANSYS APDL language which based on thermal elastic-plastic theory was carried out in this paper. Welding residual stress of typical welded joints of cone-cylinder pressure structure of deep water before and after loading was numerically simulated through this program. In addition, a calculation and analysis method with combination of the given temperature method[9-11] and the life and death element technology was used to analyze the welding residual stress before and after the welded joints of the cone-cylinder pressure structure were loaded.

3.2. Basic assumption

In this paper, only the influence of welding temperature field on the stress-strain field is considered in the numerical simulation of welding[12-13], and the following assumptions are made:

⑴ The initial temperature of the test specimens is set as the ambient temperature.

⑵ The temperature of the welding pool is set as the initial temperature of the welding throat.

⑶ The inconsistency between the electrode material and the base material is Ignored, and the change of material with temperature is isotropic. The results are subject to the Von Mises yield criterion.

3.3. Thermophysical and mechanical properties of materials

Typical welded joints of cone-cylinder pressure structure of deep water are selected as test models. The geometric dimensions are shown in Fig.3, and the relevant material parameters of the welded joint are shown in Table1 and Fig.1.

Table1 Mechanical properties of high strength steel

Temperature ℃	Elasticity modulus MPa	Poisson's ratio	Thermal expansivity 1/℃	Heat conductivity W/(m·℃)	Density Kg/m3	Specific heat J/(kg·℃)
25	1.96×10^{5}	0.3	1.2×10^{-5}	16.3	7800	450
500	1.4275×10^{5}	0.3	1.58×10^{-5}	16.3	7800	707
1000	0.7575×10^{5}	0.3	1.72×10^{-5}	16.3	7800	1370
1300	0.0425×10^{5}	0.3	1.86×10^{-5}	16.3	7800	6800

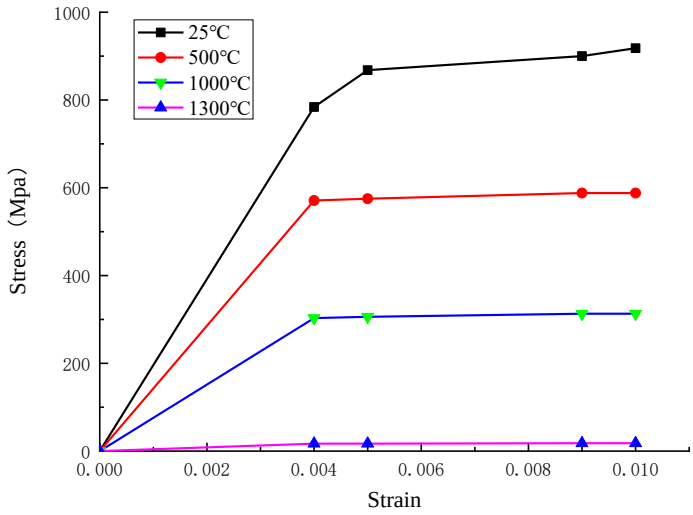


Fig. 1. Stress - strain relationship of welded joint material

3.4. Finite element model and boundary conditions

A typical welded joint of cone-cylinder pressure structure has two parallel weld seams (Fig 2-3). There is generally no mutual influence by reason of the welds are far apart from each other, therefore, in order to simplify the calculation and reduce computing effort without affecting the calculation accuracy, one of the welds is selected as the main research object(Fig.7) in this paper. The weld seam is simplified into straight weld seam in the numerical simulation process. The weld size is 20mm×300mm×22mm. According to steel plate thickness and welding practice, the weld seam is double-sided X-shaped groove. The specific size of the model is shown in Fig.3. The direction of Y axis is set along the weld direction, and the direction of X axis is set perpendicular to the weld direction (Fig.7). The mesh at the weld seam is more denser, and the ambient temperature is set at 25℃；The heat release coefficient of convective load is set as 62.5W/(m^2·℃)[14]. In the numerical simulation, the four corners of the model are fixed rigidly to prevent the rigid body displacement in the calculation process. The finite element model of typical welded joints of cone-cylinder structure of deep water is shown in Fig.7.

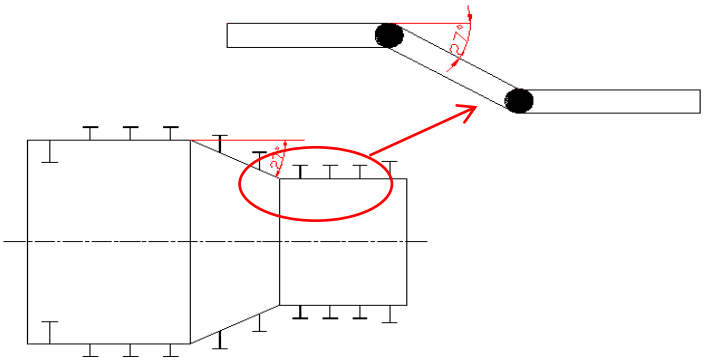


FIG. 2. SCHEMATIC OF CONE-CYLINDER PRESSURE STRUCTURE

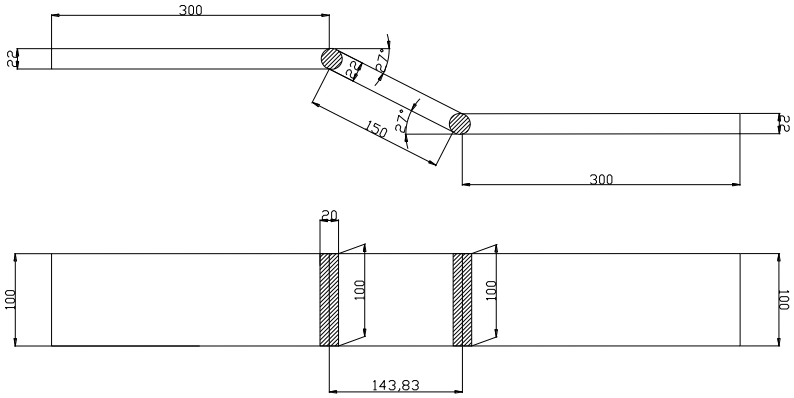


Fig. 3. Weldment size（Unit: mm）

3.5. Numerical simulation results

Fig.4 shows the distribution of temperature field of typical welded joints of cone-cylinder pressure structure of deep water at a time. It could be seen from Fig.4 that the temperature of the weld center reaches the highest during the welding process of the joint. Fig.5(a) and Fig.5(b) respectively show the residual stress distribution of surfaces of convex and concave conical of typical welded joints. Fig.6 (a) and Fig.6(b) respectively show the numerical simulation results of initial residual stress on concave and convex cones along the path of plate wide center line (perpendicular to the weld line) of typical welded joints of cone-cylinder pressure structure of deep water.

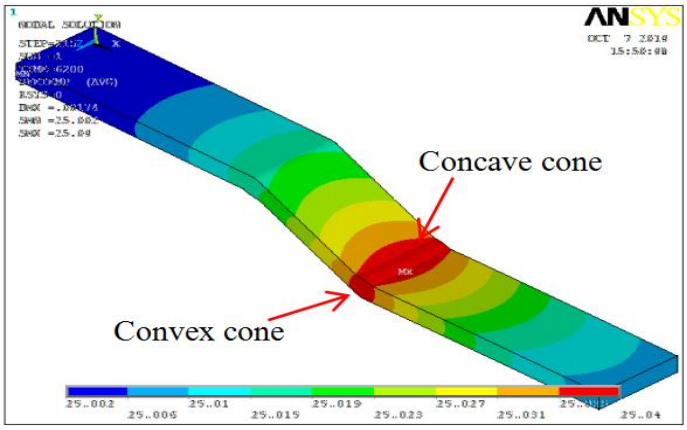
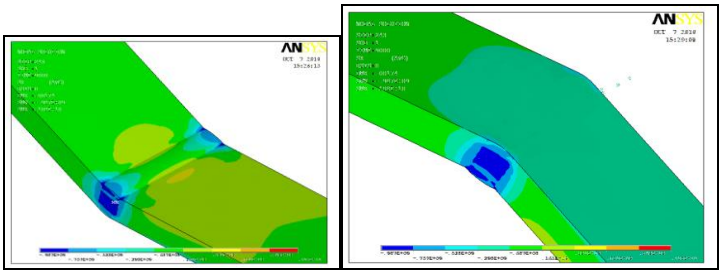
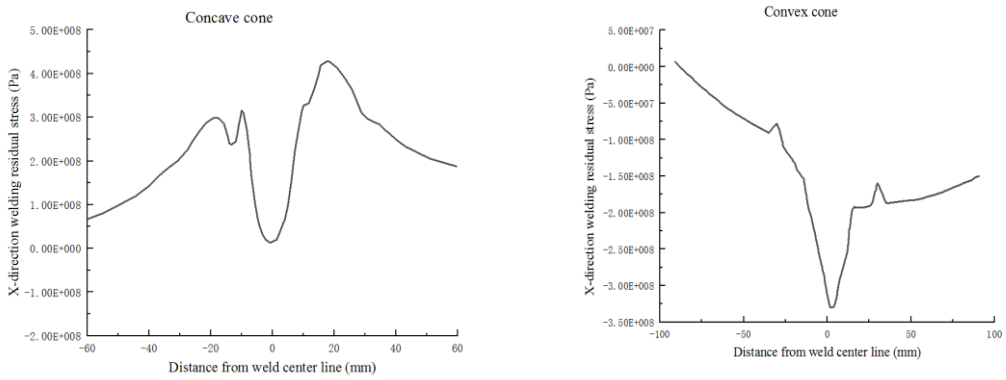


Fig.4. Welding temperature field at a certain time





(a) Concave cone (b) Convex cone

Fig.6. Distribution of initial residual stress in typical welded joints

It could be seen from Fig.5 and Fig.6 that：

⑴ Near the heat-affected zone of weld seams on the surfaces of concave cone is the residual tensile stress with bimodal distribution. The residual tensile stress near the weld fusion line reaches its maximum value and be decreased rapidly as it is far away from the weld zone.

⑵ There is a large residual compressive stress near the surface of the convex cone weld. With the distance from the weld, the residual compressive stress is decreased rapidly and presents a single peak distribution.

4. Numerical simulation Study on residual stress release of typical welded joints of cone-cylinder pressure structure of deep water under external load

When the initial residual stress superimposed with the stress generated by external load on the structure exceeds the yield strength of the material, the residual stress would be released to different degrees[15]. The transverse residual stress is the main factor determining the fatigue life of cone-cylinder pressure structure[16,17]. Therefore, the transverse residual stress of cone-cylinder pressure of deep water structure is mainly studied in this paper.

4.1 Load and boundary conditions

One of the boundary condition $u_x = u_y = u_z = 0, \theta_x = \theta_y = \theta_z = 0$ is loaded at the left side of the model, and the other of boundary condition $u_y = u_z = 0, \theta_x = \theta_z = 0$, ($u_x$、 u_y、 u_z is the displacement along the axis of X, Y, and Z, θ_x、 θ_y、 θ_z is the rotation around the axis of X, Y, and Z) is loaded at the right side of the model, and tensile loads is applied at the same time, as shown in Fig.7. The tensile loads of 9.38t 9.97t, 10.55t and 11.14t are selected during numerical simulation.

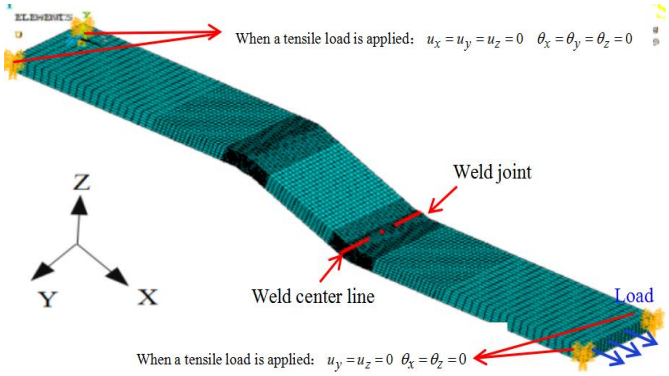


Fig.7. Finite element model and boundary conditions of typical welded joints

4.2 Influence of different load on residual stress release

Fig.8 and Table2 show the transverse (perpendicular to the weld) residual stress and its variation before and after the application of four types of tensile loads on the surface of concave cone of typical welded joints of cone-cylinder pressure structure of deep water.

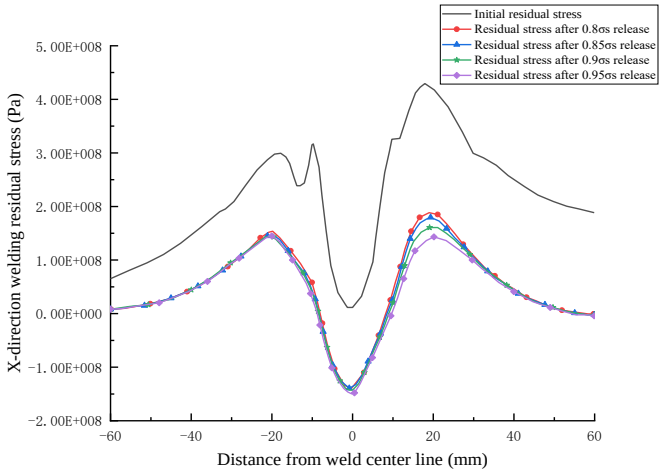


Fig.8. Residual stress on the surface of concave cone before and after the application of tensile load

Table2 Comparison of the maximum transverse residual stress before and after the application of tensile load at the weld of the surface of concave cone

Tensile load (t)	Initial residual stress(MPa)	Residual stress after release (MPa)	Release rate
9.38	429	194	54.7%
9.97		180	58.0%
10.55		164	61.7%
11.14		145	66.2%

It could be seen from Fig.8 and Table2 that typical welded joints of cone-cylinder pressure structure of deep water are：

After the tensile load unloaded , the residual stress is released, and the residual stress is significantly decreased, but the distribution trend is similar to that before the loading.

With the increase of tensile load, the release degree of residual stress gradually increases. After 11.14t of tensile load, the maximum welding residual stress at the welding seam on the surface of concave cone is decreased from 429MPa to 145MPa, and the release rate is 66.2%.

5. Conclusions

In this paper, the residual stress of typical welded joints of cone-cylinder pressure structure of deep water and the release of the residual stress after the application of tensile load are analyzed with numerical simulation method. Through the research, the following main conclusions could be drawn:

⑴ The residual tensile stress near the weld fusion line reaches its maximum value and be decreased rapidly as it is far away from the weld zone.

⑵ External tensile load could cause partial release of residual stress to some extent, but the distribution trend of residual stress is basically unchanged. With the increase of external tensile load, the release degree of residual stress would increase gradually.

LIST OF SOURCES

[1] Luo Y, Jiang W-C, Wan Y, Wanchuck Woo, Shan-Tung Tu. Effect of helix angle on residual stress in the spiral welded oil pipelines: Experimental and finite element modeling. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2018, 168: 233-245

[2] Wan Y, Jiang W-C, Song M, Huang Y-L, Li J, Sun G-G, Shi Y, Zhai X-N, Ren L-C. Distribution and formation mechanism of residual stress in duplex stainless steel weld joint by neutron diffraction and electron backscatter diffraction. Materials & Design, 2019, 181(5): 108086.

[3] Huang X-P, Cui W-C, Shi D-X.Calculation of fatigue-life of surface cracked high-strength steel weld plate subjected to combined of compressive and bending stress. [J]. Mechanical strength, 2002(03):413-416.

[4] Li YJ., Wang J., Chen M.. Finite element analysis of residual stress in the welded zone of a high strength steel [J]. Bull. Mater. Sci., 2004, 27(2): 127-132.

[5] Jiang W-C, Chen W, Wanchuck Woo, Shan-Tung Tu, Vyacheslav Em. Effects of low-temperature transformation and transformation-induced plasticity on weld residual stresses: Numerical study and neutron diffraction measurement. Materials & Design, 2018,147:65-79.

[6] Zhang W-Y, Jiang W-C, Zhao X, Tu S-T. Fatigue life of a dissimilar welded joint considering the weld residual stress: experimental and finite element simulation. International Journal of Fatigue, 2018; 109: 182-190.

[7] Xie X-F, Jiang W-C, Luo Y, Xu S-G, Gong J-M, Shan-Tung Tu. A model to predict the relaxation of weld residual stress by cyclic load: Experimental and finite element modeling. International Journal of Fatigue, 2017; 95: 293-301.

[8] H. Murakawa, Y. Luo, Y. Ueda. Prediction of Welding Deformation and Redidual Stresses by Elastic FEM Based on Inherent Strain Mechanism of Inherent Strain Production. Journal of the Society of Naval Architects of Japan, 1996, 34(12):217-228.

[9] Cho JR, Lee BY, Moon YH, Van Tyne CJ. Investigation of residual stress and post weld heat treatment of multi-pass welds by finite element method and experiments. Journal of materials processing technology, 2004; 155: 1690-1695.

[10] Liu C, Luo Y, Yang M, Fu Q. Effects of material hardening model and lumped-pass method on welding residual stress simulation of J-groove weld in nuclear RPV. Engineering Computations, 2016; 33(5): 1435-1450.

[11] Liu C, Luo Y, Yang M, Fu Q. Three-dimensional finite element simulation of welding residual stress in RPV with two J-groove welds. Welding in the World, 2017; 61(1): 151-160.

[12] Sun W-T, Wan Z-C. finite element analysis of residual stress in butt welding [J].Ship mechanics, 2007, 11(1) : 94-101. (in Chinese)

[13] Zhang X-F. Effects of residual stress on fatigue strength of deep-sea compression structures [D]. Zhenjiang: jiangsu university of science and technology, 2013.

[14] Sun W-T, Wan Z-Q. Finite element analysis of butt- welding residual stresses. Journal of Ship Mechanics, 2007(01): 94-101.

[15] Li L,Moan T, Zhang B. Residual stress shakedown in in typical weld joints and its effect on fatigue of FPSOs[C]//International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. 2007, 42681: 193-201.

[16] Zhu D-Q, Li L-B, Jiang W-J. Research on the residual stress of typical welded joints of pressure shell of conical column [J]. Ship engineering, 2014,36 (04) : 74-77 + 103.

[17] Zhang X-F. Effects of residual stress on fatigue strength of deep-sea compression structures [D]. Jiangsu university of science and technology, 2013.

Секція. 3.
Новітні технології і матеріали в судновому машинобудуванні

УДК 621.793.7

ПЕРСПЕКТИВНІ НАУКОВІ РОЗРОБКИ ЩОДО ГАЗОТЕРМІЧНОГО НАПИЛЕННЯ ЗМІЦНЮВАЛЬНИХ І ВІДНОВЛЮВАЛЬНИХ ПОКРИТТІВ НА ВИРОБИ МОРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

Дубовий Олександр Миколайович д-р техн. наук, професор oleksandr.dubovyj@nuos.edu.ua, ORCID:0000-0002-2843-1879
Карпеченко Антон Анатолійович канд. техн. наук, доцент anton.karpechenko@nuos.edu.ua, ORCID:0000-0002-7543-4159
Бобров Максим Миколайович канд. техн. наук, асистент laborantmtm@gmail.com, ORCID:0000-0002-9098-6912
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, проспект Героїв України, 9, м. Миколаїв

Анотація. *У результаті проведених досліджень та аналізу можливостей застосування відновлювальних електродугових та плазмових покриттів встановлено нові способи підвищення їх фізико-механічних та експлуатаційних властивостей, які дають змогу рекомендувати застосовувати їх для зміцнення і відновлення виробів морської техніки.*

Ключові слова: *газотермічні покриття, твердість, субструктура, електроімпульсна дія, міцність зчеплення, зносостійкість.*

Вступна частина. Сучасним напрямом підвищення ефективності експлуатації та довговічності виробів техніки, зокрема морської, є зменшення інтенсивності їх зносу. Запобігання інтенсивному зносу здійснюється переважно нанесенням відповідних захисних покриттів, що об'єднує комплекс методів обробки робочої поверхні, одним з яких є газотермічні напилення (ГТН) покриттів. Серед методів ГТН найбільш широкого практичного поширення набули електродуговий і плазмовий. Однак ці методи характеризуються низькими фізико-механічними властивостями покриттів. Наприклад, низькою міцністю зчеплення (близько 30 МПа для електродугового і 50 МПа для плазмового), високою пористістю (від 6% до 12%). Крім того електродуговий метод дозволяє наносити в основному металеві покриття із дроту певного хімічного складу.

В останні роки опубліковано ряд робіт направлених на підвищення фізико-механічних властивостей ГТН і розширення можливостей їх застосування в промислових умовах [1-7].

Таким чином, метою роботи є дослідження можливостей розширення застосування перспективних наукових розробок щодо нанесення зміцнювальних і відновлювальних газотермічних покриттів на вироби морської техніки.

Основна частина. В роботі [8] наведені результати досліджень щодо формування металокерамічних і металоскляних покриттів електродуговим методом за допомогою модернізованого апарату ЕМ-14М [3, 9]. Наукову і практичну зацікавленість заслуговує дослідження формування керметних електродугових покриттів системи сталь 65Г-TiC. Для цього використовували сталевий дріт із 65Г діаметром 1,2 мм і порошок TiC фракції 40 … 80 мкм.

У таблиці 1 наведено рівні варіювання технологічних параметрів електродугового напилення і відповідно кількість отриманої карбідної фази.

Таблиця 1 - Рівні варіювання технологічних параметрів напилення і кількість зміцнювальної фази в структурі покриттів

Сила струму, А	Напруга, В	Витрати порошку, г/хв	Кількість карбідної фази у покритті, % (об.)
80	25	25	11,5
120	30	30	18,4
160	35	35	25,2

Аналізуючи наведені дані, очевидно, що вміст TiC у відповідних керметних електродугових покриттях інтенсивно збільшується з підвищенням сили струму, напруги та витрат порошку. При підвищенні сили струму і напруги збільшується продуктивність процесу, що призводить до збільшення концентрації розплавлених частинок металу в струмені, їх ентальпії і, отже, вмісту наповнювача у покритті. При збільшенні витрат порошку, збільшується концентрація порошкових частинок у високотемпературному струмені також це призводить до підвищення вмісту карбідної фази у керметних покриттях.

Оптимальним режимом напилення керметних електродугових покриттів можна вважати режим, що забезпечує отримання зміцнювальної фази 18,4% (об.), становить: сила струму - 120А, напруга - 30В, витрати порошку - 30 г/хв, тиск стисненого повітря (робочого і додаткового) - 0, 6 МПа, транспортуючого газу - 0,02 МПа, дистанція напилення - 100 мм. Встановлено, що пористість керметних електродугових покриттів становить близько 5%, мікротвердість $Hμ_{100}$ металевої матриці зростає на 7 - 9%, приріст твердості HV_5 становить 15% за рахунок створюваного додаткового наклепу частинками зміцнювальної фази (TiC). Подальші перспективи досліджень полягають у встановленні нових закономірностей і оптимізації процесу нанесення керметних електродугових покриттів, а також у визначенні їх зносостійкості.

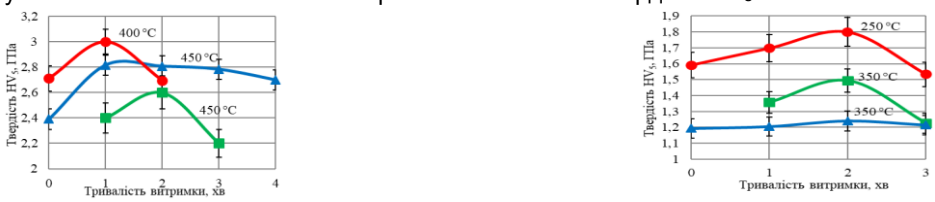
В роботах [4, 5] наголошується на доцільність проведення передрекристалізаційної термічної обробки (ПТО) напилених покриттів для подальшого підвищення їх фізико-механічних та експлуатаційних властивостей, що ґрунтується на фіксуванні процесів полігонізації на стадії мінімального розміру субзерна шляхом нагрівання матеріалу покриття до температури початку первинної рекристалізації, короткочасної витримки та наступного швидкого охолодження до кімнатної температури.

Відомо, наприклад [10], що при великих ступенях деформації формується «комірчаста» дислокаційна структура та об'ємні дислокаційні сплетіння «стінки комірок» товщиною у частки мікрон. При нагріванні тривимірні стінки сплющуються і перетворюються на мало кутові субмежі, а комірки – в субзерна. Після подальшої короткочасної витримки напилених покриттів при температурі початку первинної рекристалізації і охолодженні їх на повітрі, відбуваються процеси полігонізації. Внаслідок великої щільності дислокацій у напилених покриттях формується велика кількість субзерен, тобто утворюється субструктурні елементи, які можуть мати наномасштабні розміри, що і приводить до підвищення фізико-механічних властивостей (зокрема твердості) покриттів.

Для отримання субзерен, які забезпечать «розмірний ефект», необхідно зафіксувати момент появи їх найбільшої кількості з мінімальним розміром, тобто зупинити процес полігонізації шляхом охолодження матеріалу покриття до температури навколишнього середовища, щоб запобігти процесам збиральної полігонізації.

Величина деформації визначає ступінь здрібнення субструктури. Чим більша величина деформації тим менший розмір субзерна. На основі експериментальних досліджень встановлено, що використання електроімпульсної дії при електродуговому напиленні приводить до підвищення швидкості напилюваних частинок та, як наслідок, до збільшення величини їх деформації. Величини деформації напилюваних частинок під час удару об основу та наступних шарів електродугового покриття складають близько 80 … 95%, а швидкість охолодження деформованої частинки може досягати 10^8 град/с. Така висока швидкість охолодження запобігає протіканню динамічної рекристалізації у матеріалі покриття, а це означає, що при цьому зберігається наклеп. Тому досить актуальним завданням є дослідження впливу передрекристалізаційної термічної обробки на фізико-механічні властивості електродугових та плазмових покриттів, нанесених з використанням електроімпульсної дії.

Отримано зразки покриттів, нанесених з використанням електроімпульсної дії на оптимальному режимі, які нагрівали у печі до температури близької до початку первинної рекристалізації матеріалу покриття і витримували певний час як показано на рис.1 та визначали твердість HV_5.



а *б*

Рисунок 1 – Залежність твердості електродугових покриттів з дроту Св-08Г2С (*а*) та плазмових покриттів з ПГ-19М-01 (*б*) від тривалості витримки при передрекристалізаційній термічній обробці:
■ – нанесених за традиційною технологією;
▲, ● – з використанням електроімпульсної дії

Значення твердості електродугових покриттів підвищуються після передрекристалізаційної термічної обробки при температурі 450 °С і витримці 2 хв для покриття, нанесеного за традиційною технологією з 2 ГПа до 2,6 ГПа. Для покриття, нанесеного з використанням електроімпульсної дії, оптимальною є витримка 1 хв при температурі 400 °С при цьому значення твердості підвищується з 2,7 ГПа до 3 ГПа, тобто ще на 12%, а у порівнянні з покриттями, напиленими за традиційною технологією – на 50 %.

Аналогічна залежність спостерігається і для плазмових покриттів (рис. 1 б). Оптимальний режим передрекристалізаційної термічної обробки для плазмового покриття з порошку ПГ-19М-01, нанесеного за традиційною технологією, полягає у нагріванні до температури 350 °С і витримці протягом 2 хв та забезпечує підвищення твердості з 1,3 ГПа до 1,5 ГПа. Для покриття, напиленого із застосуванням електроімпульсної дії, оптимальний режим термічної обробки також зміщується в область більш низьких температур і полягає у нагріванні до 250 °С і витримці протягом 2 хв. При цьому твердість збільшується з 1,6 ГПа до 1,8 ГПа, тобто ще на 13%, а у порівнянні з покриттями, напиленими за традиційною технологією – на 38 %. Таким чином, можна зробити висновок, що для покриттів, напилених із застосуванням електроімпульсної дії, оптимальний режим передрекристалізаційної термічної обробки зміщується у діапазон менших температур і витримок. Це пояснюється більш високим ступенем деформації частинок при формуванні покриттів за рахунок їх підвищеної швидкості.

Основним недоліком передрекристалізаційної термічної обробки є невелика тривалість витримки у декілька хвилин, тому актуальним являється дослідження можливості фіксації полігонізаційної субструктури напиленого покриття та забезпечення більш тривалої витримки при передрекристалізаційній термічній обробці за рахунок наступної деформації.

Для досліджень обрали електродугові покриття з дроту 12Х18Н10Т. Напилення проводили за традиційною технологією та з використанням електроімпульсної дії на оптимальних режимах. Наступну деформацію покриттям здійснювали на гідравлічному пресі при навантаженні 20т. Величина деформації склала 15%. Отримані зразки з покриттями нагрівали у печі до температури початку первинної рекристалізації матеріалу електродугового покриття із дроту 12Х18Н10Т, яка складає 600°С. Оптимальний режим передрекристалізаційної термічної обробки визначали за показниками твердості за Віккерсом. Результати вимірювання твердості приведені на рис. 2. Твердість покриття після напилення, нанесеного за традиційною технологією, склала 2,4 ГПа. При використанні електроімпульсної дії твердість покриття підвищилася до 2,8 ГПа.

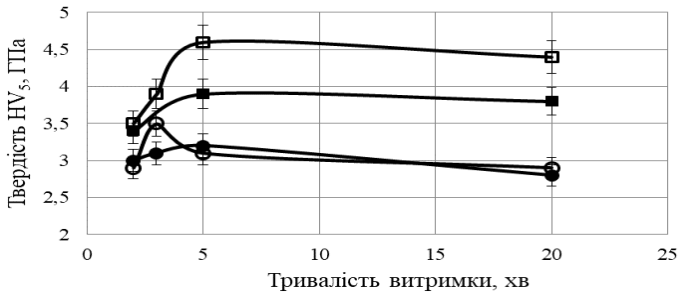


Рисунок 2 - Залежність твердості електродугових покриттів з дроту 12Х18Н10Т від тривалості витримки при термічній обробці:● - після напилення за традиційною технологією;■ – напилення+деформація (15%); ○ - після напилення з використанням електроімпульсної дії; □ – напилення з електроімпульсною дією+деформація (15%)

Аналіз приведених даних показує, що використання наступної деформації забезпечує менше зниження твердості при збільшенні тривалості витримки при передрекристалізаційній термічній обробці покриттів до 20 хв. Дана тенденція спостерігається для обох способів нанесення електродугового покриття. Так, наприклад, твердість покриття, напиленого традиційним способом, при підвищенні тривалості витримки з 5 хв до 20 хв без додаткової деформації зменшується з 3,2 ГПа до 2,8 ГПа (-13%), а після деформації лише з 3,9 ГПа до 3,8 ГПа (-3%). Але при використанні електроімпульсної дії при напиленні спостерігається підвищення твердості після додаткової деформації та термічної обробки (витримка 20 хв) на 83%, а при напиленні без електроімпульсної дії – на 58%. Даний ефект пояснюється підвищенням величини деформації частинок за рахунок збільшення їх підлітної швидкості.

Аналіз мікроструктури покриттів показав що, електроімпульсна дія на оптимальних амплітудно-частотних параметрах забезпечує зменшення пористості електродугового покриття з дроту Св-08Г2С з 6 % до 3 %, плазмового з порошку ПГ-19М-01 – з 8 % до 5 %. Також збільшується величина деформації напилюваних

частинок (зменшується висота ламелей) з 83 % до 87 % для електродугових та з 80 % до 83 % для плазмових покриттів (похибка вимірювань складає близько 1,5 %) за рахунок підвищення їх швидкості.
Встановлено, що використання електроімпульсної дії забезпечує підвищення міцності зчеплення електродугового покриття з дроту Св-08Г2С з 26 до 34 МПа, плазмового з ПГ-19М-01 – з 17 до 22 МПа.

Зносостійкість електродугових та плазмових покриттів в умовах змащування визначали за схемою диск-колодка при наступних умовах: швидкість подачі мастила марки М10Г2К складала 1 г/хв, окружна швидкість обертання диска – 0,8 м/с, тиск на колодку – 4 МПа. Колодку і диск виготовляли з вуглецевої конструкційної якісної сталі 45. Плазмові покриття наносили на колодку, а електродугові на диск з застосуванням оптимальних амплітудо-частотних параметрів електроімпульсної дії. Результати визначення зносостійкості (рис. 3) показали, що електродугове покриття, нанесене з використанням електроімпульсної дії на оптимальних амплітудно-частотних параметрах, має в 1,7 рази менший знос, ніж покриття, напилене за традиційною технологією. Плазмове покриття, нанесене з використанням електроімпульсної дії, має в 1,5 рази менший знос, ніж покриття, напилене за традиційною технологією.

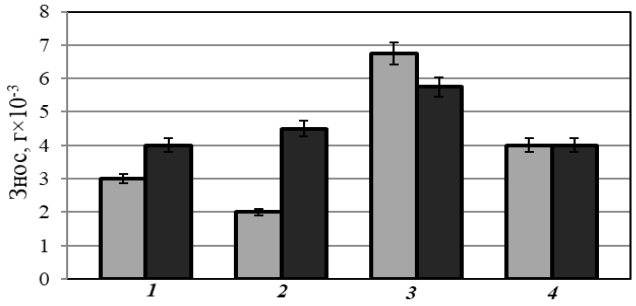


Рисунок 3 – Результати визначення зносостійкості покриттів:
1 – плазмових з порошку ПГ-19М-01, нанесених за традиційною технологією;
2 – плазмових з порошку ПГ-19М–01, нанесених з використанням електроімпульсної дії; 3 – електродугових з дроту Св-08Г2С нанесених за традиційною технологією, 4 – електродугових з дроту Св-08Г2С, нанесених з використанням електроімпульсної дії:
– покриття; – контртіло

Збільшення зносостійкості пов’язане з підвищенням твердості покриттів: електродугового на 35 %, плазмового на 24 % та більш щільною структурою поверхонь тертя.

Висновки. 1. Встановлена можливість за допомогою модернізованого електродугового розпилювача ЕМ-14М отримати якісне металокерамічне покриття системи сталь 65Г-TiC, яке містить 18 … 25% карбідної фази, що ймовірно суттєво підвищить зносостійкість.

2. Передрекристалізаційна термічна обробка електродугових та плазмових покриттів, нанесених з використанням електроімпульсної дії забезпечує підвищення твердості у середньому на 13% більше, у порівнянні з аналогічно термообробленими покриттями, нанесеними традиційним способом, а використання додаткової деформації (15%) дозволяє збільшити тривалість витримки до 20 хв за рахунок зменшення рухливості полігонізаційних субмежі, що зумовлює застосування цієї обробки в промислових умовах. Електроімпульсна дія забезпечує підвищення зносостійкості у 1,5…1,7 рази.

3. Проведені дослідження та результати аналізу можливостей підвищення фізико-механічних та експлуатаційних властивостей електродугових та плазмових покриттів дозволяють рекомендувати застосовувати їх для зміцнення і відновлення виробів морської техніки.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Борисов Ю.С., Демьянов И.А., Вигилянская Н.В. Разработка технологии упрочнения и восстановления узких стенок кристаллизаторов МНЛЗ путем нанесения псевдосплавных покрытий способом электродуговой металлизации. / Проект 7.4.1 : ЦПК НАН Украины «Проблемы ресурса и надежной эксплуатации конструкций и машин» // Сб. научн. Статей по результатам исследований в 2010 – 2012 гг. Киев: ИЭС им. Е.О. Патона, 2012 г. С. 377-380.

[2] Пат. 58852 Україна: МПК C23C 4/12. Спосіб нанесення псевдосплавних покриттів на основі міді / Патон Б.Є., Борисов Ю.С., Демянов І.А., Мурашов А.Н., Вігілянська Н.В., Грищенко О.П., Саєнко В.Я. - № u201012034; заяв. 30.04.2010; опубл. 26.04.2011, Бюл.№ 8.

[3] Пат. 83603 Україна МПК (2006) C23C 4/00. Пристрій для електродугового напилення / О. М. Дубовий, А. А. Карпеченко, С. М. Шумов; заявник и патентовласник Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова. – № u 2007 07157, заявл. 25.06.2007; опубл. 25.07.2008, бюл. № 14.

[4] Пат. 88755 Україна МПК (2009) C23C 4/18. Спосіб нанесення покриттів / О. М. Дубовий, Т. А. Янковець, А. А. Карпеченко, О. О. Жданов; заявник и патентовласник Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова. – № а 2009 02658, заявл. 23.03.2009; опубл. 10.11.2009, бюл. № 21.
[5] Дубовой, А. Н. Повышение эксплуатационных свойств электродуговых и плазменных покрытий электроимпульсным воздействием на двухфазный высокотемпературный поток / А. Н. Дубовой, А. А. Карпеченко, М. Н. Бобров // Автоматическая сварка. – 2014. – № 8 (734). – С. 39-43.
[6] Дубовой, А. Н. Формирование наноразмерной полигонизационной в напыленных электродуговых покрытиях / А. Н. Дубовой, А. А. Карпеченко, М. Н. Бобров, Ю. Е. Неделько // Автоматическая сварка. – 2017. – № 3 (762). – С. 40-43.
[7] Дубовий О.М. Формування нанорозмірної полігонізаційної субструктури та її вплив на фізико-механічні властивості металів і сплавів та напилених покриттів / О.М. Дубовий, А.А. Карпеченко А.А., М.М. Бобров та ін. // Металлофизика и новейшие технологии. – Киев: Інститут металофізики ім. Г.В. Курдюмова НАН України, 2017. – Том 39, № 2; 2017. – С. 209-243.
[8] Карпеченко, А.А. Формирование металлокерамических и металлостеклянных покрытий электродуговым напылением / А.А. Карпеченко // Автоматическая сварка. – 2011. - №4. – С. 31 – 34.
[9] Пристрій для електродугового напилення композиційних покриттів / О. М. Дубовий, А. А. Карпеченко, М. М. Бобров, А. О. Мазуренко // Патент на винахід № 111760. Заяв. 01.07.2014. – Опубл. 10.06.2016, бюл. № 11/2016.
[10] Горелик, С.С. Рекристаллизаций металлов и сплавов / С.С. Горелик, С.В. Добаткина, Л.М. Капуткина // - 3-е издание. – М.:МИССИС, 2005. – 432 с.

Dubovyi O.M., Karpechenko A.A., Bobrov M.M.

PROSPECTIVE SCIENTIFIC DEVELOPMENTS REGARDING GAS THERMAL SPRAYING STRENGTHENING AND RENEWABLE COATINGS FOR MARINE EQUIPMENT

Annotation*. As a result of research and analysis of the possibilities of using reducing electric arc and plasma sprayed coatings, new methods have been established to increase their physical, mechanical and operational properties, which allow us to recommend their use for hardening and restoration of marine engineering products.*

Key words: *thermal sprayed coatings, hardness, substructure, electric pulse exposure, bond strength, wear resistance.*

УДК 629.56:539.4

ЕКСПЛУАТАЦІЯ КОНСТРУКЦІЙ З МЕТАЛ-СКЛЯНИМИ ЗАХИСНИМИ ПОКРИТТЯМИ В УМОВАХ СУДНОВИХ ВІБРАЦІЙ

[1]Казимиренко Ю.О., *д-р техн. наук, професор*
[2]Лебедєва Н. Ю., *канд. техн. наук*
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
кафедра матеріалознавства і технології металів
м. Миколаїв, Україна
[1]e-mail: u.a.kazimirenko@gmail.com, ORCID 0000-0002-7120-8226
[2]e-mail: nataliia.lebedeva@nuos.edu.ua, ORCID 0000-0003-1326-450X

Анотація. *Постановка досліджень включає у себе розв'язання задачі мікромеханіки для моделі двошарової пластини Ст3–метал-скляні покриття з урахуванням їх структурних особливостей, а також експериментальні випробування на розтягування. Досліджено вплив морфології та об'ємного вмісту скляних наповнювачів, а саме порожніх скляних мікросфер, порошків натрійсилікатного та свінцевмісного скла на коефіцієнт вібраційних витрат, границю міцності та границю текучості. Одержані результати мають наукове і практичне значення для проєктування суднових конструкцій з використанням композиційних матеріалів і покриттів.*

Ключові слова: *суднові конструкції, метал-скляні покриття, скляні включення, вібраційна здатність, мікрозсувні деформації*

Важливою науково-технічною проблемою суднобудування є зниження вібрацій [1]. Тому для деталей, які зазнають динамічних коливань, на практиці застосовуються мідно-марганцеві, нікель-титанові, магнієві

сплави [2], що пояснюється незалежністю ефектів демпфірування від частоти коливань. Наукові уявлення про механізми вібропоглинання ґрунтуються на теорії внутрішнього тертя, яка розглядає процеси перетворення на теплову [3]. Це пояснює переваги застосування композиційних матеріалів і покриттів, у структурі яких частка енергії механічного поля коливань розсіюється завдяки релаксаційним явищам у вигляді теплових хвиль [4]. Одним із шляхів зниження масогабаритних показників суднобудівних конструкцій з реалізацією можливостей їх експлуатації за механізмами «розтягування–стискання» є застосування вібропоглинальних покриттів з низькою щільністю, водонепроникністю, термостійкістю [5]. Визначеним вимогам відповідають метал-скляні електродугові покриття, які у складі конструкцій біологічного захисту застосовуються на судах і плавучих спорудах, призначених для транспортування і тривалого зберігання радіоактивних вантажів [6]. Проте задля прогнозування їх міцності необхідно вирішити задачі мікромеханіки з постановкою експериментальних досліджень.

Мета роботи полягатиме у теоретичних і експериментальних дослідженнях вібраційної здатності двошарової сталевої пластини з метал-скляними покриттями.

В роботі використано двошарові пластини (рис. 1), де за сталевий лист 1 обрано вуглецеву сталь звичайної якості марки Ст3 (ГОСТ 380-2005), на яку електродуговим методом нанесено шар метал-скляного покриття (шар 2) із Св-АМг5 (ГОСТ 7871-75) і Св-08Г2С (ГОСТ 2246-70), до складу якого додано скляні навпонювачі: порожні скляні мікросфери натрійборсилікатного складу (ТУ 6-48-108-94), порошки, одержані сухим розмелом бою натрійсилікатного (ГОСТ 24315-802.0) та свінцевмісного стекол (ГОСТ 9541-75). Їх характеристики наведено у табл. 1. Напилений шар є структурно неоднорідним. Структура покриттів являє собою пористу (до 12 %) металеву матрицю з рівномірно розташованими скляними включеннями, на поверхні поділу між якими при динамічних навантаженнях відбуваються мікрозсувні деформації, що сприятимуть додатковому поглинанню енергії коливань. Як приклад на рис. 2 наведено оптичні мікрофотографії покриттів із Св-АМг5.

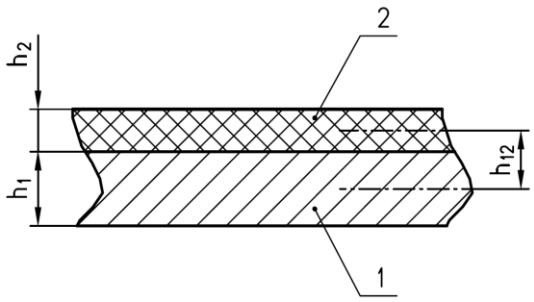
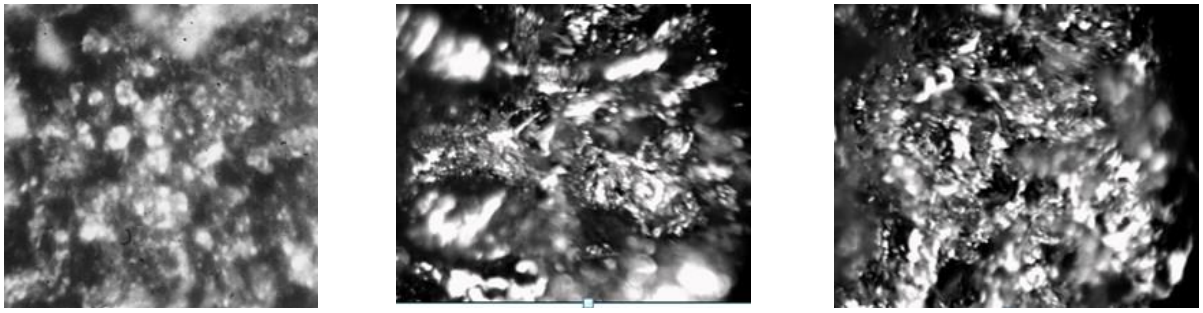


Рисунок 1 – Двошарова модель зразків для досліджень вібраційної здатності:
1 – сталевий лист; 2 – шар метал-скляного покриття

Таблиця 1 – Характеристики скляних наповнювачів

Скляний наповнювач	***Дисперсність*** d ***, мкм***	***Середній розмір частинок*** d_{cp} ***, мкм***	***Середній фактор форми*** F_{cp}	***Умовний модуль об'ємного стискання скляного включення*** K_s ***, ГПа***
Порожні скляні мікросфери	20…100	40	1	41,72
Порошок натрійсилікатного скла	10…85	25	0,4	40,5
Порошок свінцевмісного скла	15…90	35	0,6	41,2



а б в

Рисунок 2 – Мікроструктура (× 350) електродугових покриттів на основі Св-АМг5, наповнених (≈ 40 % об'ємн.):
а – порожніми скляними мікросферами; б – порошком натрійсилікатного скла; в – порошком свінцевмісного скла

Процес вібропоглинання у структурно неоднорідному середовищі покриття можна описати через деформації мікрооб'ємів, використовуючи поняття ефективного модуля зсуву G^* як функції механічних властивостей матриці і наповнювачів у складі композицій (табл. 2). Для досліджень використано модельні уявлення про елементарну комірку, виділену із структури покриття, яка складається із скляного включення з середнім розміром d, оточеного металевою матрицею (рис. 3).

Таблиця 2 – Мікромеханічні характеристики метал-скляних покриттів

Характеристика	***Розрахункова формула***
Умовний модуль об'ємного стискання металевої комірки зі скляним включенням, K_m – визначає здатність пористої матриці чинити опір всебічному стисканню	$K_m = \frac{K'_m \cdot \vartheta_m}{1+\rho(1-\vartheta_m)}$, де ϑ_m – об'ємний вміст металу; ρ – щільність покриття
Об'ємний модуль пружності металевої комірки зі скляним включенням K'_m – характеризує спроможність комірки чинити опір зміни її об'єму	$K'_m = \frac{E_m}{3(1-2\nu_m)}$, де E_m, ν_m – модуль пружності і коефіцієнт Пуасона
Умовний модуль об'ємного стискання скляного включення K_s – визначає локалізацію деформації матриці навколо скляної частинки	$K_s = \frac{K_{cm} \cdot \psi}{1+\rho(1-\psi)}$, де $\psi = \frac{\rho_s}{\rho_c}$, де ρ_s – уявна густина скляних частинок; ρ_c – густина скла, з якого вони одержані
Об'ємний модуль пружності скляного включення K_c – характеризує спроможність включення чинити опір з боку металевої матриці	$K_c = \frac{E_{cm}}{3(1-2\nu_c)}$, де E_{cm}, ν_c – модуль пружності і коефіцієнт Пуасона

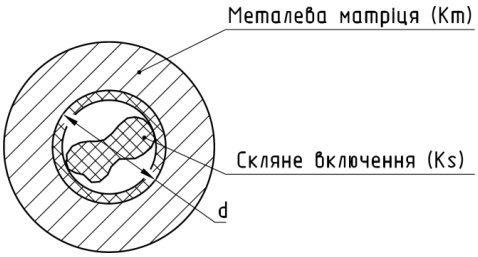


Рисунок 3 – Модель елементарної комірки метал-скляного покриття

Позитивний вплив об'ємного вмісту скляних включень на ефективний модуль зсуву G^* у графічному вигляді наведено на рис. 4. Розрахунки показали, що ефективний модуль зсуву покриттів на основі Св-08Г2С на 10…15 % перевищує G^* для покриттів на основі Св-АМг5: це пояснюється механічними властивостями металевої матриці. Як видно з рис. 4, найкращими показниками характеризуються покриття, наповнені порожніми скляними мікросферами, що обумовлено високою здатністю сферичних оболонок поглинати енергію динамічних коливань та зменшенням концентрації напружень на поверхні поділу фаз метал–скло [7].

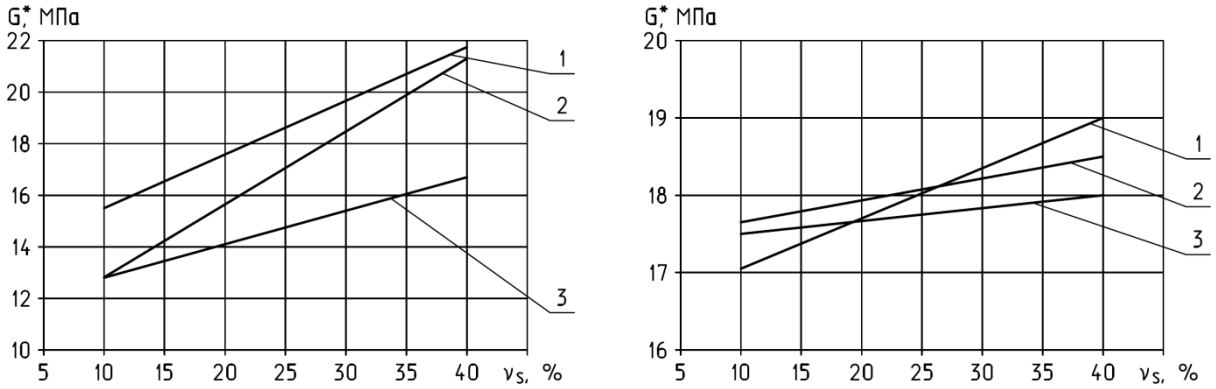


Рисунок 4 – Ефективний модуль пружності G^* метал-скляних покриттів
а – на основні Св-08Г2С; б – на основі Св-АМг5, наповнених:
1 – ПСМ; 2 – порошком свінцевмісного скла; 3 – натрійсилікатного скла

Одержані значення використано для оцінювання вібпропоглинальної здатності сталевих пластин з метал-скляними покриттями, складність експериментального визначення яких обумовлена великою розбіжністю результатів і погрішністю вимірювань через їх пористість. За критерій обрано коефіцієнт вібраційних втрат $\eta_{вібр}$, що визначатиме здатність двошарової пластини (рис. 3) гасити вібрації та розраховується за формулою [8]

$$\eta_{вібр} = \frac{\eta(f)}{1+[\alpha_2\beta_2(\alpha_2^2+12\alpha_{21}^2)]^{-1}}, \qquad (2)$$

де $\eta(f)$ – коефіцієнт зсувних втрат матеріалу покриття; $\alpha_2 = \frac{h_2}{h_1}$ – відношення товщини шару покриття до товщини сталевого листа; $\beta_2 = \frac{E_2}{E_1}$ – відношення модулів поздовжньої пружності метал-скляного покриття і сталевого листа; $\alpha_{21} = \frac{h_{21}}{h_1}$, де h_{21} – відстань між центральними площинами.

Розрахунки виконано за наступними числовими значеннями: $\eta(f)$ = (2…4)·10^{-3}; h_{21} = 6 мм; модуль поздовжньої пружності метал-скляного покриття визначається як $E_2 = 3G^*(f)$; об'ємний вміст наповнювачів у складі метал-скляних покриттів становить від 10 до 40 %. При визначенні пружних модулів E_2 і G^* для формули (2) враховано ступінь відхилення їх фактору форми від ідеальної сферичності. Результати наведено у табл. 3. Виконані розрахунки показали, що пластина Ст3–метал-скляне покриття при обраному співвідношенні товщин має достатньо високий коефіцієнт вібраційних втрат: 0,35…0,6, що свідчить про доцільність подальшого використання такого двошарового з'єднання в умовах суднових вібрацій. Збільшення

у складі електродугових покриттів скляних наповнювачів призводить до зниження $\eta_{вібр}$ на 5…15 %, проте їх вібропоглинальна здатність через масштабний фактор не залежить від форми скляних включень.

Таблиця 3 – Коефіцієнти вібраційних втрат двошарових пластин Ст3− покриття

Об'ємний вміст скла у складі композиції, %	***Коефіцієнт вібраційних втрат*** $\eta_{вібр}$	***Об'ємний вміст скла у складі композиції, %***	***Коефіцієнт вібраційних втрат*** $\eta_{вібр}$	***Об'ємний вміст скла у складі композиції, %***	***Коефіцієнт вібраційних втрат*** $\eta_{вібр}$
Покриття Св-АМг5–ПСМ		Покриття Св-АМг5–натрійсилікатне скло		Покриття Св-АМг5–свинцевмісне скло	
10	0,5	10	0,43	10	0,4
40	0,46	40	0,41	40	0,39
Покриття Св-08Г2С−ПСМ		Покриття Св-08Г2С–натрійсилікатне скло		Покриття Св-08Г2С–свинцевмісне скло	
10	0,49	10	0,59	10	0,59
40	0,35	40	0,45	40	0,35

Границю міцності на розрив $\sigma_в$ і границю текучості $\sigma_т$ двошарових пластин визначено за результатами розтягування зразків за допомогою розривної машини ИР 5057-50; швидкість навантаження склала 2,5 мм/хв. Для випробувань застосовано пластини Ст3 розміром 140×100×1,5 мм з напиленими покриттями товщиною 1,5 мм; об'ємний вміст скляних наповнювачів у складі покриттів склав близько 40 %. Для порівняння розтягування зазнали зразки з покриттями із Св-08Г2С і Св-АМг5 без наповнювача. Одержані результати (табл. 4) зіставлено з механічними властивостями пластин Ст3, розтягнутих за аналогічними умовами, де границя міцності на розрив $\sigma_в$ складатиме 365,0 МПа, а границя текучості $\sigma_т$ – 292,5 МПа.

Таблиця 4 – Механічні властивості двошарових пластин Ст3–покриттями

Властивості	***Скляний наповнювач у покритті***			
	ненаповнене покриття	***порожні скляні мікросфери***	***натрій-силікатне скло***	***свинце-вмісне скло***
Ст3 з покриттям на основі Св-08Г2С (δ =1,5 мм)				
Границя міцності на розрив $\sigma_в$, МПа	323,0	315,0	344,0	318,0
Границя текучості $\sigma_т$, МПа	265,0	260,0	275,0	260,0
Ст3 з покриттям на основі Св-АМг5 (δ = 1,5 мм)				
Границя міцності на розрив $\sigma_в$, МПа	327,0	328,0	338,18	336,15
Границя текучості $\sigma_т$, МПа	268,0	266,0	287,0	284,0

Результати досліджень показали, що зразки з покриттями незначно поступаються у міцності Ст3: границя міцності на розрив $\sigma_в$ у середньому на 15…20 % нижче ніж у пластин Ст3, а границя текучості $\sigma_т$ – приблизно на 10 %. Максимальні значення механічних властивостей спостерігаються у зразках, наповнених порошками натрійсилікатного скла, що можна пояснити їх вихідними властивостями і фізико-хімічними процесами, що відбуваються під час електродугового напилення на поверхні поділу метал–скло. Мікроструктурні дослідження поперечного перетину розірваних зразків показали, шо руйнування покриттів відбувається між скляними включеннями.

Висновки.

Теоретично обґрунтовано та експериментально доведено можливість експлуатації двошарових пластин Ст3–метал-скляне покриття в умовах суднових вібрацій та за механізмом «розтягування–стискання». Подальші дослідження пов'язано з апробацією одержаних результатів на масштабному факторі.

REFERENCES

[1] Ivanov, N. I. (2008). Inzhenernaja akustika. Teorija i praktika bor'by s shumom. M.: Universitetskaja kniga : Logos.

[2] Favstov, Ju. N., Shul'ga, Ju. N., & Rahshtadt, A. G. (1980). Metallovedenie vysokodempfirujushhih splavov. M.: Metallurgija.

[3] Landau, L. and Livshic, E. (2007). *Teorija uprugosti*. Moskva: Fizmatiz.

[4] Cherkasov, V. D., Jurkin, Ju. V., & Avdonin, V. I. (2012). Prognozirovanie dempfirujushhih svojstv kompozita s uchetom temperaturnoj zavisimosti svojstv polimera. Vestnik TGASU(4), 216-225.

[5] Kirpichnikov, V. Ju., Savchenko, V. V., Smol'nikov, V. Ju., & Shlemov, Ju. F. (2019). azrabotka novyh vysokojeffektivnyh sredstv vibrodempfirovanija sudovyh konstrukcij. Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo centra(1(387)), 167-174.

[6] Kazymyrenko, Y. (2016). The Thermomechanical Processes in metal-glass Coating of Vessel Constructions and Floating Facilities for radioactive Cargo. The advanced science jornal(2), 38-44.

[7] Kazymyrenko, Y. (2016). The Effective Mechanical Properties of Metal-Glass Materials. The advanced science journal(1), 90-94.

[8] Valjantis, K. I.; Popov, Ju. N.; Shljapochnikov, S. A.;. (2012). Raschet kojefficienta poter' metallicheskoj plastiny, oblicovannoj vibropogloshhajushhim pokrytiem iz vysokonapolnennogo poliuretana. Sessija Nauchnogo soveta RAN po akustike i XXVII sessija Rossijskogo akusticheskogo obshhestva.

Yuliia Kazymyrenko, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor
Natalia Lebedieva, PhD, Associate Professor
Admiral Makarov National University of Shipbuilding,
Mykolajev, Ukraine

OPERATION OF STRUCTURES WITH METAL-GLASS COATINGS UNDER CONDITIONS OF SHIP VIBRATIONS

Abstract. *The research included solving the problem of micromechanics for the model of a two-layer plate St3 – metal-glass coatings, taking into account their structural features, and experimental tensile tests. The influence of morphology and volume content of glass fillers, namely hollow glass microspheres, powders of sodium silicate and lead-containing glass on the vibration coefficient, strength limit and yield strength has been investigated. The obtained results have scientific and practical significance for the design of ship structures using composite materials and coatings.*

Key words: *vessel structures, metal-glass coatings, glass inclusions, vibration ability, microslide deformations.*

УДК 67.017:620.18:621.785

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПЕРЕДРЕКРИСТАЛІЗАЦІЙНОЇ ТЕРМІЧНОЇ ОБРОБКИ НА МЕХАНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ СТАЛЕЙ

Дубовий О. М., д.т.н., проф.; Макруха Т. О., пров. фахівець
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, м. Миколаїв
oleksandr.dubovyj@nuos.edu.ua; tmakruha@gmail.com

Анотація. *Досліджено вплив комбінованої деформації і передрекристалізаційної термічної обробки (ПТО) на зміну структури, твердості, тимчасового опору руйнування та відносного подовження сталей Ст3 та Х12. Показано, що застосування комбінованого деформування та ПТО протягом 2 хвилин для сталі Ст3 дозволяє досягнути підвищення твердості на 29% відносно деформованого стану. Встановлено, що комбіноване деформування та передрекристалізаційна термічна обробка сталі Х12 приводить до підвищення твердості на 11 % після комбінованої деформації з наступною ПТО протягом 2 хвилин..*

Ключові слова*: передрекристалізаційна термічна обробка; механічні властивості сталі; комбінована деформація; субструктура сталей*

Вступна частина. Рівень сучасного машинобудування, зокрема кораблебудування, характеризується застосуванням, створенням та удосконаленням нових матеріалів з підвищеними показниками надійності та довговічності, які характеризуються фізико-механічними властивостями. На сьогодні ~ 90 % з усіх матеріалів складають конструкційні матеріали, основними з яких є сталі.

Одним з основних способів підвищення фізико-механічних властивостей є наноструктурування, особливу увагу приділяють методам ІПД (інтенсивна пластична деформація). Ця група методів отримання матеріалів основана на проведенні великоступеневої пластичної деформації в умовах високих прикладених тисків при відносно низьких температурах [1, 2]. В таких умовах деформування відбувається подрібнення мікроструктурних елементів в металах і сплавах до нанорозмірного розміру. Методи ІПД дозволяють отримувати безпористі металеві наноструктуровані вироби (авіаційні кріплення,медичні імпланти тощо). Однак, діапазон розмірів мікроструктурних елементів у таких виробах у більшості випадків перевищує 200 нм [2]. Структура, отримана при ІПД, відрізняється нерівноважністю через малу щільність вільних дислокацій і переважно висококутовий характер границь субзерен [1].

Так як методи ІПД характеризуються високою вартістю, трудомісткістю та складністю обладнання, і придатні тільки для деталей малого перерізу (до 10 мм), то одним із напрямків вирішення цієї проблеми може стати застосування передрекристалізаційної термічної обробки (ПТО) сталей, доступного для промислових умов, суть якої полягає у фіксації полігонізаційної субструктури охолодженням матеріалу на етапі формування нанорозмірних субзерен [3].

Як встановлено в роботах [4, 5], ПТО статично деформованих зразків на 75 % зі сталі У8 та технічно чистого заліза при температурі, яка відповідає температурному порогу рекристалізації, призводить до підвищення твердості на 20 і 30% відповідно за рахунок формування здрібненої полігонізаційної субструктури, максимальне значення якої спостерігається при тривалості витримки 2 хвилини. Твердість зменшується при збільшенні часу витримки або при підвищенні температури через збільшення розміру субзерен, що свідчить про нестабільність субструктури при підвищеній температурі, в роботі [6] встановлено можливість термічної стабілізації полігонізаційної субструктури в процесі передрекристалізаційної термічної обробки технічно чистих заліза і нікелю впродовж 20…70 хв. і 10…60 хв. відповідно, яка полягає у проведенні холодної динамічної деформації на 30% та наступної статичної деформації на 30% й передрекристалізаційної термічної обробки. Також з'ясовано, що підвищення термічної стабільності полігонізаційної субструктури сталей 20 і 45 можливе комбінуванням динамічної й статичної деформації сумарно на 60 % і наступною передрекристалізаційною термічною обробкою відповідно до 60 хв., при цьому твердість дещо зменшується, але залишається вищою порівняно зі станом після деформації на 14 і 27% відповідно.

Метою роботи є дослідження впливу кількості вуглецю комбіновано деформованих сталях після передрекристалізаційної термічної обробки на твердість.

Основна частина. Для дослідження обрано сталі Ст3 та Х12.

Динамічну деформацію зразків проводили ударною циклічною дією. Статичну деформацію проводили на гідравлічному пресі Losen Housen WLRK (Dusseldorf) з навантаженням до 35 т. Величину деформації сталей визначали як відношення висоти здеформованого зразка до початкової висоти деформації. Термічну обробку здійснювали в лабораторній електричній печі СНОЛ-1.6.2.0.08/9-М1. Температуру контролювали термопарою хромель-алюмель ТХА (ГОСТ 6616-74).

Твердість HV_5 визначали на приладі типу «Віккерс» (на повздовжніх шліфах) при навантаженні на індентор 5 кг (ДСТУ ISO 6507-4:2008).

Для визначення тимчасового опору зразки піддали розтягуванню під дією плавно зростаючого зусилля до руйнування. Найбільше зусилля, попереднє руйнування зразка, приймається за зусилля відповідне тимчасовому опору ($P_{\max}$). Таким чином, тимчасовий опір руйнування визначають за формулою.

$$\sigma_в = \frac{P_{\max}}{F_0},$$

де F_0 – початкова площа поперечного перерізу досліджуваного зразка.

Відносне подовження зразка після розриву (у відсотках) обчислюють за формулою:

$$\delta = \frac{l_k - l_0}{l_0} \cdot 100\%,$$

де l_k – кінцева довжина зразка;

l_o – початкова довжина зразка.

Відносне звуження зразка після розриву (у відсотках) обчислюють за формулою (2.5):

$$\Psi = \frac{F_0 - F_k}{F_0} \cdot 100\%,$$

де: F_k – площа поперечного перерізу зразка после розриву;

F_o – початкова площа поперечного перерізу зразка.

Відпалені зразки сталей розміром 5×5×8 мм відповідно піддавали комбінованій деформації: спочатку здійснювали холодну динамічну деформацію на 30%, потім – статичну деформацію на 30%. Таким чином, сумарна величина деформації складає 60%.

Отримані зразки після комбінованого деформування нагрівали в печі до температури первинної рекристалізації 500 °С. Результати дослідження впливу тривалості витримки передрекристалізаційної термічної обробки на твердість представлено на рис. 1 та в табл. 1.

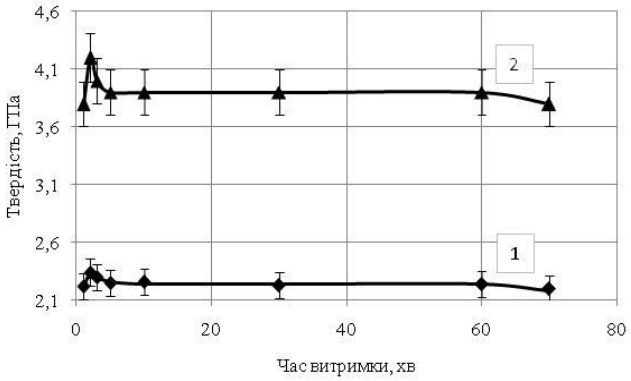


Рис. 1. Залежність впливу часу витримки передрекристалізаційної термічної обробки на твердість: 1 – сталь Ст3; 2 – сталь Х12

Отримані результати свідчать, що залежність твердості тривалості часу витримки передрекристалізаційної термічної обробки носить екстремальний характер. При цьому твердість при витримці 60 хвилин дещо падає, але залишається вищою, ніж після деформації, що надає можливість використовувати цей спосіб деформування та термічної обробки у промислових умовах.

Табл. 1. Вплив комбінованого деформування з наступною передрекристалізаційною термічною обробкою на механічні властивості сталей Ст3 та Х12

Матеріал	Вид обробки	Твердість HV_5, ГПа	Опір тимчасового руйнування $\sigma_в$, ГПа	Відносне подовження δ, %	Відносне звуження ψ, %
Ст3	Комбінована деформація	1,8	0,3	1,0	74
	Комбінована деформація, ПТО протягом 2 хв	2,3	0,6	5,3	75
	Комбінована деформація, ПТО протягом 60 хв	2,0	0,4	7,5	59
Х12	Комбінована деформація	3,6	1,0	3,3	37
	Комбінована деформація, ПТО протягом 2 хв	4,2	1,6	2,3	41
	Комбінована деформація, ПТО протягом 60 хв	3,9	1,4	2,6	33

На рис. 2 наведено приріст твердості та тимчасового опору руйнування для сталей Ст3 та Х12 відносно комбіновано деформованого стану.

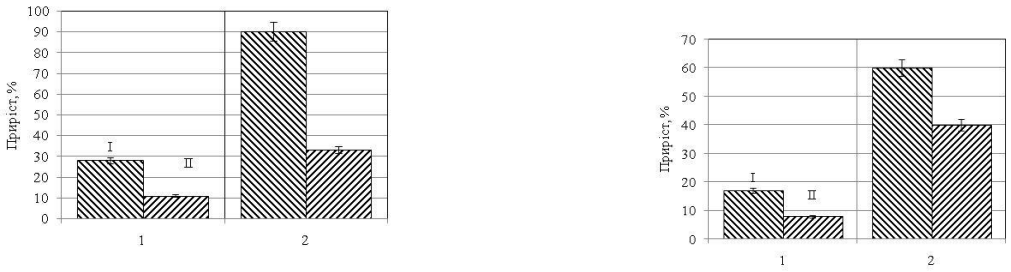


Рис. 2. Приріст показників механічних властивостей сталей Ст3 та Х12: а – сталь Ст3; б – сталь Х12; 1 – твердість за шкалою HRC; 2 – твердість за шкалою HV; 3 – тимчасовий опір руйнуванню; I – показники властивостей комбіновано деформованого зразка з наступною ПТО протягом 2 хвилин; II – показники властивостей комбіновано деформованого зразка з наступною ПТО протягом 60 хвилин

Аналіз отриманих результатів показав, що приріст твердості та тимчасового опору руйнування сталей Ст3 та Х12 після комбінованого деформування та передрекристалізаційної термічної обробки протягом 60 хвилин дещо зменшується відносно приросту після комбінованого деформування та ПТО протягом 2 хвилин, але залишається значно вищим, ніж після деформування.

Порівняльний аналіз показників пластичності, а саме відносного подовження δ, свідчить про те, що в результаті комбінованої деформації з наступною ПТО сталі Ст3 відбувається зростання цього параметру з плином часу витримки

Таким чином. при витримці ПТО протягом 2 хвилин значення відносного подовження складає 5,3 %, що ~ в 5 разів більше, ніж для деформованого зразка, який не зазнавав термічної обробки. Збільшення часу витримки до 60 хвилин призводить до подальшого зростання показника до 7,5 %, що ~ в 7 разів більше відносно комбіновано деформованого стану.

Результати досліджень свідчать. що для сталі Ст3 запропонований метод обробки (комбінована деформація сумарно на 60 % з наступною ПТО) дозволяє досягнути одночасного підвищення показників переважної більшості досліджуваних механічних властивостей, а саме твердості, опору тимчасового руйнування на розрив та відносного подовження.

Дещо інші зміни показників пластичності спостерігаються при дослідженні впливу комбіновано деформованих зразків з наступною ПТО зі сталі Х12 (див. табл. 1). Значення відносного подовження після ПТО зменшується ~ у 1,5 рази для обох досліджених часів витримки у порівнянні з комбіновано деформованим станом. Ймовірно, така відмінність у зміні пластичності в результаті передрекристалізаційної термічної обробки для сталей різного складу пов'язані з утворенням карбідів хрому Cr_7C_3, $Cr_{23}C_6$ [7], які негативно впливають на показники пластичності, але сприяють зростанню твердості та тимчасовому опору руйнування, що підтверджується результатами фазового аналізу. Прь цьому отримані показники пластичності досліджених зраків не нижчі, ніж у роботі [8], що свідчить про можливість практичного застосування запропонованого методу.

Порівняння отриманих результатів із даними, наведеними у роботі, [9] свідчить про те, що запропонований спосіб комбінованої деформації та термічної обробки дозволяє досягнути більшого зростання твердості при аналогічних показниках пластичності порівняно з властивостями зразків, отриманих методом високотемпературної механічної обробки та традиційного гартування та відпуску (56…60 HRC).

Висновки: Показано, що застосування комбінованого деформування та ПТО протягом 2 хвилин для сталі Ст3 дозволяє досягнути підвищення твердості та міцності на 29% і 100 % відповідно відносно деформованого стану, та на 22 % і 33 % відповідно після термічної обробки протягом 60 хвилин відносно деформованого стану.

Встановлено, що комбіноване деформування та передрекристалізаційна термічна обробка сталі Х12 приводить до підвищення твердості та тимчасового опору руйнування на 11 % і 60 % відповідно після комбінованої деформації з наступною ПТО протягом 2 хвилин, та на 9 % і 40 % відповідно після комбінованої деформації та ПТО з витримкою протягом 60 хвилин.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Валиев, Р. З. Объемные наноструктурные металлические материалы: получение, структура и свойства / Р. З. Валиев, И. В. Александров. — М. : Академкнига, 2007. — 372 с.

[2] Юркова, О. І. Особливості формування нанокристалічної структури в α-залізі при деформації тертям / О. І. Юркова, Р. В. Карпов, Є. О. Клягін // Металознавство та обробка металів. — 2010. — № 1. — С. 12–16.

[3] Пат. 95378 Україна МПК (2009) C21D8/00, C22F 1/00. Спосіб деформаційно-термічної обробки металів та сплавів / О. М. Дубовий, Т. А. Янковець, Н. Ю. Лебедєва, Ю. О. Казимиренко, О. О. Жданов, М. М. Бобров; заявник и патентовласник Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова. – № а 201120102248, заявл. 01.03.2010; опубл. 25.07.2011, бюл. № 14. – 6 с.

[4] Дубовий, О. М. Вплив передрекристалізаційної термічної обробки на фізико-механічні властивості напилених покриттів та деформованих металів та сплавів / О. М. Дубовий, Н. Ю. Лебедева, Т. А. Янковець // Металознавство та обробка металів, 2010.- №3. – С. 7-10

[5] Дубовий, О. М. Формування нанорозмірної полігонізаційної субструктури та її вплив на фізико-механічні властивості металів, стопів і напорошених покриттів / О. М. Дубовий, А. А. Карпеченко, М. М. Бобров, О. О. Жданов, Т. О. Макруха, Ю. Є. Неделько // Металлофизика и новейшие технологи. – 2017. – том 39, № 2, с. 209-243.

[6] Дубовий, О. М. Вплив комбінованого деформування на термічну стабільність полігонізаційної субструктури заліза, нікелю й сталей 20; 45 / О. М. Дубовий, Лю Шен, Т. О. Макруха // Зб. наук. праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2017. - № 1. – С. 39-47.

[7] Мордасов, Д. М. Термоциклическая обработка штампов для работы в условиях горячего деформирования из стали /Д. М. Мордасов, С. В. Зотов // Вестник ТГТУ. 2016. Том 22. № 3. С. 481-490.

[8] Алифанов, А. В. Сравнительный анализ механических характеристик сталей, применяемых для изготовления рубильных ножей, получаемых методами термической и термомеханической обработок / А. В. Алифанов, А. М. Милюкова, В. В. Цуран // Литье и металлургия, 4 (77), 2014. – С. 74-80.

[9] Алифанов, А. В. Влияние термомеханической обработки на механические свойства инструментальных сталей, применяемых при изготовлении ножей для рубки технологической щепы / А. В. Алифанов, А. М. Милюкова, В. В. Цуран // Литье и металлургия, 1 (69), 2013. – С. 127-131.

Dubovyi Oleksandr, Makruha Tetiana

Investigation of the influence of pre-recrystallization heat treatment on the mechanical properties of steels

Annotation: Currently, the overall level of modern machine building, namely shipbuilding, is characterized by the use and creation of new materials with increased indicators of durability and reliability that are characterized by physical and mechanical properties. Nanostructuration is one of the methods of increasing physical and mechanical properties of materials. The goal is the study of the impact of pre-recrystallization thermal treatment on mechanical properties of St3 and H12 steels after combined deformation. It is shown that the use of combined deformation and subsequent pre-recrystallization thermal treatment during 2 minutes for St3 steel allows obtainment of increase of hard-ness and strength by 29 % and 100 % respectively if compared to deformed state, and by 22 % and 33 % respectively after 60 minutes of thermal treatment of compared to deformed state. It is found out that combined deformation and subse-quent pre-recrystallization thermal treatment of H12 steels leads to increase of hardness and temporary fracture resistance by 11 % and 60 % respectively after treatment during 2 minutes if compared to de-formed state and by 9 % and 40 % respectively after treatment during 60 minutes if compared to deformed state. It is shown that extreme changes of hardness occur in case of increased content of Carbon and Chromium in steels.

Key words: pre-recrystallization thermal treatment, combined deformation, steel substructure, mechanical properties.

УДК 621.791

RESEARCH OF WETTING ANGLES OF ACTIVE SOLDERS OVER CERAMICS AND KOVAR

Labartkava Alexander Vladimirovich PhD, Associate Professor[1],
Labartkava Andrey Vladimirovich PhD, Associate Professor[2],
Karpechenko Anton Anatolyevich PhD, Associate Professor[3],
Bobrov Maksym Nikolayevich, PhD, Associate Professor[4],
Tokarieva Olha Vladimirovna, Research Assistant[5].
Admiral Makarov National University of Shipbuilding
Ukraine, Mykolayiv
[1]ORCID: 0000-0002-9825-0192, [2]ORCID: 0000-0003-0026-0817,
[3]ORCID: 0000-0002-7543-4159, [4]ORCID: 0000-0002-9098-6912, [5]olga.tokareva@nuos.edu.ua

Annotation. *The comprehensive analysis of the results showed that using of Ti-Cu solder provides increasing of adhesive activity in comparison with STEMET-1203 solder and allows to reduce the soldering temperature by 40...90 °C.*
Keywords: *Brazing, active soldering, wetting angles, ceramics, kovar.*

The metal-ceramic products which manufacture by brazing are widely used in industry. The example of such joint is a ceramic-metal pressure seal for electron beam welding and spraying vacuum installations. We have necessary to solve the problem of poor wetting of the ceramic surface with solders during manufacturing of such assemblies. The literature sources don't contain the results of detailed research of the properties of brazing joints using STEMET-1203 solders and alloys based on the Cu-Ti system. Sources also don't have data as characteristics of wetting and spreading of the specified solders according to the kovar and ceramics of such brands as VK 94-1 and $3Al_2O_3$-$2SiO_2$, which determines the relevance of this scientific research.

The purpose of the work is to research the wetting characteristics of STEMET-1203 solder and solder, which was formed by contact-reactive melting of titanium and copper foil, kovar, ceramics of such brands as VK 94-1 and $3Al_2O_3$-$2SiO_2$.

For researching of wetting angles the STEMET-1203 amorphous solder with brazing temperature of 1000...1050 ° C and the solder formed by contact-reactive melting of titanium foil brand VT1-0 and copper foils brand M1 were used. It is known that for making of durable junction at the solder-ceramics layer boundary we need to ensure a titanium content in the range of 20...30 % by mass. The last is regulated by quantity and composition of the solder and brazing modes [1,4]. Rising of titanium content in the solder (more than 36 % by mass) leads to increase melting temperature and decrease of ductility of the solder. High titanium content leads to forming of brittle intermetalide compounds, which are the one of the reasons of solder cracking. If titanium content is less than 24 % by mass the solder doesn't always ensure reliable interaction with ceramic components and leads to decrease of the brazing joint strength [2]. Analysis of the state diagram of Ti-Cu system shows that the ratio of 50 % Ti-50 % Cu is the optimum content (hereinafter, Ti-Cu) [3]. The research maintained this ratio.

As substrates for researching of wetting processes we used polished kovar plates ($R_z \approx 0.01$ μm, thickness 0.55 mm), ceramics of VK 94-1 and $3Al_2O_3$-$2SiO_2$ brands. The mass of solders STEMET-1203 and Ti-Cu was 50 mg. The solder was installed into substrate in the shape of foil twisted into ball. Ti-Cu solder was formed by contact-reactive melting of titanium and copper foils directly by heating of samples. Before the experiment kovar substrates, STEMET-1203 solder, titanium and copper foils were cleaned in an ultrasonic bath with acetone, then rubbed thoroughly with alcohol. Ceramics of VK 94-1 and $3Al_2O_3$-$2SiO_2$ brands were annealed in vacuum oven (about 10^{-2} Pa,T = 950 ˚C) for 30 min.

The wetting characteristics were investigated by the resting drop method. The samples were heated in a vacuum oven to temperatures of 960, 990 and 1020 °C, kept for 3 minutes (heating rate is 20 °C per minute, vacuum 4×10^{-2} Pa). After cutting and etching in the 4 % nitric acid and ethanol solution samples were examined with NEOFOT-21 optical microscope and REMMA-102-02 scanning electron microscope.

The wetting angles of solders researched materials at 960, 990, and 1020 ° C temperatures were shown in [4]. The results analysis showed that Ti-Cu solder in comparison with STEMET-1203 solder has higher adhesive activity in general. The wetting angles of ceramic $3Al_2O_3$-$2SiO_2$ brand with STEMET-1203 solder are 43...47 degrees and 33...37 degrees at temperatures of 960 and 1020 ° C, respectively. In similar conditions Ti-Cu solder has wetting angle of 32...35 degrees and 22...26 degrees respectively, which is 10...15 degrees less than STEMET-1203 (Fig. 1).

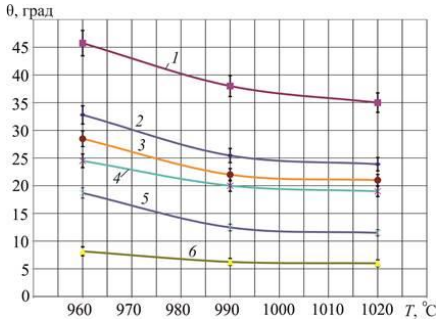


Fig. 1. Solders' wetting angles of researched materials:

1 - STEMET-1203 over ceramic of $3Al_2O_3$-$2SiO_2$ brand; 2 - Ti-Cu over ceramic of $3Al_2O_3$-$2SiO_2$ brand; 3 - STEMET-1203 over ceramic of VK 94-1 brand; 4 - Ti-Cu over ceramic of VK 94-1 brand; 5 - STEMET-1203 over kovar; 6 - Ti-Cu over kovar.

The solders' spreading appearances over kovar, ceramics of VK 94-1 and $3Al_2O_3$-$2SiO_2$ brands at the temperature of 960° C are shown on Fig. 2.

The ceramic of VK 94-1 brand is wetted with solders better than ceramic of 3Al2O3-2SiO2 brand. Measurements of wetting angles showed that STEMET-1203 solder in the process of interacting with ceramics of VK 94-1 brand, has wetting angles of 27 ... 30 degrees and 20 ... 23 degrees at temperatures of 960 and 1020 °C respectively. In similar conditions Ti-Cu solder has wetting angle of 23 ... 26 degrees and 18 ... 20 degrees respectively.

Significant superiority of the contact-reactive melting process is also observed during wetting of kovar. STEMET-1203 solder wets the kovar with wetting angles of 18...20 degrees and 10...12 degrees at temperatures of 960 °C and 1020 °C respectively. Solder Ti-Cu provides significantly better characteristics: 7...9 degrees and 5...7 degrees respectively.

The comprehensive analysis of the results showed that using of Ti-Cu solder provides an increase of adhesive activity in comparison with STEMET-1203 solder and reduces the brazing temperature by 40...90 °C average[4]. In addition, for the manufacturing of metal-ceramic pressure seal the combination of kovar – ceramics of VK 94-1 brand is optimal, because their Coefficients of Linear Thermal Expansion are almost equal [4]. The specified integrated solution guarantees to reduce residual stresses in the brazing joint and improves its stress-strain state [5].

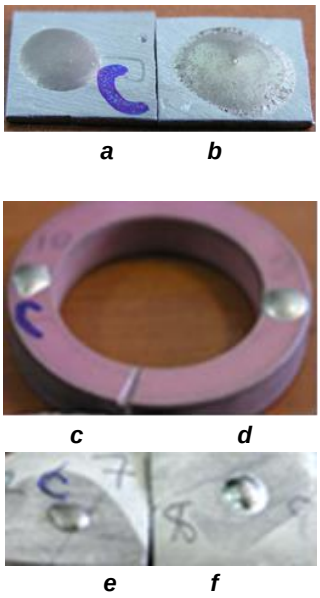


Fig. 2. Spreading appearance of STEMET-1203 (***a***, ***c***, ***e***) and Ti-Cu (***b***, ***d***, ***f***) over kovar (***a***, ***b***), ceramics of VK 94-1 (***c***, ***d***) and $3Al_2O_3$-$2SiO_2$ (***e***, ***f***) brands at temperature of 960 °C

Conclusions. 1. In the research was determined that metal-ceramic joints brazing is necessary to use active solder of the STEMET-1203 type or solder, formed by contact-reactive melting of the Ti-Cu system with the optimal ratio of 50 % Ti-50 % Cu by volume. 2.The research of the solder wetting angles which are formed by active contact-reactive melting of Ti-Cu foil over the kovar and ceramics, showed that the Ti-Cu solder has an increased adhesive activity in comparison with STEMET-1203 amorphous solder, which reduces the temperature brazing an of 40...90 °C average.

REFERENCES

[1]. Z.S. Yu; P. Yang; R.F. Li; K. Qi (2006). *Crack formation mechanisms in Al_2O_3/Kovar brazed joint*, Materials Science and Technology, Jul 2006; 22, 7. ProQuest Science Journals pg. 864.

[2]. Пономарев, В.А. (1996). Патент Российской Федерации 2058872. Москва: Роспатент, Федеральная служба по интеллектуальной собственности.

[3]. Лякишев, Н.П. (Ed.). (1997). *Диаграммы состояния двойных металлических систем (Том 2)*. Москва: Машиностроение.

[4]. Костин А.М., Лабарткава Ал.В., Мартыненко В.А. (2014). Исследование процессов взаимодействия титаносодержащих припоев с оксидной керамикой и ковaром. *Металлофизика и новейшие технологии*, 6(36), 815-827.
[5]. Махненко В.І., Єрмолаєв Г.В., Квасницький В.В., Лабарткава А.В. (2011). *Напруження та деформації при зварюванні*. Миколаїв: Видавництво НУК.

Лабарткава Олександр Володимирович, Лабарткава Андрій Володимирович, Карпеченко Антон Анатольович, Бобров Максим Миколайович, Токарєва Ольга Володимирівна
Дослідження крайових кутів змочування активних припоїв по кераміці і ковару
Анотація. *Комплексний аналіз отриманих результатів показав, що використання припою системи Ti-Cu забезпечує підвищення адгезійної активності, порівняно з припоєм CTEMET-1203, і дозволяє знизити температуру паяння у середньому на 40… 90 °C.*
Ключові слова: пайка, активні припої, крайові кути змочування, кераміка, ковар.

УДК 621.896:669.018.6

ВДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ОБРОБКИ НА ВИСОКОТОЧНИХ ЗУБОШЛІФУВАЛЬНИХ ВЕРСТАТАХ

Ніколаєв Олександр Львович, канд. техн. наук, доцент[1]; Поліщук Віталій Анатолійович, канд. техн. наук, доцент[2];
Мамонов Станіслав Вікторович, магістрант; Купріянова Ірина Олексіївна, магістрант
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, Миколаїв
[1]ORCID 0000-0003-1932-0955, [2] ORCID 0000-0003-0320-4327

Анотація. *Наведено дослідження параметрів гідравлічної системи верстатів в залежності від температури. Розроблено модель термомеханічних характеристик термо-деформаційного елемента, що працює на вигин. Розроблено конструкцію та методику проектування дроселя діафрагменно-пелюсткового типу з приводом на основі нікеліду титана. Наведено характеристики і результати дослідження розробленого дроселя.*
Ключові слова*: високоточний верстат, гідравлічна система, адаптивний дросель, термосиловий привід, термочутливі елементи, ефект пам'яті форми, нікелід титану.*

Постановка проблеми. Велике значення для забезпечення параметрів технологічного процесу при обробці на високоточному обладнанні з гідравлічним приводом подачі має сталість швидкості подачі. Незважаючи на застосування різних регуляторів тиску і витрат, швидкість подачі через зміну в'язкості і витрат мастила в залежності від температури під час прогріву до термостабілізованого режиму значно змінюється. В даний час для забезпечення сталості швидкості подачі застосовується тривале прогрівання верстата на холостому ходу до стабілізованого температурного режиму, що знижує продуктивність праці і підвищує собівартість обробки.

Метою роботи є розробка конструкції і дослідження дроселя, що дозволяє адаптивно регулювати сталість витрат мастила, а отже і величину подачі верстата незалежно від температури.

Основна частина. Для вирішення даної проблеми запропоновано використання адаптивного дроселя на основі матеріалів з ефектом пам'яті форми (ЕПФ), найбільш ефективне використання яких забезпечується в тих випадках, коли при обмежених масогабаритних показниках потрібно отримати малі переміщення або швидкості виконавчих органів [1].

Розроблено конструкцію дроселя діафрагмово-пелюсткового типу з термосиловим приводом на основі нікеліду титану, що має ЕПФ. Конструкція складається з рухомого і нерухомого кілець, між якими розташовані 6 пелюсток діафрагми, відкриття і закриття яких здійснюється елементом з ЕПФ, що працює на вигин.

Математичну модель термомеханічних параметрів пружинних елементів з ЕПФ розроблено в роботі [2].

Термомеханічні параметри для термочутливого елемента (ТЧЕ), що працює на вигин, описуються системою рівнянь:

$$\begin{cases} \dfrac{d\sigma}{dt} = K\dfrac{d}{dt}(E[\varepsilon - \varepsilon_{об} - \varepsilon_{ос}]^m); \\ \xi = 1 - e^{a_M b_M (M_н - T) + a_M \sigma}; \\ \xi = e^{a_A b_A (A_н - T) + a_A \sigma}; \end{cases} \quad (1)$$

за умов

$$\left.\begin{array}{l} a_M b_M (M_н - T) + a_M \sigma \le 0; \\ a_A b_A (A_н - T) + a_A \sigma \le 0; \\ \varepsilon_{ос} + \varepsilon_{об} \le \varepsilon \le \varepsilon_н, \end{array}\right\} \quad (2)$$

де T – температура ТЧЕ; t – час;

σ, ε – напруження и деформація вигину матеріалу ТЧЕ;

K и m – параметри матеріалу (визначаються на основі експериментальних даних); параметри матеріалу a_M, b_M, a_A, b_A в загальному випадку залежать від температури;

E – модуль зсуву, є функцією внутрішньої змінної ξ; $E = A\xi + B$;

$\varepsilon_н$ – кутова деформація наведення;

$\varepsilon_{об}$ – оборотна деформація пам'яті форми; $\varepsilon_{об} = K_1\xi$;

$\varepsilon_{ос}$ – сумарна залишкова деформація, що накопичилася після термосилового циклування; визначається в залежності від кількості циклів N і деформації наведення:

$$\varepsilon_{ос} = u_0(\varepsilon_н) + u_1(\varepsilon_н)\exp[Nu_2(\varepsilon_н)]$$

Коефіцієнти A, B, K_1 визначаються з граничних умов:

при $T < M_к$: $\xi = 1$, $E = E_M$, $\varepsilon_{об} = \varepsilon_{об}^{max}$;

при $T > A_к$: $\xi = 0$, $E = E_A$, $\varepsilon_{об} = 0$.

Тоді $A = E_M - E_A$; $B = E_A$; $K_1 = \varepsilon_{об}^{max}$ і відтак

$$E(\xi) = (E_M - E_A)\xi + E_A; \qquad \varepsilon_{об}(\xi) = \varepsilon_{об}^{max}\xi .$$

Друге і третє рівняння (1) описують кінетику фазового перетворення (ФП) аустенітно-мартенситного стану.

Рівняння $0 = \varphi(\sigma, T)$, $1 = \varphi(\sigma, T)$ визначають граничні поверхні в просторі напруження - температура. Положення точок (σ, T) на цих поверхнях відповідає початку і кінцю ФП відповідно, а всі точки між зазначеними поверхнями – процесу розвитку фазового переходу.

В основу розрахунку і проектування дроселя покладено сталість витрат мастила незалежно від температури, що забезпечується за рахунок автоматичної зміни діаметра дроселя за допомогою термосилового приводу на основі елемента з ЕПФ.

Необхідний діаметр дроселя для забезпечення сталості витрат визначається за формулою [3]:

$$Q = \mu F v\sqrt{\zeta} ,$$

де μ = 0,65 – коефіцієнт витрат в робочому діапазоні змін числа Рейнольдса практично не змінюється; $F = \pi d^2/4$ – площа прохідного перерізу дроселя; d – розрахунковий діаметр дроселя; v – швидкість протікання рідини через дросель; ζ– характеристика дроселя.

Характеристика дроселя ζ і швидкість рідини v визначаються експериментально, деформація-переміщення пружини з ЕПФ знаходиться за методикою [4]. Тоді розрахунковий діаметр проектованого дроселя визначається виразом:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi\mu v\sqrt{\zeta}}} .$$

Задаючись сталістю витрат мастила і підставляючи значення швидкості рідини через дросель, знаходимо необхідні значення діаметрів дроселя при різних температурах. Гідравлічні і розрахункові

характеристики запропонованого дроселя для внутрішнього діаметра трубопроводу 14 мм і мастила марки МС20 наведені в таблиці 1.

Таблиця 1. Характеристики проектованого дроселя

Температура мастила T, °С	Характеристика дроселя $\sqrt{\zeta}$	Швидкість протікання мастила через дросель ν, м/с	Деформація – переміщення пружини з ЕПФ δ, мм	Розрахунковий діаметр дроселя d, мм
20	1,539	1,675	1,95	14,0
25	1,427	1,950	2,57	13,5
30	1,337	2,217	3,3	13,1
35	1,264	2,480	3,99	12,7
40	1,2	2,754	4,65	12,4
45	1,167	2,911	5,3	12,2

Форма пазів для переміщення штифта пелюсток в рухомому кільці діафрагми визначається геометричним методом залежно від параметрів елементів діафрагменого дроселя, необхідного його діаметра і величини переміщення елемента з ЕПФ при певній температурі.

Висновки. Запропоновано конструкцію дроселя, що дозволяє адаптивно регулювати сталість витрат мастила, а відтак і величину подачі верстата незалежно від температури. Як показали дослідження, швидкість подачі верстата в інтервалі температур від 20°С до 45°С змінюється не більше ніж на 1,2%. Зміна витрат мастила в інтервалі температур 20...50°С не перевищує 1,8%, тоді як в досліджуваному верстаті вони могло досягати 24%. При цьому значно спрощується конструкція регулятора, підвищується термін служби і надійність його роботи, знижується трудомісткість його виготовлення і масогабаритні показники.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Полищук, В. А., Николаев, А. Л., Боду, С. Ж., Билошапка, В. С. (2018). Разработка элементной базы термосиловых приводов для технологического оборудования. *Shipbuilding*, №2(10), 262-269.
[2] Полищук, В. А., Николаев, А. Л. (2007). Методика расчета пружинных термочувствительных элементов с эффектом памяти формы. *Зб. наук. пр. НУК*, №2(413), 81-91.
[3] Свешников, В. К., & Усов, А. А. (1988). *Станочные гидроприводы: Справочник*. Москва: Машиностроение.
[4] Соловьев, С. Н., Николаев, А. Л., Полищук, В. А. (2005). К расчету функциональных элементов регулятора температуры системы смазки ГТД. *Авиационно-космическая техника и технология*, №10/26, 183-187.

Nikolaiev *Oleksandr*, Polishchuk Vitaliy, Mamonov Stanislav, Kupriianova Iryna

Improvement of processing technology on high-precision gear grinding machines

Parameters research of the grinder hydraulic system depending on the temperature is adduced. Thermo-mechanical characteristics model of the thermo-deformation bending elements is worked out. Construction and design methodic of the adaptive throttle with thermal actuators based on nickel-titanium alloy is elaborated. Characteristics and research results of the throttle is adduced.

Keywords: high-precision machine, hydraulic system, adaptive throttle, thermo-power drive, heat-sensitive elements, shape memory effect, titanium nickelide.

УДК 621.91.002(075.8)

РОЗРАХУНКИ ТОЧНОСТІ ОБРОБКИ НА ВЕРСТАТАХ З ЧПУ З УРАХУВАННЯМ ЗНОСУ СПРЯЖЕНИХ ПОВЕРХОНЬ ІНСТРУМЕНТАЛЬНИХ БЛОКІВ

Поліщук Віталій Анатолійович, канд. техн. наук, доцент[1];
Ніколаєв Олександр Львович, канд. техн. наук, доцент[2];
Мамонов Станіслав Вікторович, магістрант;
Купріянова Ірина Олексіївна, магістрант
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, Миколаїв
[1] ORCID 0000-0003-0320-4327, [2] ORCID 0000-0003-1932-0955

Анотація. *У роботі наведено основи розрахунків точності обробки на верстатах з числовим програмним управлінням. Розглянуто можливість підвищення точності обробки за рахунок зменшення складових сумарної похибки налагодження.*
Ключові слова*: точність обробки; верстати з числовим програмним управлінням; знос спряжених поверхонь; інструментальні блоки.*

Необхідним фінішним етапом розробки технологічного процесу механічної обробки деталей є розрахунки точності обробки. Особливо це важливо за умов автоматичного виконання процесу обробки, до якого зокрема належить обробка на верстатах з ЧПК. Розрахунки точності для таких умов обробки є базовою підставою забезпечення необхідної якості виготовлюваних деталей, а також забезпечення певного, визначеного розрахунками часу необхідних умов роботи технологічної системи (обладнання, оснащення та інструмента) без участі обслуговуючого персоналу (роботи обладнання у безлюдному режимі) [1,2].

Метою роботи є зменшення впливу зносу спряжених поверхонь елементів технологічних систем на точність обробки на верстатах з ЧПУ.

Об'єктом дослідження є процеси появи та розвитку похибки від зносу інструментальних блоків на верстатах з ЧПУ, а також її вплив на сумарну похибку механічної обробки на металорізальних верстатах.

На сьогодні існує методика розрахунку точності обробки на верстатах з ЧПК, за якою підсумкова похибка обробки тіл обертання визначається за формулою [3]:

$$\Delta_{\Sigma} = \frac{2}{k}\sqrt{(k_1\Delta\varepsilon_y)^2 + (k_2\Delta_{пр})^2 + (k_3\Delta_н)^2 + (k_4\Delta_{зн})^2 + (k_5\sum\Delta_{вс})^2 + (k_6\Delta_т)^2 + (k_7\Delta_{р.п})^2 + (k_8\Delta_{в.п})^2},$$

де $\Delta\varepsilon_y$ – елементна похибка при встановленні заготовки; $\Delta_{пр}$ – похибка через пружні деформації системи верстат-пристосування-інструмент-деталь (ВПІД); $\Delta_н$ – похибка від налагодження верстата; $\Delta_{зн}$ – похибка через розмірний знос інструмента; $\Delta_{вс}$ – похибка через геометричні неточності верстата; $\Delta_т$ – похибка через температурні деформації системи ВПІД; $\Delta_{р.п}$ – похибка від розробки програми для верстата з ЧПК; $\Delta_{в.п}$ – похибка від відпрацювання програми верстатом; k, k_1, …, k_6 – коефіцієнти відносного розсіювання.

При обробці деталей на верстатах з ЧПК однією з суттєвих складових сумарної похибки, і можна сказати, домінуючою є похибка від налагодження $\Delta_н$, яка може складати до 40% від сумарної. Домінуючі елементи похибки, які є складовими сумарної, завжди викликали інтерес у технологів з точки зору поняття їх природи та розробки заходів по їх зменшенню (повне усунення у більшості випадків неможливе).

Як і всі наведені у формулі елементні похибки, похибка від налагодження $\Delta_н$ є складною і складається з таких частин [3]:

$$\Delta_н = k\sqrt{\Delta_{ни}{}^2 + \Delta^2_{нб} + \Delta^2_{нф} + \Delta^2_{н.изм} + \Delta^2_{н.изн}},$$

де $\Delta_{ни}$ – похибка від налагодження інструмента у блоці (5…7 мкм); $\Delta_{нб}$ – похибка від встановлення налагодженого блока у гніздо верстата; $\Delta_{нф}$ – похибка від фіксації обертового пристрою інструментального вузла верстата (різцеутримувача, револьверної головки, тощо); $\Delta_{н.изм}$ – похибка вимірювального пристрою, що застосовується при налагодженні; $\Delta_{н.изн}$ – нова група похибок, яку варто враховувати при розрахунках і яка розглядається у наступному дослідженні.

$\Delta_{н.изн}$ – це похибка від зносу посадкових місць інструментальних блоків та верстата, від зносу вузлів фіксації обертових пристроїв верстата. Вплив цієї групи похибок може бути досить суттєвим на похибку налагодження $\Delta_н$, а у кінцевому випадку – і на сумарну похибку обробки.

Попередніми розрахунками можливих значень похибки від установлення інструментального блока на верстаті $\Delta_{нб}$ та похибки фіксації інструментального блока $\Delta_{нф}$ встановлено, що вони можуть складати до

70% від $\Delta_н$, а у випадку зносу посадкових поверхонь понад конструкторські допуски можуть звести нанівець точнісні можливості інструментального налагодження блоків поза верстатом. Частково ці похибки ($\Delta_{нб}$ та $\Delta_{нф}$) можна компенсувати додатковим підналагодженням безпосередньо на верстаті при встановленні пробної деталі – однак це додаткова робота, яка за часом дорівнює часу налагодження інструментального блока поза верстатом.

Відносно збільшення значення похибки від фіксації обертових вузлів верстата $\Delta_{нф}$ за розрахунок їх підвищеного зносу, то підналагоджувальною компенсацією цю похибку зменшити практично не можливо, так як розсіяння похибок має випадковий характер.

Висновок. Отже, для можливості суттєвого зменшення складових сумарної похибки налагодження $\Delta_н$ і загальної похибки обробки деталі розроблено ряд технологічних заходів по збереженню вузлів фіксації та конструктивні заходи по підвищенню точності цих вузлів технологічної системи. А саме, налагоджування інструментальних блоків окремо на спеціальних мікроскопах, підвищення зносостійкості посадкових поверхонь інструментальних блоків за рахунок раціональної термообробки та хіміко-термообробки, підбір належного матеріалу блоків, хромування робочих поверхонь, напилювання спеціальними покриттями тощо.

Подальше накопичування та систематизація статистичного матеріалу за результатами вимірів цієї складової похибок дозволить отримати довірчий проміжок очікуваних похибок цього виду для урахування їх у балансі сумарної похибки обробки деталі.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Денисенко, А. Ф., & Петрунин, В. И. (2011). *Учет контактных процессов при оценке точности закрепления оправки в шпинделе станка.* Самара: Самарский государственный технический университет.

[2]. Пуховский, Е. С., & Масников, Н. Н. (1998). *Технология гибкого автоматизированного производства*. Киев: Техника.

[3]. Соловйов, С. М., & Чупріков, О. Л. (2003). *Розрахунки очікуваної точності при механічній обробці деталей на металорізальних верстатах.* Миколаїв: УДМТУ.

Polishchuk Vitaliy, Nikolaiev *Oleksandr*, Mamonov Stanislav, Kupriianova Iryna

Calculations of machining accuracy on NPC-machines taking into account the wear of the tool blocks mating surfaces

In the article essential principles of the machining precision calculation on the NPC-machines are adduced. The possibility of processing Precision improving by reducing the components of the total adjustment error is considered.

Keywords: machining precision, NPC-machines, mating surfaces wear, tool blocks.

УДК 621.793.72

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ПЛАЗМЕНЫХ ПОКРЫТИЙ

Лебедев В.А., д.т.н., ХФ НУК ім. адм. Макарова, 0000-0003-0391-6113
Лой С.А., лоцент НУК, ХФ НУК ім. адм. Макарова, 0000-0002-1936-6390
Ермолаев Г.В., к.т.н., доцент, ХФ НУК ім. адм. Макарова, 0000-0002-8903-5669
Матвиенко М.В., к.т.н., доцент, ХФ НУК ім. адм. Макарова, 0000-0002-1020-0415

МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ ПЛАЗМОВИХ ПОКРИТТІВ

[1]Лебедєв В.О., [2]Лой С.А., [3]Єрмолаєв Г.В., [4]Матвієнко М.В., Херсонська філія Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова, м. Херсон
[1]0000-0003-0391-6113, [2]0000-0002-1936-6390, [3]0000-0002-8903-5669, [4]0000-0002-1020-0415

Анотація. *Методом комп'ютерного моделювання та аналітичним розрахунком виконано аналіз напруженого стану при випробуваннях на міцність зчеплення, вигин і термостійкість зразків з напиленим покриттям. Встановлено кількісні залежності рівня напружень в них від товщини покриття і властивостей напиленого матеріалу.*

Ключові слова: *напилений шар, міцність зчеплення, вигин, термостійкість, напружений стан.*

Постановка проблемы. Для повышения работоспособности и долговечности деталей газовых турбин (в энергомашиностроении) широко используются специальные защитные покрытия [1-6]. Эти покрытия должны обладать достаточной пластичностью и прочностью и не растрескиваться под действием механических и термических нагрузок. Для оценки прочности покрытия и его сцепления с подложкой используют специальные образцы с нанесенным покрытием. В частности, наиболее распространенными способами испытаний являются методы вытягивания штифта, термоциклирования и изгиба.

В публикациях, посвященных напряженному состоянию в газотермических покрытиях [7-13], как правило, рассматривается влияние технологических факторов на величину и характер распределения остаточных напряжений и практически отсутствуют данные об их уровне и распределении в образцах при силовом нагружении. Поэтому изучение напряженного состояния при различных методах испытаний (отрыве, изгибе и нагреве-охлаждении образцов с покрытиями) и влияния на него различных факторов **актуально**.

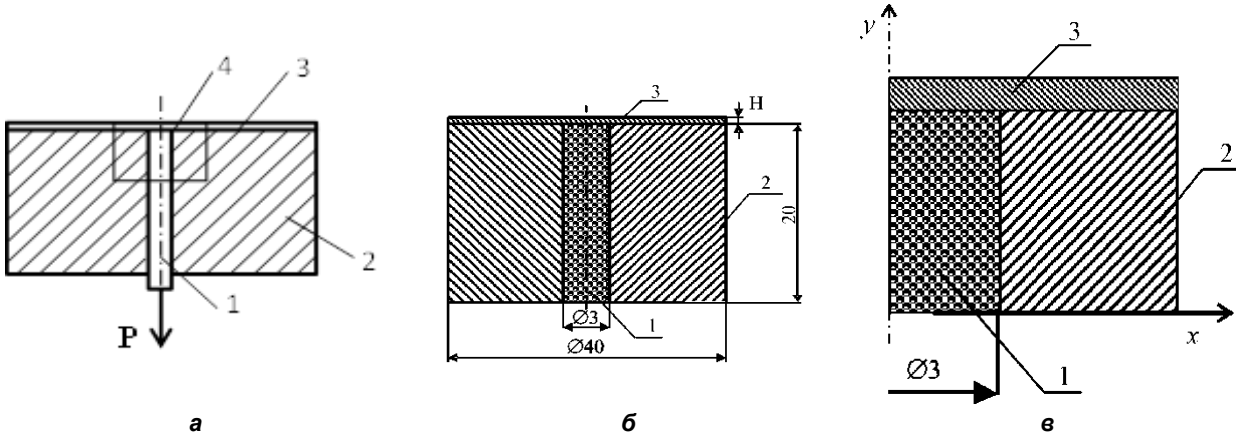
Цель работы – исследование напряженного состояния при испытаниях на прочность сцепления, изгиб и термостойкость образцов с напыленными покрытиями и установление количественных зависимостей уровня напряжений в них от толщины покрытия и свойств напыленного материала.

Изложение основного материала

Исследования выполнялись методом компьютерного моделирования на базе метода конечных элементов (КЭ) с использованием лицензионного программного комплекса ANSYS. Для испытаний на отрыв исследовали образцы типа втулки со штоком с нанесенным на их верхнюю поверхность покрытием [14]. Общий вид исследованных узлов, физические и конечно-элементные модели исследованной области показаны на рис. 1. Решалась осесимметричная упругая задача. Варьировались толщины и модуля упругости материала покрытия. Модуль упругости образца для испытаний (втулки и штифта) принимался при этом постоянным. Узлы нагружались приложением к штоку растягивающей нагрузки *P*, создающей в нем напряжения 20 МПа.

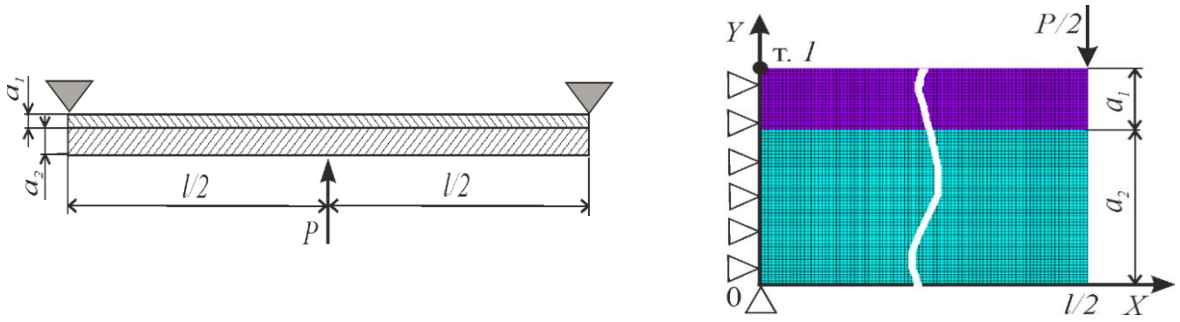
Для испытания на изгиб исследования выполнялись аналитическими расчетами (упругая стадия нагружения) и методом компьютерного моделирования (упругое и упруго-пластическое нагружение). Изучалось НДС образцов типа плоской пластины (полосы) с нанесенным на верхнюю поверхность покрытием [15]. Физические и конечно-элементные (КЭ) модели показаны на рис. 2.

Анализировались поля и эпюры напряжений в упругой и пластической стадиях работы на образцах с покрытием при нагружении изгибом сосредоточенной силой. Соответственно, рассматривалось два варианта деформирования: вариант упругий, в котором материалы подложки и напыленного слоя деформируются упруго, и вариант упруго-пластический, в котором в подложке появляются пластические деформации при достижении напряжениями предела текучести.



а ***б*** ***в***

Рис. 1 – Образец для испытаний на отрыв (а), физическая (б) и КЭ (в) модели исследуемой области (1 - шток, 2 – втулка, 3 – покрытие, 4 – моделируемая область)



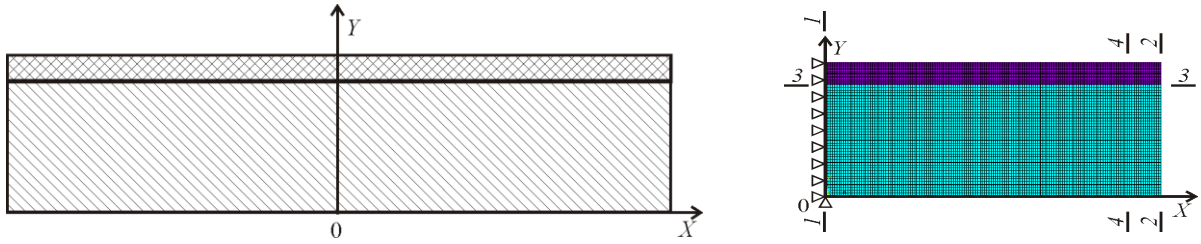
а **б**

Рис. 2. Схемы физической (а) и КЭ (б) моделей образца с покрытием для испытания на изгиб

Длина и ширина физической модели во всех вариантах оставались постоянными, равными l =100 мм и b = 20 мм. Толщины подложки a_2 принимались 1 мм и 2 мм, при этом толщина напыленного слоя a_1 изменялась в пределах 0,2, 0,4 и 0,6 мм и 0,4, 0,8 и 1,2 мм, так, чтобы относительная толщина a_1/a_2 в обоих вариантах толщин подложки оставалась постоянной, равной 0,2, 0,4 и 0,6. Изучались три варианта покрытий: малой (мягкий слой), нейтральной и большой (жесткий слой) жесткости по отношению к основному металлу. Во всех вариантах упруго-пластической задачи прочность (предел текучести) материала покрытия принимался больше, чем у материала подложки, чтобы пластические деформации развивались только в ней.

Для испытаний на термостойкость исследовали образцы типа плоской пластины с нанесенным на верхнюю поверхность покрытием, которые обычно используются при испытаниях на термостойкость. Физические и конечно-элементные (КЭ) модели показаны на рис. 3. Анализировались поля и эпюры напряжений в упругой стадии работы на образцах с покрытием при повышении температуры на ΔT=100 град [16]. Изучались два варианта моделей: с покрытием малой и большой жесткости. В обоих вариантах КЛТР материала покрытия принимался меньше, чем у материала подложки.

При испытании прочности напыленного слоя на отрыв наиболее загруженная зона расположена вблизи точки соединения шток-втулка у поверхности раздела покрытия и подложки. Наибольшие напряжения отрыва увеличиваются с увеличением жесткости напыленного слоя. Методами аналитического расчета и компьютерного моделирования установлены количественные зависимости напряжений при изгибе образцов с напыленным слоем.



а **б**

Рис. 3. Физическая (***а***) и конечно-элементная (***б***) модели образца с покрытием для испытания на термостойкость

Анализ результатов расчетов показал, что уровень максимальных нормальных напряжений как в напыленном слое, так и подложке, значительно (на 2 порядка) превышают касательные. Характер распределения напряжений существенно зависит от соотношения толщин покрытия и подложки и не изменяется при пропорциональном их увеличении или уменьшении. На уровень напряжений при неизменной толщине подложки влияет как относительная толщина напыленного слоя, так и его жесткость. Максимальные напряжения в покрытии снижаются с увеличением его относительной толщины и увеличиваются с ростом его относительной жесткости. При термоциклировании уровень и характер распределения продольных напряжений на большей части образца может быть определен аналитическим расчетом, а поперечные и касательные напряжения только компьютерным моделированием. При термоциклировании образцов с покрытием в последнем создаются растягивающие напряжения, создающие условия для хрупкого разрушения, как на стадии нагрева (продольные в средней части образца), так и на стадии охлаждения (поперечные на торцевых поверхностях). Вблизи торцов на границе раздела возникают касательные напряжения, создающие условия для отслоения.

Выводы

1. Методами аналитического расчета и компьютерного моделирования установлены количественные зависимости напряжений при нагреве и охлаждении образцов с напыленным покрытием.

2. Уровень и характер распределения продольных напряжений на большей части образца с напыленным покрытием могут быть определены аналитическим расчетом, поперечные и касательные напряжения –только компьютерным моделированием.

3. При термоциклировании образцов с напыленным покрытием в последнем создаются растягивающие напряжения, создающие условия для хрупкого разрушения, как на стадии нагрева (продольные в средней части образца), так и на стадии охлаждения (поперечные на торцевых поверхностях). Вблизи торцов на границе раздела возникают касательные напряжения, создающие условия для отслоен.

4. Представленные результаты могут быть использованы как при разработке методик испытания образцов с напыленным слоем, так и при анализе и количественном сравнении результатов испытаний.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

1. Гецов Л.Б. Детали газовых турбин. - Л.:Машиностроение, 1982. – 296 с.
2. Коломыцев П.Т. Газовая коррозия и прочность никелевых сплавов.-М.:Металлургия, 1984. – 215 с.
3. Мовчан Б.А., Малашенко Н.С. Жаростойкие покрытия, осаждаемые в вакууме. - Киев: Наукова думка, 1983. – 231 с.
4. Лой С.А., Дубовой А.Н. Плазменное напыление защитных покрытий на детали горячего тракта судовых турбин /Збірник наукових праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 1999. - № 6 (366). – С. 105 – 109.
5. Лой С.А., Дубовой А.Н. Повышение эффективности плазменного напыления защитных покрытий /Збірник наукових праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 1999. - № 2 (362). – С. 68 – 75.
6. Елисеев Ю.С., Абраимов Н.В., Крымов В.В. Химико-термическая обработка и защитные покрытия в авиадвигателестроении: Учеб. пособие для вузов. – М.:Высшая школа, 1999. – 525 с.
7. Термостойкость азотированной стали Н26Ю3ТБ / Бильченко А.В., Горбач В.Г., Дудка А.И., Любомский А.В. //Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Вип. 120/2011. Серія: Механіка, енергетика, екологія. — Севастополь: СевНТУ, 2011.. – С. 131 – 136.
8. Хаскин В.Ю. Комбинированное лазерно-микроплазменное нанесение керамических покрытий на стали // Доповіді Національної академії наук України, 2007, № 8. – С. 99 – 102.
9. Лузан С.А., Кальянов В.Н. Исследование остаточных напряжений в напыленных покрытиях // Сварочное производство, № 1, 1986. – С. 2 – 4.
10. Долгов Н.А. Метод определения модуля упругости газотермических покрытий // Порошковая металургія, 2004, № 7/8. – С. 110 – 115.
11. Похмурский В. И., Студент М. М., Довгунык В. М., Сидорак И. И., Дзьоба Ю. В., Рябцев И. А. Возникновение и перераспределение внутренних напряжений в электродуговых покрытиях во время их формирования // Автоматическая сварка. – 2006. - № 10. – С. 15 – 19.
12. Кулик А.Я. Остаточные напряжения в оксидных плазменных покрытиях / А.Я. Кулик, Е.А. Шаронов, А.Ю. Мезерницкий // Теория и практика газотермического нанесения покрытий. – Рига: Зинатне, 1980. – Том 2. – С. 12 – 16.
13. Куприянов И.Л., Геллер М.А., Горелик Г.Е, Мазовко А.В. Теплообмен и термические напряжения при нанесении газотермических покрытий на положку // Физика и химия обработки материалов, 1988. - № 3. – С. 27 – 31.
14. Напряженное состояние напыленного покрытия при испытаниях на отрыв / В.А. Лебедев, Г. В. Ермолаев, С. А. Лой, М. В. Матвиенко // Упрочняющие технологии и покрытия. – 2014. – № 12. – С. 8-12.
15. Напряженное состояние плоских образцов с напыленным слоем при испытаниях на изгиб / В. А. Лебедев, Г. В. Ермолаев, С. А. Лой, М. В. Матвиенко // Авиационно-космическая техника и технология, 2019, № 4(156). – С. 63-72.
16. Напряженное состояние напыленного покрытия при испытаниях на термостойкость / В.А. Лебедев, Г. В. Ермолаев, С. А. Лой, М. В. Матвиенко // Упрочняющие технологии и покрытия. – 2014. – № 11. – С. 8-12.

V. Lebedev, S. Loi, G. Ermolaev, M. Matviienko,

MODELING THE STRESSED STATE OF PLASMA COATINGS

Annotation. *The method of computer simulation and analytical calculation performed the analysis of the stress state during tests for adhesion, bending and heat resistance of samples with sprayed coatings. Quantitative dependences of the level of stresses in them on the thickness of the coating and the properties of the sprayed material are established.*

Key words: *sprayed layer, adhesive strength, bending, heat resistance, stress state.*

УДК 628.161

СПОСОБИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ІОНІТОВИХ ФІЛЬТРІВ УСТАНОВОК ВОДОПІДГОТОВКИ

Луняка К.В., д.т.н., професор
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Херсонська філія, Україна,
lunyaka213@ukr.net

Анотація. *Отримані дані, що дозволяють провести порівняльну характеристику прямотечійної й протитечійної схем регенерації катіонітових фільтрів розчином хлориду натрію. Показано, що використання протичечійної схеми сприяє зменшенню залишкової жорсткості води, витрати солі на регенерацію катіоніту і води на власні потреби, збільшенню продуктивності фільтру.*

Ключові слова: *якість води для живлення котлів; регенерація іонітового фільтру; прямотечійна і протитечійна схеми.*

Короткий огляд схем регенерації іоніту

Вимоги до якості води для живлення котлів досить жорсткі, особливо це стосується води для парових котлів. Так, загальна жорсткість живильної води для парових котлів в залежності від тиску коливається у межах 0,3-0,005 мекв/л, а для водогрійних – 150-5000 мг/л [3]. Тому підготовку живильної води проводять досить ретельно. Однією зі стадій водопідготовки є видалення з води солей – знесолення. Від правильного вибору схеми та обладнання для знесолення залежить якість підготовки води й економічні затрати на проведення цього процесу. В умовах економічної кризи, коли підприємства повинні особливо ретельно рахувати витрати на хімматеріали, обладнання, енергію тощо, і, зокрема, на регенерацію іонітів, грамотна побудова схеми водопідготовки забезпечує високу якість проведення цього процесу при мінімальних витратах.

Найбільш часто знесолення води проводять методом іонного обміну. Ця операція може проводитися в одну, дві або три ступені. У кожній ступені вода послідовно очищається спочатку на катіоніті в H- або Na-формі (при цьому витягуються всі катіони, що знаходяться у воді), а потім на аніоніті в OH-формі (при цьому витягуються аніони).

Регенерація найбільш поширеного катіонітового матеріалу – сульфовугілля – досягається пропусканням 5-10 %-ного розчину хлориду натрію. В результаті вказаної регенерації дія сульфовугілля відновлюється [1].

Існують прямотечійна і протитечійна регенерація іоніту. Якщо розчин регенерації і вода проходять шар іоніту в одному напрямку, то говорять про прямотечійну регенерацію. Протитечійна регенерація передбачає проходження розчину регенерації через шар іоніту в напрямку, протилежному пропуску води.

Найбільшого поширення в нашій країні набула технологія прямотечійної регенерації іонітів. Ця технологія застосовується вже декілька десятиліть і показала себе цілком надійною для вод малої і середньої мінералізації.

Недоліком прямотечійної регенерації є те, що при ній створюються найбільш невигідні умови для процесу зм'якшування, оскільки води з найбільшою концентрацією солей жорсткості, для грубого видалення яких достатній навіть неглибоко відрегенерований іоніт, проходять найбільш відрегенеровані шари катіоніту. І, навпаки, зм'якшувана вода, в якій різко знижена концентрація іонів Ca^{2+} і Mg^{2+}, і для подальшого зниження концентрації яких необхідне збільшення глибини регенерації іоніту, проходить через ділянки погано відрегенерованого іоніту. Тому необхідне забезпечення достатньої глибини регенерації всього шару іоніту, що обумовлює витрату солі на регенерацію з 4-6 кратним надлишком. Причому, необхідна якість води в окремих випадках при цьому не досягається, що обумовлює необхідність установки другого ступеня іонування [2].

При протитечії, наскільки погано не були б відрегенеровані останні по ходу солі й перші по ходу води шари іоніту, вони забезпечать початкове грубе видалення солей жорсткості з води. Нижній шар іоніту завжди добре відрегенерований, що забезпечує велику глибину зм'якшування води навіть при витраті солі, близької до теоретичної. Протитечійна схема, крім того, створює умови для проведення регенерації у псевдозрідженому шарі [4].

Ціллю роботи є отримання експериментальних даних, що дозволяють провести порівняльний аналіз різних схем регенерації іоніту для вибору найбільш оптимальної.

Основна частина

З цією метою були проведені експериментальні дослідження регенерації іоніту за прямотечійною і протитечійною схемами. При прямотечійній схемі як катіоніт використовувалось сульфовугілля, при протитечійній – сульфовугілля і катіоніт КУ-2-8.

Дослідження проводились на прямотечійних (паралельнотечійних) і протичечійних фільтрах. Конструктивна відмінність протитечійного фільтру від прямотечійного полягає у наявності додаткового (середнього) дренажно-розподільного пристрою. З цієї причини існуючі прямотечійні фільтри можуть бути легко переобладнані в стандартні протитечійні фільтри шляхом монтажу цього пристрою і незначної зміни схеми регенерації. Результати наведені в табл. 1.

Таблиця 1.

Порівняльна характеристика різних схем регенерації катіонітових фільтрів розчином хлориду натрію

Найменування показників	Схеми регенерації		
	Прямотечійна	Протитечійна	Протитечійна
Жорсткість вихідної води, мекв/л	2,0	2,0	2,0
Жорсткість зм'якшеної води, мекв/л	0,3*	0,02	0,02
Тип завантаженого катіоніту	Сульфовугілля	Сульфовугілля	Катіоніт КУ-2-8
Обмінна ємність, екв/м^3	200	200	950
Витрата солі, г/г-екв кг/добу	234 864,5	85 296,4	85 287
Витрата води на власні потреби, м^3/год. (%)	 6,3 9	 2,5 3,6	 0,8 1,1
Кількість регенерацій, рег./добу	1,3	1,23	0,25
Міжрегенераційний період роботи одного фільтру, год.	16	18	94

*Враховується тільки перша ступінь.

Отримані дані показують такі переваги протитечійної схеми перед прямотечійною:

- менша залишкова жорсткість води (50-100 мкекв/л при прямотечійній схемі і 5-15 мкекв/л при протитечійній);
- менше витрата солі на регенерацію катіоніту на 50-70 % (220 г/г-екв і 130 г/г-екв відповідно);
- зменшується витрата води на власні потреби на 30 %;
- продуктивність протитечійного фільтру в 1,5 рази вища за продуктивність прямотечійного фільтру такого ж діаметру.

Позитивний ефект від використання протитечійної схеми регенерації іоніту пояснюється тим, що при русі розчину регенерації через шар іоніту знизу наверх гранули іоніту переходять у зважений шар, при цьому спостерігається омивання кожної частинки розчином, поверхня масообміну зростає, і, відповідно, збільшується ефективність регенерації іоніту. При такій схемі оброблювана вода перед виходом з фільтру стикається з глибоковідрегенерованими шарами іоніту, внаслідок чого забезпечується підвищена якість фільтрату. Така технологія регенерації дозволяє інтенсифікувати роботу устаткування, підвищити ефективність використання іонітів, скоротити число ступенів обробки (одна ступінь фільтрів забезпечує якість двох традиційних ступенів), а, отже, і кількість устаткування, понизити витрату реагентів на регенерацію, зменшити витрату води на власні потреби та об'єм стоків. Проте при протитечійній регенерації ускладнюється конструкція фільтрів, збільшується інтенсивність регенерації і, як наслідок, кількість перемикань, що вимагає високої культури обслуговування таких установок, надійної арматури, засобів автоматизації і контролю.

При роботі протитечійних фільтрів в одну ступінь знесолення вдається одержати знесолену воду за якістю, що відповідає 2-х ступінчастому знесоленню. Питома витрата реагентів склала 1,5-1,8 г-екв/г-екв.

Подальшим методом інтенсифікації процесу регенерації іоніту може бути переведення зерен іоніту в стан віброкипіння шляхом встановлення в котіонітовому фільтрі вібраційних розпушувачів шару іоніту [4] подібних вібраційному лопатевому роторному руйнівнику склепінь [5].

Висновки

Отримані експериментальні дані з регенерації іоніту за прямотечійною та протитечійною схемами. Показані переваги протитечіної схеми, які полягають у зменшенні залишкової жорсткості води, витрати солі на регенерацію катіоніту і води на власні потреби, збільшенні продуктивності фільтру.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] ГОСТ 52127-2003. Материалы ионообменные фильтрующие систем очистки водного теплоносителя.

[2] №95109549 А. Способ противоточной регенерации ионитов и устройство для его осуществления / Балаев И.С., Михальцов А.С. - Заявка: 95109549/25, 06.07.1995; Опубл. 10.10.1997).
[3] Копылов А.С., Лавыгин В.М., Очков В.Ф. Водоподготовка в энергетике: Учебное пособие для вузов.- М.: Издательство МЭИ, 2003.- 237 с.
[4] Косигіна І.М. Регенерація іонітів у псевдозрідженому шарі. Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеню канд. техн. наук. Київ 2010.
[5] Кривенко П.В. и др. Строительные материалы. – К.: Высшая школа, 1993. – 388 с.

Lunyaka K.V.
professor of department of heating engineering of the Kherson branch of the National university of shipbuilding the names of the admiral Makarov, Kherson, Ukraine, lunyaka213@ukr.net,
Ways to increase the efficiency of ion exchange filters of water treatment plants
Annotation. *The data allowing to carry out the comparative characteristic of direct-flowing and countercurrent schemes of regeneration of cationite filters by a solution of sodium chloride are received. It is shown that the use of anti-leakage scheme helps to reduce the residual hardness of water, the consumption of salt for the regeneration of cation exchange resin and water for their own needs, increase the productivity of the filter.*
Keywords*: water quality for boiler supply; regeneration of the ion exchange filter; direct-flow and counter-current schemes.*

УДК 629.5.02

ТЕХНОЛОГИЯ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ МОДУЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ МАЛОТОННАЖНЫХ СУДОВ

Новошицкий Антон Владимирович,
канд. техн. наук, доцент кафедры ИМ и ТМ НУК, novtsm@gmail.com

Анотація. *В роботі наведена технологія і відповідне технологічне обладнання для виготовлення модульних конструкцій малотоннажних суден. Надано опис автоматизованої поточної лінії для виготовлення модульних конструкцій малотоннажних суден.*
Ключові слова*: малотоннажні судна; технологія профілювання; технологічне обладнання.*

Вступление. Основным направлением развития современного судостроения является создание автоматизированного судокорпусного производства на базе новых высокопроизводительных и ресурсосберегающих технологий, обеспечивающих кардинальное повышение точности и качества изготовления деталей судовых конструкций [1].

Внедрение новых технологий на судостроительных предприятиях позволяет снизить трудоемкость, уменьшить металлоемкость, затраты на электроэнергию, рационально использовать производственные площади, сократить сроки постройки судов, повысить рентабельность и конкурентоспособность отечественного судостроения. Оптимальным при этом является применение модульных принципов проектирования и постройки судов, что позволяет существенно повысить эффективность судостроительного производства [2].

Постройка модульных малотоннажных судов является важной и актуальной задачей судостроения. Создание маломерного речного и прибрежного флота открывает большие возможности для экономичных и экологичных водных перевозок, позволяет интегрироваться в трансевропейское речное судоходство.

К транспортным речным судам относятся грузовые, пассажирские, грузопассажирские теплоходы, паромы, буксиры, баржи. Существует потребность в таких судах в связи с увеличением объемов водных перевозок.

Для постройки конкурентоспособных малотоннажных судов традиционная технология судостроения требует усовершенствования. Корпусообрабатывающее производство включает плазовые работы, предварительную обработку листов и профилей, тепловую и механическую резку проката, гибку, механическую обработку, при этом требуется значительное количество разнообразного оборудования. Такая технология применяется при серийном строительстве судов. Большинство технологического оборудования не приспособлено для обработки тонкостенных деталей из высокопрочных сталей и легких сплавов.

Для формирования судовых корпусных конструкций в настоящее время применяют модульно-панельный метод проектирования. Типовая сварная наборная модуль-панель состоит из гладких стальных

листов, усиленных ребрами жесткости путем приварки горячекатаных сортовых профилей. Такая массивная конструкция требует большого объема сварочных работ и необходимость правки для устранения возникающего коробления. Применяется для предотвращения коробления панелей технология сварки с предварительным упругим растяжением с помощью специальной растяжной машины.

Производство тонкостенных профильных элементов, для судовых конструкций, на существующем заводском технологическом оборудовании не всегда возможно и рационально. С уменьшением их толщины традиционные технологии формообразования не обеспечивают необходимого качества.

Изготовление таких профильных элементов возможно на основе предлагаемой технологии профилирования с продольным растяжением [3]. Технология предусматривает последовательное локальное формоизменение заготовки при действии на нее продольной растягивающей нагрузки. Такая схема деформирования позволяет избежать применения мощного прессового оборудования и специальной крупногабаритной штамповой оснастки.

Конкурентоспособные малотоннажные суда должны формироваться на модульных принципах и для их постройки необходимо новая технология профилирования и соответствующее технологическое оборудование.

Целью является выбор и обоснование технологии и оборудования для изготовления модульных конструкций малотоннажных судов.

Основная часть. При модульном проектировании осуществляется комплектование конструкций разнообразных судов из ограниченного числа первичных общих конструктивных и функциональных модуль-элементов [2].

Для модульного проектирования малотоннажных судов следует провести унификацию конструкций и базовых параметров малотоннажных судов на основе модульного формирования корпусов, модульного обустройства надстроек, судовых помещений, агрегатирование движительно-рулевого комплекса и других судовых устройств.

Для строительства малотоннажных судов, учитывая их размеры и внешние действующие нагрузки, эффективным является применение модуль-панелей из гнутых тонкостенных гофрированных профилей, обладающих необходимой прочностью, жесткостью и высокой точностью. Такие детали могут изготавливаться при профилировании заготовок с продольным растяжением. Замена сварных модуль-панелей безнаборными помимо значительного снижения трудоемкости изготовления уменьшает массу судовых конструкций, особенно при применении тонкостенных высокопрочных коррозионностойких материалов.

Разработанная технология профилирования обеспечивает возможность изготовления судовых высокоточных длинномерных модуль-панелей любой конфигурации, различных размеров по толщине и ширине, в том числе рифленых и перфорированных, а также с различной продольной кривизной [3].

В результате модульного проектирования малотоннажных судов должны быть разработаны модуль-панели для корпуса судна, сортамент модуль-панелей для надстроек, служебных и жилых помещений.

По конструктивному назначению судовые модуль-панели могут быть трех типов: силовые, ограждающие и декоративные. Силовые модуль-панели применяют для формирования наружной обшивки корпуса судна. Проектные модуль-панели могут быть плоскостными и с продольной кривизной для формирования средней части корпуса. Для носовой и кормовой оконечности модульные панели могут быть с продольными криволинейными гофрами и со сложной кривизной. Конфигурация силовых модуль-панелей определяется с учетом действующих нагрузок, при этом устанавливают форму и размеры гофров и их количество. В качестве материалов для силовых модуль-панелей применимы высокопрочные хромистые стали и алюминиевые сплавы, толщиной заготовок 1,5…3 мм. Силовые гнутые профили специальной формы необходимы при установке и монтаже функциональных модуль-агрегатов судна.

Ограждающие модуль-панели из гофрированных листовых профилей предназначены для формирования наружных и внутренних переборок, палубных надстроек, входят в состав агрегатно-функциональных модулей.

Декоративные модуль-панели с учетом эстетических позиций формируют из особо тонкостенных коррозионно-стойких материалов для отделки служебных и жилых помещений судна по каркасной или безкаркасной модульной системе.

Безнаборные модуль-панели являются законченными деталями для дальнейшей сборки судовых конструкций. Из проектных силовых модуль-пенелей формируются модуль-секции, которые входят в состав объемной части корпуса судна. Из проектных ограждающих и декоративных модуль-панелей формируются

модуль-блоки надстроек. Гнутые профили малых сечений для изготовления трапов, дверей, рам, каналов проводки, стоек могут быть унифицированы.

По результатам модульного проектирования малотоннажного судна осуществляется разработка рациональных форм обводов корпуса с учетом основных положений теории корабля, создание сортамента (альбомов) модуль-панелей, унифицированных профильных деталей, конструктивных модуль-секций. Особо стоит задача выбора функциональных модуль-агрегатов, движительно-рулевого комплекса, якорно-швартовного устройства и других модуль-агрегатов.

Выбор модуль-панелей и профильных модуль-элементов для малотоннажных судов должен быть выполнен с учетом их эксплуатационных и технологических характеристик. Выбранные модуль-объекты должны обладать надлежащей технологичностью и обеспечивать модульную постройку малотоннажных судов.

Производственные возможности поточной технологической линии на основе разработанной технологии профилирования позволяют получать силовые модуль-панели для корпусов судов, модуль-панели для обустройства надстроек, жилых и служебных помещений. Возможно изготовление специальных профильных модуль-элементов для ребер жесткости, стоек, шпангоутов и других деталей.

Проектные модуль-объекты выбираются исходя из конструктивно-технологических особенностей проектируемого судна, применяемого материала, способа соединения сваркой или клепкой [3].

Гнутые профили малых сечений могут быть с прорезями, с отверстиями для соединений, сварными, рисунок 1.

Перфорированные профили создают удобство для сборки-крепления различных судовых приспособлений и устройств. Замкнутые сварные профили, (рис. 1 *г*), обладают большей прочностью и жесткостью.

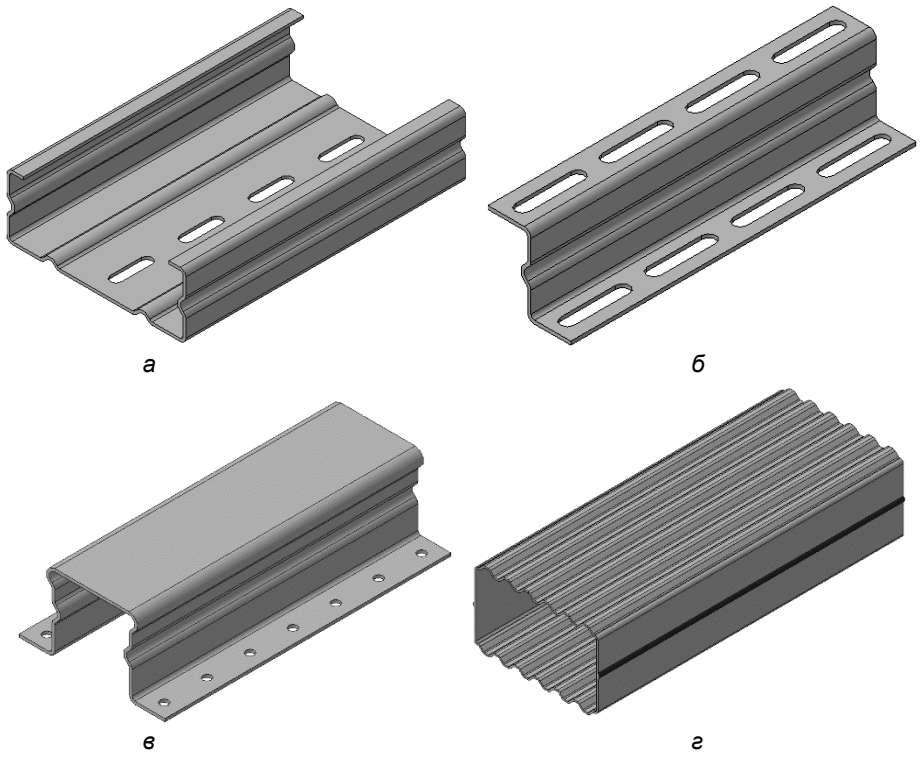


Рис. 1. Гнутые профили малых сечений
а – профиль С – образный; *б* – зетовый профиль;
в – корытный профиль; *г* – замкнутый сварной профиль

Оптимальными прочностными и технологическими параметрами для малотоннажных судов обладают двухслойные модуль-панели из плоских или гофрированных листов для наружной обшивки судна и наборных тонкостенных листовых профилей с трапецеидальными или круглыми гофрами (рис. 2). Такие модуль-панели по сравнению с применяемыми сварными модуль-панелями с набором из прокатных профилей обладают меньшей массой и меньшей трудоемкостью при изготовлении. Для набора вместо листовых гофрированных

профилей могут применяться корытные профили, рисунок 1, *в*. Высокими прочностными свойствами обладают трехслойные панели, изготовленные из двухслойных, с дополнительными гофрированными листами и пластиковым наполнителем (рис. 2). Важным является выбор материалов для модуль-объектов, исходя из условия их коррозионной стойкости.

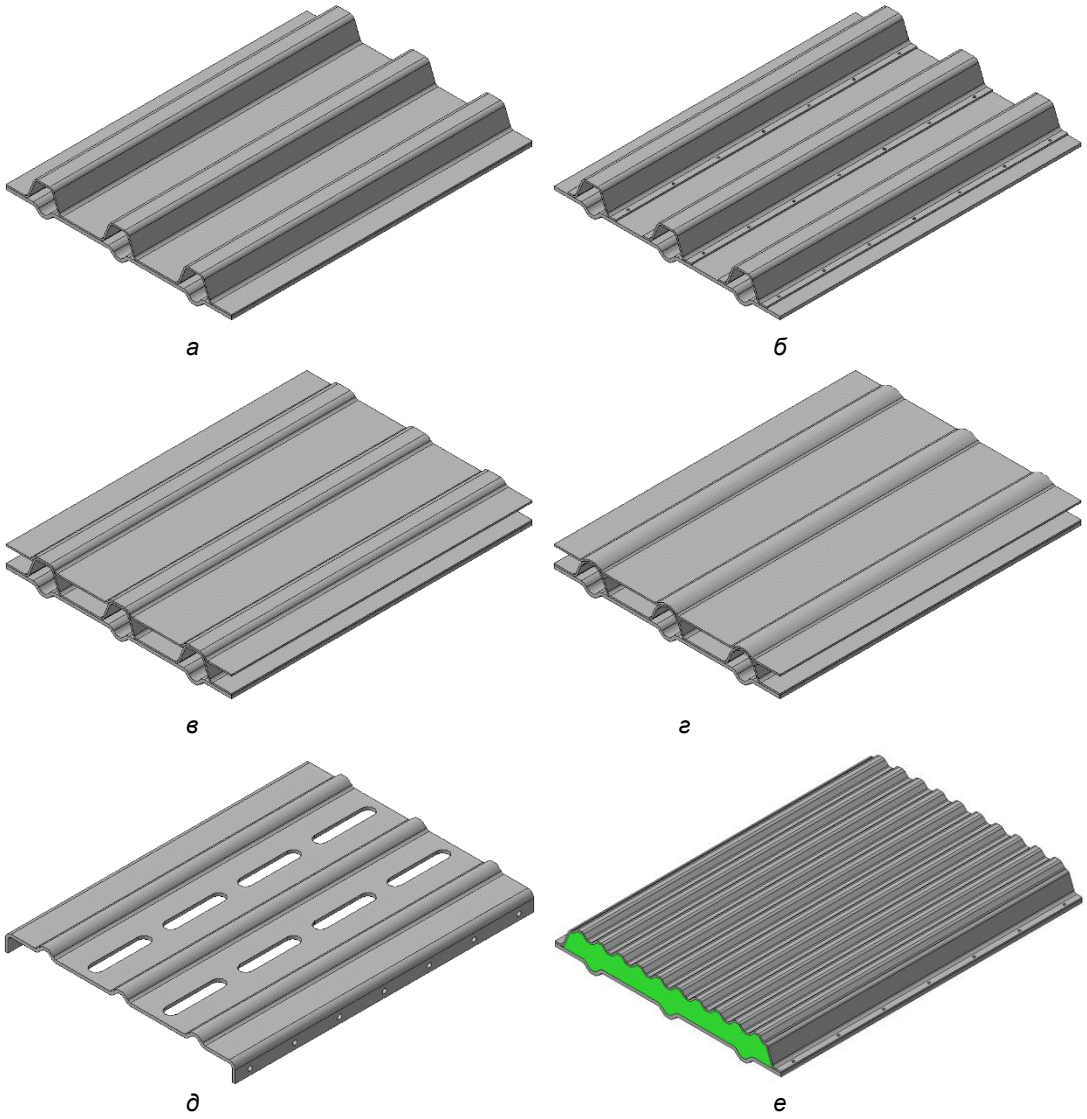


Рис. 2. Модуль-панели

а – двухслойная панель с корытными гофрами;
б – двухслойная панель с корытными профилями;
в – трехслойная панель;
г – трехслойная панель;
д – перфорированная панель;
е – трехслойная панель с полимерным наполнителем

Для строительства малотоннажных судов в условиях многономенклатурного и мелкосерийного производства необходима специальная поточная линия. Разработанная поточная линия предназначена для модульной постройки малотоннажных судов в соответствии с их конструктивно-технологическими характеристиками. Поточная линия обеспечивает осуществление основных технологических операций корпусообрабатывающего, сборочно-сварочного производства. На поточной линии реализуется технологический процесс постройки малотоннажных судов на основе модульного метода.

Технологическая схема поточной линии изготовления модульных конструкций малотоннажных судов показана на рисунке 3.

Постройка малотоннажных судов осуществляется в такой последовательности. Металл поступает в рулонах и устанавливается в разматывающее устройство. Полоса подается через направляющие валки и очистное устройство в профилирующую установку. В профилирующей установке изготавливается профиль необходимой формы. После отрезания изготовленный профильный модуль-элемент поступает на приемный стол. Модуль-панель наружной обшивки судна перемещается на построечное место. После смены технологической оснастки производится изготовление модуль-панелей надстройки, жилых и служебных помещений. Эти модуль-панели укладываются для дальнейшей обработки в контейнеры 9, 10 и направляется на участки для модульного изготовления надстроек и других судовых помещений.

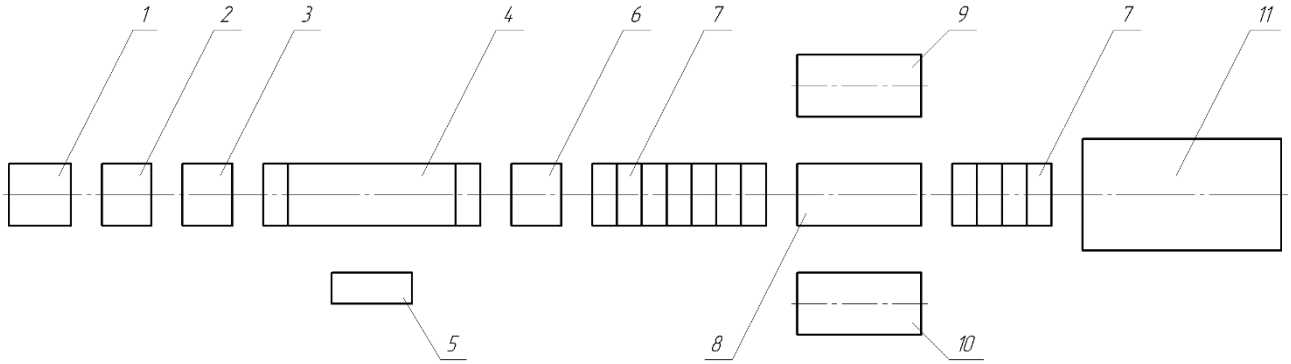


Рис. 3. Технологическая схема поточной линии изготовления модульных конструкций малотоннажных судов

1 – разматывающее устройство; *2* – направляющие валки; *3* – очистное устройство;

4 – профилирующая установка; *5* – пульт управления; *6* – отрезное устройство;

7 – рольганг; *8* – стол; *9*, *10* – контейнеры; *11* – построечное место

Метал для постройки поставляется металлургическими заводами в рулонах согласно заданным технических условиям. Размеры рулонов: 500…750 мм по внутреннему диаметру, 750…1500 мм по наружному диаметру. Партией считаются рулоны одной плавки, одной ширины, одного режима термической обработки. Предварительная правка полосовой заготовки не требуется. Рулон металла устанавливается в разматывающем устройстве с механическим приводом. В очистном устройстве производится несложная механическая очистка полосы.

В профилирующей установке производится формирование профиля, соответствующего проектным данным модуль-панелей. Профилирующая установка для модуль-панелей аналогична опытно-промышленной установке для изготовления профилей небольших сечений [3]. Для работы на поточной линии в автоматизированном режиме установка дополнительно снабжается устройствами для установки блока формирующих роликов в крайних положениях, механизмами для автоматического зажима концевых участков заготовки, создания заданной силы растяжения.

Профилирующая установка может работать с ручным или автоматизированным управлением с пульта. Перед началом работы оператор устанавливает технологическую оснастку, блок профилирующих роликов, зажимы необходимой формы, задает величину необходимого давления для натяжения полосы производится предварительное профилирование и контроль работы установки. Оптимальный режим профилирования модуль-панелей рассчитывают в зависимости от их геометрических параметров и механических характеристик материала. Растяжная профилирующая установка – новое универсальное средство технологического оснащения для судостроительных предприятий.

Система программного управления может обеспечивать выполнения необходимых операций для изготовления модуль-панелей в автоматизированном режиме.

Вначале на установке формируются корпусные модуль-панели, затем после переналадки и установки блоков роликов соответствующей формы изготавливают корпусные модуль панели необходимой кривизны для кормовой и носовой оконечностей судна. На рабочем столе модуль-панели подвергаются контролю, необходимой обработке и поступают на построечное место. Модуль-панели другой конструкции изготавливают после замены технологической оснастки.

После предварительного профилирования детали для повышения точности могут подвергаться на установке дополнительно фиксирующей растяжке при небольшом увеличении силы растяжения. При

фиксированной нагрузке могут производится на деталях дополнительные технологические операции приварки деталей, вырезки небольших отверстий и пр.

Для изготовления модуль-панелей из высокопрочных малопластичных материалов целесообразно производить местный нагрев заготовки перед профилирующими роликами пламенем газовой горелки или токами высокой частоты. В результате нагрева повышается пластичность материала и возникают более благоприятные условия деформирования. Для модуль-панелей из алюминиевых сплавов при их формообразовании возможно применение соответствующей термомеханической обработки.

На профилирующей установке возможна продольная порезка полосы с предварительным растяжением для получения заготовок другой ширины. Для этого устанавливается блок роликов с дисковыми ножницами. Можно из полосовой заготовки изготавливать одновременно несколько профилей с последующей продольной порезкой.

На типовом построечном месте для судов имеется опорно-транспортное устройство, стапельные леса, подъемно-транспортное оборудование. Опорно-транспортное устройство состоит из судовозных тележек, киль-блоков, опорных балок. Судно собирается последовательно из конструктивных и функциональных модулей. Предварительно из модуль-панелей и унифицированных деталей формируются плоскостные секции днища, палубы, бортов, поперечных переборок. Используется автоматизированные сварочные агрегаты. Производится агрегатно-модульный монтаж механизмов и оборудования.

Представленная технология и оборудование позволяют производить модульное проектирование и постройку малотоннажных судов, отвечающих требованиям современного судостроения. Поточная линия может использоваться для изготовления многих деталей судовых конструкций средне и крупнотоннажных судов.

Выводы. Конкурентоспособные малотоннажные суда должны формироваться на модульных принципах и для их постройки необходимо новая технология профилирования и соответствующее технологическое оборудование.

При модульном проектировании малотоннажных судов проводится унификация конструкций и базовых параметров малотоннажных судов на основе модульного формирования корпусов, модульного обустройства надстроек, судовых помещений, агрегатирование движительно-рулевого комплекса и других судовых устройств.

В результате модульного проектирования малотоннажных судов разработаны модуль-панели для модульных судовых конструкций.

Дано описание автоматизированной поточной линии для изготовления модульных конструкций малотоннажных судов с применением растяжной профилирующей установки.

Список литературы

[1] Рашковский А. С., Щедролосев А. В., Фарионов А. М., Цыкало Н. В., Перов В. Н., Слижевский С. Н. (2018). *Технология корпусостроительных работ.* Николаев: НУК.

[2] Адлерштейн Л. Ц., Бавыкин Г. В., Мильто А. А. и др. (1983). *Модульная постройка судов.* Л. : Судостроение.

[3] Новошицкий А. В. (2017). *Технология изготовления тонкостенных профильных элементов судовых конструкций гибкой с продольным растяжением.* Николаев : издательство Швец В. М.

Anton Novoshytskyi

Technology and equipment for the manufacture of modular designs of small ships

Annotation. *The paper presents the technology and the corresponding technological equipment for the manufacture of modular designs of small-tonnage ships. A description is given of an automated line for the manufacture of modular designs of small-tonnage ships.*

Key words: *small-tonnage ships; profiling technology; technological equipment.*

Секція. 4.
ІННОВАЦІЙНІ ЗАСОБИ УДОСКОНАЛЕННЯ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК ТА СИСТЕМ

UDK 621.45.034

THEORETICAL INVESTIGATIONS OF THE SOFC OFF-GAS AFTERBURNING PROCESS

Serhiy Serbin[1], Nikolay Washchilenko[2], Oleksandr Cherednichenko[3],
Daifen Chen[4], Yang Zongming[5]

[1, 2, 3] Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mikolayiv, 54025, Ukraine
[4, 5] School of Power and Energy, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang 212003, China
[1] serhiy.serbin@nuos.edu.ua; [2] nnuy5te@gmail.com;
[3] oleksandr.cherednichenko@nuos.edu.ua; [4] dfchen@just.edu.cn; [5] zongmingy@aliyun.com

Abstract. *Three-dimensional computational fluid dynamics (CFD) calculations of the Solid Oxide Fuel Cell (SOFC) off-gas burnout in a special designed combustor are presented. The aerodynamic structure of chemically reacting flows is determined, as well as the features of the formation of toxic components during the combustion of SOFC off-gas with very low calorific value.*
Keywords*: solid oxide fuel cell; gas turbine; marine power plant; combustor.*

Introduction. Currently, the main efforts in the field of marine engineering are aimed with improving the efficiency of energy production, transmission and use, which is possible only if the innovations are based on fundamental scientific achievements. Fuel cells are one of the promising areas for solving the problems of effective providing electric energy to consumers in various conditions [1-3].

Fuel cells have a wide range of their applications: from portable sources (10–300 W) to autonomous stationary power plants (1–10 MW and more). Their strengths are mainly associated with the high efficiency of the direct conversion of the chemical energy of the fuel into electricity. In this case, practically any hydrocarbons can be used as fuel, and air as an oxidizer. In addition, the electrochemical conversion of fuel provides a high environmental friendliness of the process of power generation. This allows the practical application of SOFC with gas turbines to generate electric and thermal energy in hybrid cycles. These hybrid cycles will be competitive for traditional complex cycles consisting of a gas turbine and a steam generator with heat recovery, because their electrical efficiency of the entire system can reach 70% or more [4–6].

The main section. The combustor in a hybrid SOFC-gas turbine system is used after the fuel cell stacks to burn the remaining fuel (generally, the fuel utilization in a SOFC stack is around 75-80%). The combustion chamber must be specially designed for the hybrid system or modified in comparison with the standard combustion chamber of a gas turbine. However, the combustion chamber can run on fuel with a very low calorific value and dilute air at high temperatures over a wide range of loads and at the same time achieve very low emissions.

For a preliminary analysis of the SOFC off-gas afterburning possibilities, the design of a traditional diffusion-type individual combustor of the gas turbine engine UGT2500 [7] was adopted as an object of investigation. This gas turbine engine has a remote combustor which consists of two vertically located combustion liners. Combustion liners are telescopically linked with a gas-collector which directs gas flow from combustion liners to a high-pressure turbine inlet.

A developed model of chemically reacting flows is based on solving an equation system which describes convection and diffusion transfer of concentrations for each of the reacting mixture components. A detailed description of the model is given in [8-10].

In the considered combustor for stabilizing the combustion of various mixtures, the presence of a vane swirler is provided. As the vane swirler passes, the primary air stream swirls and, due to the presence of centrifugal forces,

deviates from the original axial direction. In the immediate vicinity of the vane swirler, a so-called reverse current zone (recirculation zone) appears, in which, if there is combustion, hot combustion products circulate, which heat up new portions of fuel and ignite them.

The data of three-dimensional calculations (Fig. 1) show that, in contrast to traditional gaseous fuels having a high calorific value, the zone of reverse currents has a much smaller extent when burning the SOFC off-gas. This is also explained by increased axial flow rates immediately after the nozzle, because mass fuel flow rate compared with standard gaseous fuel increases significantly (to ensure the necessary heat release in the combustion chamber).

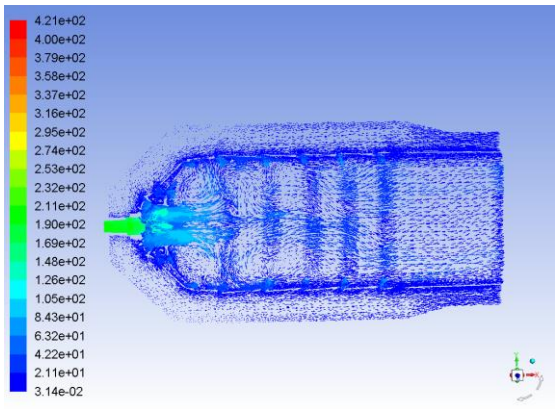


Figure 1 - Velocity vector colored by velocity magnitude, m s^{-1}

Such a changed structure of the flow in the combustion chamber determines the changes in the nature of the heat release along the length and sections of the combustion chamber. The area of active reaction and afterburning of the SOFC off-gas is shifted to the output section of the combustion chamber (Fig. 2), which negatively affects the burnout of products of incomplete combustion (carbon monoxide and hydrocarbons).

The distribution of the concentrations of chemical components in the longitudinal section of the flame tube of the combustion chamber is shown in Fig. 3. The concentration of nitrogen oxides in the exit section of the flame tube does not exceed 5 ppm, while the concentration of carbon monoxide is more than 300 ppm. For the real design of the combustion chamber, a special annular gas collector is installed behind the exit of the flame tube, which serves to direct the flow of combustion products to the nozzle blades of the gas turbine. In this annular gas collector, carbon monoxide and unburned hydrocarbons are burned out, so the concentration of carbon monoxide in the exhaust of a gas turbine engine is an order of magnitude lower.

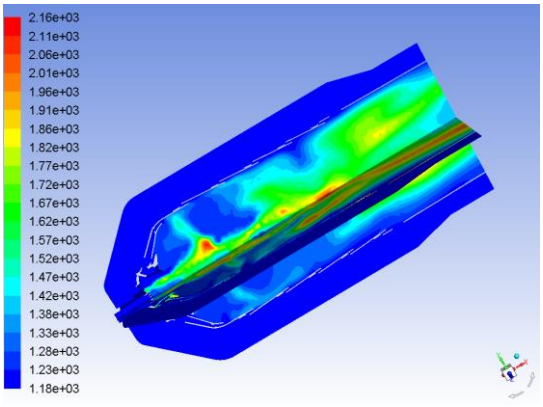


Figure 2 - Contours of temperatures, K

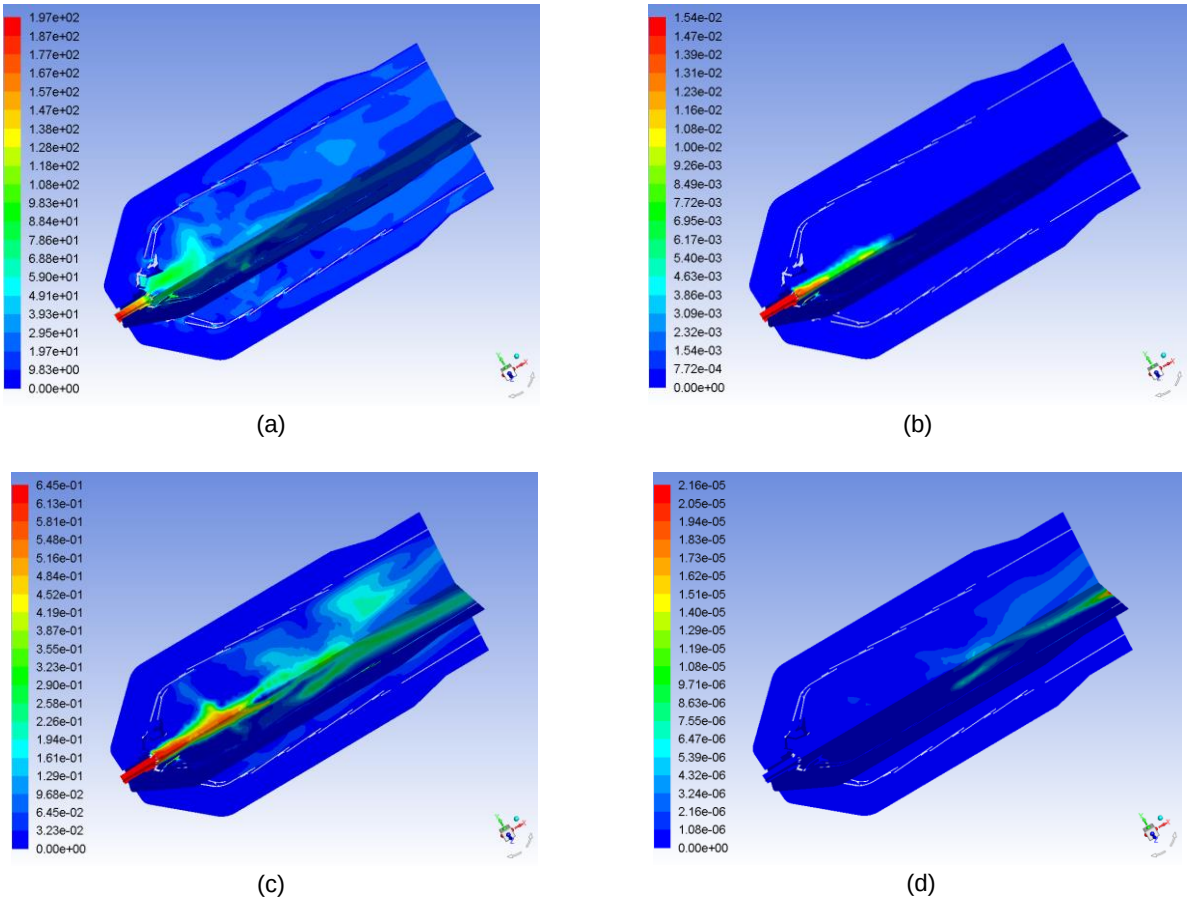


Figure 3 - Contours of mass fraction of (a) H_2; (b) CO; (c) CO_2; (d) NO

The obtained results show the possibility of organizing stable combustion of the SOFC off-gas with low calorific value in a traditional combustion chamber of a gas turbine due to the presence of a sufficient amount of hydrogen in the fuel. However, some characteristics of combustion chambers should be improved by the following modifications: the efficiency of combustion of exhaust gases (emissions of CO and unburned hydrocarbons), the temperature mode of the walls of the combustion flame tube.

References

[1]. Chen, D., Xu, Y., Tade, M. O., Shao, Z. (2017). General Regulation of Air Flow Distribution Characteristics within Planar Solid Oxide Fuel Cell Stacks. *ACS Energy Lett*, 2, 319−326.

[2]. Han, J., Charpentier, J. F., Tang, T. (2015). State of the Art of Fuel Cells for Ship Applications. HAL-01073612, https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-01073612.

[3] Suna, J., Stebeb, J., Kennellb, C. (2010). Feasibility and Design Implications of Fuel Cell Power for Sealift Ships. *Naval Engineers Journal*, 122(3), 87-102.

Cheddie DF. (2010): Integration of A Solid Oxide Fuel Cell into A 10 MW Gas Turbine Power Plant. Energies. 3:754-769. DOI: 10.3390/en3040754

[4]. Saisirirat, P. (2015). The Solid Oxide Fuel Cell (SOFC) and Gas Turbine (GT) Hybrid System Numerical Model. *Energy Procedia*, 79, 845-850.

[5] Tunca, F., Kaya, N. (2017), Thermodynamic Analysis of Gas Turbine – Solid Oxide Fuel Cell (GT-SOFC) Aircraft Auxiliary Power Unit (APU). *Int. Journal of Advances in Mechanical & Automobile Engg. (IJAMAE)*, 4(1), 10-14

[6]. Zaccaria, V., Tucker, D., Traverso, A. (2017). Gas turbine advanced power systems to improve solid oxide fuel cell economic viability. *Journal of the Global Power and Propulsion Society*, 1, 28-40.

[7]. Serbin, S., Goncharova, N. (2017). Investigations of a gas turbine low-emission combustor operating on the synthesis gas. International Journal of Chemical Engineering, 4, 1-14.

[8]. Serbin, S. I. (1998). Modeling and Experimental Study of Operation Process in a Gas Turbine Combustor with a Plasma-Chemical Element. *Combustion Science and Technology*, 139, 137-158.
[9]. Serbin, S. I., Matveev, I. B., Mostipanenko, G. B. (2011). Investigations of the Working Process in a “Lean-Burn” Gas Turbine Combustor With Plasma Assistance. *IEEE Trans. Plasma Sci.,* 39(12),3331-3335.
[10]. Matveev, I., Serbin, S. (2006). Experimental and Numerical Definition of the Reverse Vortex Combustor Parameters. *44th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, Reno, Nevada, AIAA-2006-0551, 6662-6673

Сергій Сербін, Микола Ващиленко, Олександр Чередніченко, Дайфен Чен, Янг Зонмінг
Теоретичні дослідження процесу допалювання відпрацьованих газів SOFC
Представлено результати тривимірних розрахунків процесу допалювання вихлопних газів твердооксидних паливних елементів в спеціально розробленій камері згоряння за допомогою методів обчислювальної гідродинаміки. Визначено аеродинамічну структуру хімічно реагуючих потоків, а також особливості утворення токсичних компонентів під час згоряння відпрацьованих газів SOFC з дуже низьким значенням теплотворної спроможності.
***Ключові слова**: твердооксидний паливний елемент; газова турбіна; морська електростанція; камера згоряння.*

УДК 629.5:622.691.2
АНАЛІЗ КОНФІГУРАЦІЇ СУДНОВИХ ПАЛИВНИХ СИСТЕМ ЗРІДЖЕНОГО ПРИРОДНОГО ГАЗУ
Горбов[1] В.М., к.т.н., професор, Мітєнкова[2] В.С., к.т.н., доцент
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
м. Миколаїв, Україна
[1]ORCID: 0000-0002-9697-8083, [2]ORCID: 0000-0001-5486-8559

***Анотація.** Проаналізовано конфігурацію та склад суднових паливних систем зрідженого природного газу. Представлено схемні рішення систем низького і високого тиску з кріогенними цистернами типу С. Сформульовані актуальні задачі, що слід вирішувати, при проектуванні та експлуатації суден на зрідженому природному газі*
***Ключові слова**: зріджений природний газ, кріогенні цистерни, випарений газ, теплова ізоляція*

Вступ. Нові вимоги Міжнародної морської організації (IMO) щодо максимального вмісту сірки в морських паливах вступили в дію 1 січня 2020 р. Згідно з ними вміст сірки не повинен перевищувати 0,5% поза зонами контролю емісії (SECA) і 0,1 % в SECA. Під дію нових норм попадають морські палива для головних і допоміжних двигунів і котлів [1]. Також з 1 січня 2020 р. набрав чинності Етап 2 по обмеженню емісії діоксиду вуглецю з суден, як частина глобальної стратегії щодо зниження викидів парникових газів. На Етапі 2 для нових транспортних суден, на які поширюється дія індексу енергетичної ефективності, передбачається зниження викидів CO_2 на 15-20% від нормативних значень 2013 р., що залежать від дедвейту і типу судна [2]. Що стосується емісії оксидів азоту, то цей компонент газів суднових двигунів регулюється обмежувальними кривими Tier II і Tier III, чинними з 2011 р. і 2016 р., що діють за межами особливих зон (NECA) і в таких зонах, відповідно [1]. Таким чином, в 2020 р. перед суднобудівниками і судновласниками постало серйозне завдання істотно знизити емісію відразу трьох нормованих компонентів відхідних газів.

Існує значна кількість первинних і вторинних технологій зниження викидів сірки, оксидів азоту та вуглецю у вихідних газах суднових двигунів і котлів. Але комплексним рішенням, що забезпечує одночасне зниження всіх нормованих компонентів, є використання на суднах альтернативних палив (АП) замість нафтових. Перспективними морськими АП є природний газ, метанол і нафтовий газ, що підтверджується вже наявним позитивним досвідом використання цих палив в суднових енергетичних установках (СЕУ), а також наявністю на ринку спеціалізованого обладнання [3].

Серед згаданих вище АП найбільш поширеним на суднах є зріджений природний газ (ЗПГ). Станом на кінець 2019 р. була підтверджена готовність майже 400 транспортних суден експлуатуватися на цьому паливі, більше 140 суден знаходяться в процесі побудови [4]. Якщо розглядати досвід використання метанолу, то в 2019 р. в експлуатації було 8 суден на цьому паливі, в т.ч. один круїзний лайнер і 3 танкера [5, 6]. Що стосується зрідженого нафтового газу (ЗНГ), то його використовують в якості палива лише на спеціалізованих газовозах для перевезення пропано-бутанової суміші, хоча підкреслюється його перспективність як АП і для інших типів транспортних суден [7]. Провідні класифікаційні товариства розробили правила проектування і

будівництва суден для роботи на природному газі та інших легкозаймистих паливах, розроблені нормативні документи, що стосуються експлуатації та питань безпеки при використанні цих АП. Використання ЗПГ, метанолу та ЗНГ дозволить істотно скоротити нормовані викиди сірки, оксидів вуглецю та азоту [4-7].

Ціль роботи – проаналізувати особливості паливних систем ЗПГ СЕУ для виділення основних проблемних питань, що потребують вирішення при проектуванні і експлуатації суден на природному газі.

Викладення основного матеріалу. На транспортних суднах, що не є газовозами, ЗПГ може зберігатися в циліндричних одно- або двухкорпусних цистернах (тип С згідно з класифікацією IGF Code) з різними типами ізоляції, а також в призматичних мембранних танках (тип В за класифікацією IGF Code). Робочий тиск в танках типу С може досягати 2 МПа, а для типу В – зазвичай не перевищує 0,7 бар [8]. У складі паливної системи СЕУ на ЗПГ також можуть передбачатися криогенні насоси (заглиблені або виносні), випарники високого і низького тиску, компресори, підігрівачі випареного газу і підігрівачі палива після випарників перед двигунами [8, 9]. Через досить високу вартість танків типу В, а також проектних робіт з реалізації таких рішень на суднах, що не є газовозами, існують поодинокі випадки використання цих паливних ємностей в складі паливних систем ЗПГ СЕУ [8].

Розглянемо стандартні схемні рішення для паливних систем СЕУ на ЗПГ (рис. 1) [9]. Кріогенні цистерни типу С можуть виконуватися з вакуумною або пінною ізоляцією, для другого типу можуть застосовуватися різні ізоляційні матеріали. При установці кріогенних цистерн з вакуумною ізоляцією винесений насос подачі ЗПГ розміщується в так званому «холодному ящику», де знаходиться і випарник зрідженого газу (рис. 1а). Сталевий «холодний ящик» приварюється до цистерни, що в такій комплектації розрахована на робочий тиск до 10 бар, внизу передбачено спускний отвір. Трубопровід типу «труба в трубі» для подачі ЗПГ до насоса також знаходиться в «холодному ящику», а простір між стінками заповнено азотом. Природний газ в двигун подається під тиском 4-16 бар. Паливні системи з низьким тиском подачі зазвичай використовуються для двигунів Wartsila [9].

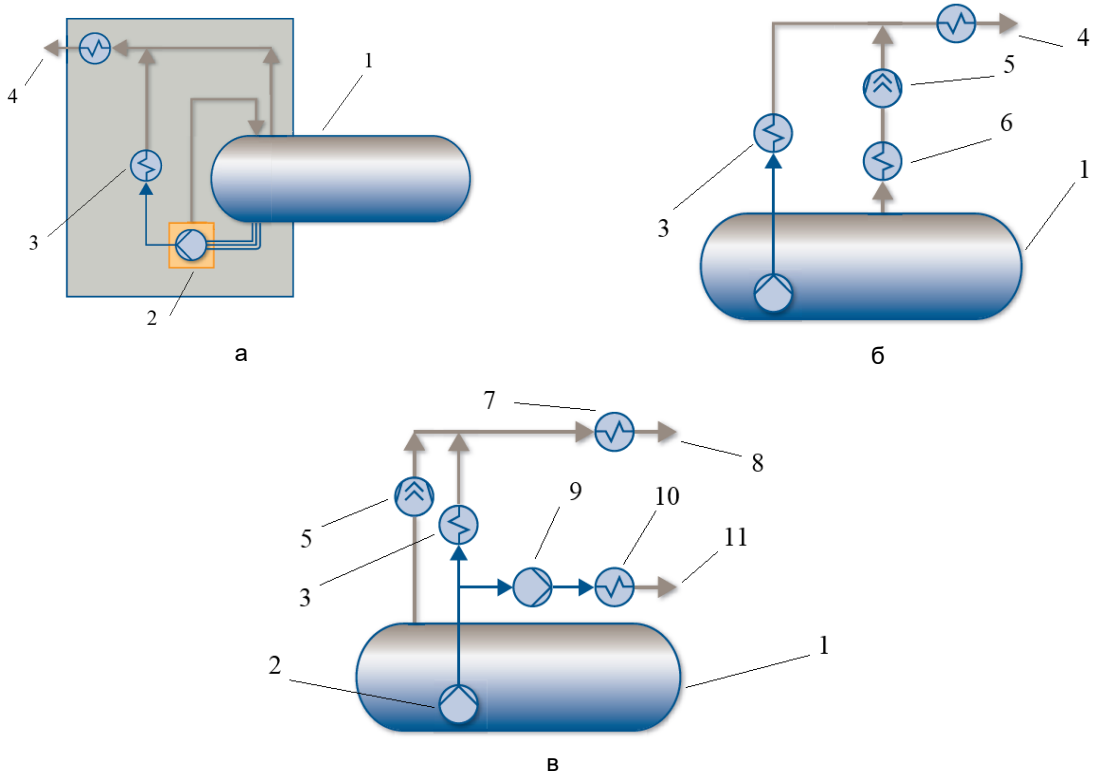


Рис. 1. Конфігурації паливних систем СЕУ на ЗПГ з цистернами типу С:
а – низького тиску, паливні танки з вакуумною ізоляцією; б – низького тиску, паливні танки з пінною ізоляцією; в – високого тиску, паливні танки з пінної ізоляцією;
1 – кріогенні цистерни; 2 – вакуумний насос; 3 – випарник ЗПГ; 4 – газ до двопаливних двигунів; 5 – компресор випареного газу; 6 – підігрівач випареного газу; 7 – підігрівач газу;
8 – газ до дизель-генераторів; 9 – газовий насос високого тиску; 10 – підігрівач газу високого тиску; 11 – газ до головного двигуна

На рис. 1б представлена ще одна схема паливної системи ЗПГ, де газ зберігається в кріогенній

циліндричній цистерні з пінною ізоляцією і робочим тиском до 4 бар. Днищевий випускний отвір як на схемі на рис. 1а не передбачено. Кріогенна рідина подається зануреним насосом у випарник, випарений газ перед подачею в двигун проходить через підігрівач. Оскільки ЗПГ зберігається при низькій температурі (до -162°С при атмосферному тиску), в результаті теплопритоків через стінки цистерни частина палива випаровується і для запобігання небезпечному підвищенню тиску випарений газ подається в підігрівач, потім стискається компресором і подається в двигун з робочим тиском від 4 до 16 бар [9].

Для двигунів виробництва MAN B&W розроблена система подачі палива високого тиску в головний двигун (до 300-350 бар) і низького (6 бар) – в дизель-генератори (рис. 1в). В цьому випадку система комплектується вакуумним танком типу С з пінною ізоляцією і робочим тиском до 4 бар, звідки занурений кріогенний насос подає ЗПГ у випарник, а далі – у допоміжні двигуни, або до газового насоса високого тиску через випарник високого тиску – до головного двигуна. Також передбачається подача випареного природного газу компресором в дизель-генератори. В якості теплоносія у випарниках і підігрівачах газу зазвичай використовується суміш «вода-гліколь» [9, 10].

Поряд з очевидними екологічними перевагами використання ЗПГ, існує ряд проблемних питань при переводі СЕУ на це паливо, що слід вирішувати при проектуванні і експлуатації суден.

На основі аналізу складу обладнання і конфігурації паливних систем, а також враховуючи теплофізичні характеристики зрідженого природного газу, можна сформулювати актуальні задачі, які слід вирішувати при експлуатації транспортних суден (виключаючи газовози):

– відповідно до вимог IGF Code максимальний рівень наповнення кріогенних цистерн типу С не може перевищувати 98% (в деяких випадках 95%), цей рівень також залежить від густини ЗПГ, прийнятого на борт при бункерування, що зменшується при зниженні тиску зберігання. Залежно від умов зберігання палива при незмінній масі об’єм і ступінь заповнення цистерн будуть змінюватися.

– внаслідок теплопритоків через зовнішню поверхню паливних танків частина ЗПГ випаровується, в результаті чого збільшується тиск в цистерні, а випарений газ потрібно періодично відбирати. Кількість газу, що утворився при випаровуванні, а також необхідна частота відбору залежать від температури зберігання палива і ступеня заповнення цистерни і змінюється протягом рейсу.

– якщо відсутній регулярний відбір палива при відносно тривалому рейсі (наприклад, ЗПГ використовується тільки в SECA і NECA), виникає питання періодичного спалювання випареного газу в двигунах, тобто періодичної зміни їх режимів роботи з дизельного на газовий;

– різні параметри зберігання ЗПГ і кількість випареного газу будуть впливати на параметри іншого обладнання паливних систем: продуктивність і потужність кріогенних насосів і компресорів, витрата теплоносія у випарниках і підігрівачах, на раціональне завантаження цього обладнання в залежності від співвідношення між рідкою і газоподібною фазами палива;

– якщо проектом передбачено зберігання ЗПГ на палубі судна в декількох стандартних контейнерах-цистернах, що замінюються під час стоянки в порту з порожніх на повні, то слід вирішувати питання з випареним газом, відносна кількість якого буде більше, ніж при використанні 1-2 стаціонарних кріогенних цистерн великого обсягу, через більшу сумарну площу поверхню при однаковій масі палива.

Висновки. Використання альтернативних палив на суднах може забезпечити одночасне зниження всіх трьох нормованих компонентом емісії. Найбільш перспективним є використання ЗПГ в якості повної або часткової альтернативи морським нафтовим палив. Найбільш поширеним і ефективним варіантом зберігання ЗПГ в якості суднового палива (за виключенням газовозів), є циліндричні цистерни типу С, розраховані на тиск до 2 МПа

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Prevention of Air Pollution from Ships. Retrieved from http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/Air-Pollution.aspx.

[2] IMO (2016). Train the Trainer (TTT) Course on Energy Efficient Ship Operation. Module 2 – Ship Energy Efficiency Regulations and Related Guidelines.

[3] Gorbov, V. M., Mitienkova, V. S., Serbin, S. I. (2010). *Alternative Fuels in Ship Power Plants*: Monograph. – Mykolaiv: publisher Torubara V. V., 2017. ISBN 978-617-7472-14-7.

[4] Yoo, S. I. (2019). Global Status and Outlook of LNG Fuelled Ship & LNG Bunkering. *International LNG Fuelled Ship & Bunkering Conference*.

[5] Methanol as an alternative fuel in shipping (2017). Retrieved from https://greenshipping-niedersachsen.de/CMSPages/GetFile.aspx?guid=6c8a164b-970f-4bad-91c9-41f99eef944d&disposition=attachment.

[6] Methanol an ultra clean marine fuel solution (2017). Retrieved from http://www.methanol.org/wp-content/uploads/2017/06/Jason-Chesko-Methanol-Vessel-Fuel-Blending.pdf.

[7] Make room for LPG as a marine fuel (2020). Retrieved from https://www.hellenicshippingnews.com/make-room-for-lpg-as-a-marine-fuel/.
[8] Shin, B. LNG engineering solutions for LNG fuelled ships and small-mid scale LNG carriers (2019). Retrieved from http://www.gasentec.com/.
[9] LNG Fuel Gas Systems. TGE Marine Gas Engineering (2017). Retrieved from https://www.tge-marine.com/wp-content/uploads/01-Broschuere_LNG-1.pdf.
[10] ME-GI Gas-ready Ship. MAN B&W (2015). Retrieved from https://marine.man-es.com/docs/librariesprovider6/test/me-gi-gas-ready-ship-low.pdf?sfvrsn=706909a2_6.

Gorbov V., Mitienkova V.

ANALYSIS OF SHIP FUEL SYSTEMS SCHEMES FOR LIQUEFIED NATURAL GAS

Annotation. *Configuration and set of ship fuel systems for liquefied natural gas were analysed. Schemes for low and high-pressure systems with cryogenic tanks type C were shown. Crucial tasks need to be solved in the design and the operation LNG-fueled ships were represented.*

Keywords: *liquefied natural gas, cryogenic tanks, boil-off gas, heat insulation*

УДК 629.128:621.359.7

ОСОБЕННОСТИ СЖИГАНИЯ ВОДОТОПЛИВНЫХ ЭМУЛЬСИЙ ПРИ РАЗНЫХ СПОСОБАХ ВВОДА ВОДЫ В ЗОНУ ГОРЕНИЯ

Горячкин Владимир Юрьевич, к.т.н., доцент; Дымо Борис Васильевич, к.т.н., професор; Колбасенко Олег Васильович, аспирант.
Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова;
Украина, Николаев;
orden2020@gmail.com

Аннотация. *Представлены результаты экспериментальных исследований процессов горения топлив при разных способах ввода воды в зону горения по показаниям концентраций H_2, CO и суммы (CO + H_2) на выход концентраций оксидов азота.*

Ключевые слова: *горение, ввод воды в зону горения, сжигание водотопливных эмульсий с водосодержанием 15 и 30%.*

Одним из наиболее эффективных и экономичных методов снижения концентраций оксидов азота в теплоэнергетике в настоящее время считается термохимический. Подача воды в реакционную зону в основном осуществляется двумя способами: путем впрыска в воздух или в ядро факела пара или воды и путем применения ВТЭ. Вводимая в реакционную зону вода играет не только роль охладителя, но и химического реагента, являющегося источником активных радикалов OH^- и H^+, существенно влияющих на процесс образования NO и CO.

Исследования гидродинамической кавитации дают значительную информацию о природе первичных элементарных процессов, возникающих на границе раздела жидкости и газа при условиях, когда осуществляется резкое изменение термодинамических параметров среды. Особенно большой интерес представляют эксперименты, в которых наблюдаются высокоэнергетические процессы, сопровождающие гидродинамические потоки, например, эмиссия светового излучения, инициирование химических реакций и т.д. Для возникновения такого рода процессов необходимо создание возбужденных состояний, радикалов и других активных частиц. Иными словами, в высокоскоростных потоках жидкости осуществляется концентрирование энергии, при которой возникают локальные потоки и связанная с ними кинетическая энергия, значительно превышающая средние по потоку значения энергии [1, 2].

Свечение из жидкости при гидродинамической кавитации часто называют сонолюминесценцией, хотя оно и не имеет прямого отношения к звуковым колебаниям. В соответствии с природой процессов, приводящих к возникновению описанного светового излучения, целесообразно называть его гидродинамической люминесценцией, по аналогии с фотолюминесценцией, ультразвуковой люминесценцией и т.д. [3]. С нашей точки зрения при сжигании ВТЭ наблюдаются все виды люминесценции.

Наблюдения при ускоренной киносъемке показали, что непрерывная люминесценция состоит из серии многочисленных вспышек.

Проведенные эксперименты показали, что при пропускании потока масла через дросселирующее устройство возникала гидродинамическая кавитация и электрические импульсы, а затем, при дальнейшем повышении давления, локализованное сине-фиолетовое свечение из жидкости (в видимой области спектра).

Электризация сопровождается электрическим пробоем и образованием слабоионизированной плазмы в области кавитанционного парогазового пузырька [1, 2, 3]. Разряды слабоионизированной плазмы способствуют диссоциации молекул воды на такие короткоживущие частицы, как гидроксил-радикала (HO*), гидропероксид-радикала (HO_2^o), атомарный водород (H), атомарный кислород (O*), а также O^{2-} и O. В результате их рекомбинации возможно образование молекулярного водорода (H_2), пероксида водорода (H_2O_2) и озона (O_3).

При жесткой кавитационно-циркуляционной подготовке ВТЭ (индекс кавитации около 1 или кавитационное число $\leq$ 0,2) в пузырьках воды и в самой воде при схлопывании паровоздушных пузырьков накапливается определенное количество ионов H^+, OH^+ (до 0,3 ммоль/дм^3), активизированных молекул H_2O (до 0,05 ммоль/дм^3, O_3 (до 0,0001 ммоль/дм^3) [4] вследствие разрыва водородных связей, деструкции каркаса воды, которые происходят под воздействием ударов электронов в парогазовой смеси кавитационных пузырьков в воде согласно теории Маргулиса [2] при давлениях в 100 МПа и температурах до 10000°С. Следовательно, еще до процесса дробления потока ВТЭ на капли в КС в них уже есть достаточное количество ионов для воспламенения, к которым затем добавляются такие же ионы и продукты термического разложения углеводородов мазута. Поэтому самовоспламенение ВТЭ наступает легче и раньше по сравнению с режимом горения обезвоженного мазута.

При этом необходимо учесть, что в момент микровзрыва в струе выбрасываемой паровоздушной смеси с большим количеством свободных электронов и ионов [1, 2, 3, 4] процесс горения ВТЭ начинается с процесса горения атомарного водорода, сопровождающегося в процессе реакций рекомбинации мгновенным выходом огромного количества теплоты при высокой температуре, после чего мгновенно (согласно теории Маргулиса [2]) следует в течение 10^{-8} с следует процесс резкого снижения температуры вследствие эндотермических реакций диссоциации и процесс термического разложения NO_x со скоростью 10^7 К/с, что приводит к «закалке» содержания NO_x и в конечном счете к уменьшению их на выходе из КС в 3…4 раза по сравнению с режимом горения обезвоженного нефтепродукта [5].

При этом следует учесть механизм влияния смеси (CO + H_2) на выход NO_x [6, 7, 8, 9]

Топливные характеристики ВТЭ зависят от содержания воды и с учетом активности подготовки ВТЭ и условий ее сжигания (характер распыливания топлива, интенсивность подогрева воздуха и топлива и т.д.) наблюдается увеличение Q_i^r вследствие появления определенного количества H^+, OH^-, H_2O_2 и других активных частиц с низкими или почти нулевыми значениями энергии активации.

Микровзрыв улучшает перемешивание частиц топлива (и его паров) с окислителем. Вследствие множества очень мощных микровзрывов происходит совершенное микро- и макросмешение. Поэтому стадия смешения и горения эмульгированного топлива протекает интенсивнее по сравнению с горением стандартного «сухого» мазута. Следовательно, появляется возможность сжигать топливо с меньшими коэффициентами избытка воздуха (α = 1,05…1,07) при прочих одинаковых условиях.

Вследствие крекинга топлива в процессе предпламенных процессов происходит выделение свободного углерода, который может окислится только по реакции $C+H_2O \rightarrow CO + H_2$, для осуществления которой необходимо наличие вблизи крекингирующих молекул топлива достаточного количества продуктов сгорания, имеющих в своем составе водяные пары (H_2O) (при сжигании обводненного углеводородного топлива в этих зонах водяных паров всегда в достаточном количестве).

Положительную роль водяные пары оказывают при горении водорода H_2 и монооксидов углерода CO. Вместе с тем, опытами доказано очень сильное влияние даже незначительной добавки воды также на реакции окисления и горения углеводородов: резко сокращаются период индукции и время реакции. Кроме того, водяные пары выступают как инертный разбавитель реагирующей среды, затрудняющий свободным радикалам, ведущим цепную реакцию, доступ к стенке с обрывом цепей [10, 11]. Поэтому они накапливаются у стенки.

Чрезвычайно медленное окисление CO без примесей водорода или паров воды или каких-либо других водородосодержащих примесей, указывает на ведущую роль водорода в этом процессе, для чего необходимы атомы H и радикалы OH. Водород катализирует реакцию примерно в шесть раз сильнее, чем пары воды.

В работе [9] указывается, что проведение термохимической предпламенной подготовки углеводородного топлива позволяет улучшить экологические характеристики его сгорания за счет конверсии

углеводородного топлива в смесь H_2 и CO, так как исключается термическое разложение углеводородов в пламени с образованием активных радикалов CH, CH_2, фиксирующие атмосферный азот.

Анализ результатов расчетов, приведенных в [9] показал, что выход оксидов азота при температуре горения выше 2000 К не зависит от состава топлива. С уменьшением температуры горения выход оксидов азота в зависимости от состава топлива изменяется более, чем в 10 раз. При этом необходимо подчеркнуть, что минимальный выход NO имеет место при сжигании H_2, CO и их смеси, что объясняется действием двух конкурирующих механизмов образования NO: термического, что превалирует при температурах выше 2000 К и «быстрого» механизма при температурах 1800 К и меньше. При этом необходимо отметить влияние колебательного механизма «быстрого» окисление азота во фронте пламени. То есть можно предположить, что в этом случае сжигание H_2 и CO или их смеси блокируется термический механизм окисления азота.

По мнению авторов [9], в случае сжигания углеводородного топлива его необходимо в процессе перед пламенных процессов превращать в смесь H_2 и CO при одновременном уменьшении максимальной температуры и концентрации кислорода в зоне горения и обеспечения передполум'яного низкотемпературного разложения исходных углеводородов.

Как показали наши исследования при сжигании ВТЭ выполняются все три условия, обеспечивающие минимальный выход NO (с ростом водосодержания ВТЭ в зоне предпламенных процессов увеличивается сумма концентраций H_2 + CO). При этом важно, что одновременно в составе NO_x увеличивается относительное значение содержания NO_2.

В [12, 13] отмечается, что при пульсирующем горении топлива в продуктах сгорания получается значительно меньше оксидов азота NO_x, чем при обычном стационарном горении, вследствие умеренной температуры горения – 1500...1700 К, меньшего времени реагирования топлива с кислородом и минимальных избытков воздуха, благодаря сильной турбулизации топливовоздушной смеси, что уменьшает парциальное давление кислорода в зоне реагирования. При пульсирующем горении значительную роль играет высокая равномерность температурных и концентрационных полей.

При этом важно, что при пульсирующем горении время достижения термодинамически равновесной концентрации NO_x становится ведущим фактором, потому что время реагирования уменьшается на порядок по сравнению с обычным горением. Учета времени достижения равновесной концентрации $[\tau]_{NO}$ подтверждает решающее влияние на образование воздушных (термических) оксидов азота в зоне максимальной температуры горения, потому что скорость реакции растет по экспоненте, а $[\tau]_{NO}$ уменьшается по экспоненте (текущая концентрация NO_x обусловлена отношением первой величины ко второй). Этот факт заставляет для снижения выхода оксидов азота особенно изучать все температурознижуючі мероприятия в топочном процессе.

Обычное воспламенение переходит в обычный взрыв (взрывное горение) постепенно, скорость и давление нарастают плавно. При прохождении микровзрывов наблюдается локальное взрывное горение. Это происходит при сильной турбулизации материальных потоков, вызывающей значительное искривление фронта пламени, большое увеличение его поверхности. При этом возникают локальные ударные волны, во фронте которых резко повышается плотность, давление, температура смеси. Согласно теории горения [11] при создании объемной и тем более микрообъемные модели горения в малых турбулентных объемах (создаваемых в случае горения ВТЭ вследствие микровзрывов капель) проходит быстрый процесс молекулярного перемешивания исходной паропаливнои смеси с продуктами сгорания, а затем продукты реакций снова смешиваются с исходной смесью и таким образом проходит распространения пламени. При этом под влиянием турбулентности и в результате микровзрывов ВТЭ создаются локальные зоны факела подобные элементам замкнутых и с разрывами объемных электрических конденсаторов и вихревые элементы аналогичные катушкам самоиндукции, приводит к созданию условий безэлектродного разряда в зоне горения при наличии достаточного количества свободных электронов и радикалов, накопленные при жесткой кавитационной подготовке ВТЭ (к сожжению) и в процессе дисоции при горении (особенно вследствие микровзрывов).

Безэлектродный разряд - это один из видов электрических разрядов на переменном токе, в котором энергия подводится бесконтактным способом, а цепь разряда тока замыкается с помощью тока смещения или тока индукции. В безэлектродном разряде основную роль играет объемная ионизация газа.

Безэлектродный разряд это один из видов электрических разрядов на переменном токе, в котором энергия подводится бесконтактным способом, а цепь разряда тока замыкается с помощью тока смещения или тока индукции. В безэлектродном разряде основную роль играет объемная ионизация газа, а процессы на поверхностях, ограничивающих разрядную область, имеют второстепенное значение.

Важным процессом, влияющим на окончательную концентрацию NO_x на выходе из КС, является

термическое (под воздействием изменяющейся температуры газов) разложение уже образовавшихся NO_x до участка КС, где обеспечены условия снижения температуры газов.

В связи с этим задачей в [5] являлось исследование зависимости термического разложения оксидов азота, образовавшихся в высокофорсированных камерах сгорания, от исходных значений температуры газов T_0 и концентрации оксидов азота NO_0, скорости охлаждения газов φ и температурного диапазона снижения температуры газов ΔT, в котором происходит разложение оксидов азота.

Далее рассчитывалось изменение концентраций продуктов сгорания при охлаждении последних вдоль газового тракта установки со скоростями $\varphi = 30…10^7$ К/с в температурном интервале $\Delta T = T_0 – T_{кон} = 100…600$ К (где $T_{кон}$ – конечная температура на участке охлаждения, в котором происходит термическое разложение NO_x).

Для любой скорости охлаждения φ_i существует вполне определенная предельная температура $T_{пр i}$, до которой происходит термическое разложение оксидов азота. При этом скорость охлаждения газов φ_i является для температуры $T_{пр i}$ скоростью закалки (полной заморозки, $\Delta NO = 0$). Дальнейшее охлаждение газов с рассматриваемой скоростью φ_i ниже $T_{пр i}$ уже не обеспечивает последующего разложения NO в связи с закалкой последнего. При термическом разложении оксидов азота их конечная концентрация не зависит от исходной температуры и определяется только скоростью охлаждения газов φ, которой способствуют затраты теплоты на процесс диссоциации.

В статье [14] приведены лучшие результаты использования явления кумулятивного удара для улучшения распыления мазута, оремульсии и в перспективе водоугольных суспензий в энергетических котлах при применении кавитации.

После перехода котла с мазута на оремульсию без подачи пара в пламени наблюдались белые вспышки, подобные тем, что происходили при горении водорода. Между белыми вспышками вид пламени кавитатором был таким же, как и при обычном сжигании оремульсии.

Сравнение качества горения при использовании кавитатора и паромеханичной форсунки осуществлялось по яркости пламени.

Для объяснения такого парадокса авторы [14] допускают, что вода и углеводороды от микрокумулятивних ударов в пленке оремульсии диссоциируют с выбросом из пленки топлива C, C_2, C_3, ..., H, H_2, O, O_2. По мнению авторов полное выгорание оремульсии при α = 0,98 стало возможным благодаря компенсации нехватки воздуха кислородом, который получен из пленки оремульсии. Выделение водорода и других продуктов диссоциации также ведет к улучшению процесса реагирования.

При тяжелой кавитации пламя оремульсии и пламя мазута характеризуются стабильностью горения и ослепительно белым излучением. Авторы пришли к выводу, что в этом пламени происходит диссоциация углеводородов и минеральных частиц с последующим их реагированием и переходом продуктов реагирования (по терминологии авторов) в исходное состояние, (т.е. с нашей точки зрения, имеет место процесс рекомбинации, наблюдается при плазменном режиме горения).

При анализе полученных данных необходимо учесть все факторы, которые влияют на выход H_2, CO и CH_4, а также на выход NO_x и его составляющих NO и NO_2, т.к.их соотношения в составе NO_x определяют не только уровень токсичности газов, но и уровень их влияние на интенсивность коррозионных процессов [15]. При этом необходимо учесть влияние на выход NO_x процессов, связанных с прохождением плазменных процессов при сжигании ВТЭ, подготовленного в режиме максимальной кавитационной подготовки ВТЭ.

Процесс паровой газификации углерода протекает в соответствии с основной химической реакцией $C + H_2O = CO + H_2$. Кроме представленной возможны и другие реакции, в результате которых образуются метан и углекислый газ. В процессе паровой конверсии происходит двухстадийное взаимодействие углерода с водяным паром [6, 8, 15], причем при температуре от 1000°C и выше CO_2 расходуется на образование CO, а содержание CH_4 составляет менее 0,1%. Поэтому получаемый синтез-газ характеризуется высоким содержанием H_2 и CO.

Кроме того, существенное преимущество плазменно-паровой газификации над паровоздушной – это отсутствие оксидов азота, которые снижают теплоту сгорания получаемого газа и являются балластом при синтезе химических веществ. Применение высокотемпературного водяного пара при давлении, близком к атмосферному обусловлено увеличением суммарного выхода CO и H_2 при повышении температуры процесса газификации (независимо от характеристик обрабатываемого материала) и вместе с этим снижением выхода CH_4 и CO_2 [8], причем CO_2 расходуется в процессе газификации [6].

Основной материал. Для повышения достоверности оценки влияния различных факторов (коэффициента избытка воздуха, уровня кавитационной обработки ВТЭ и водосодержания ВТЭ) на качество

горения и выход токсичных ингредиентов, исследования были проведены на экспериментальной установке, обеспечивает постоянство параметров горения ВТЭ (избытка воздуха, состава и расхода топлива, температуры и скорости газов).

Исследования влияния ввода водяных паров и сжигания ВТЭ на процессы горения, эмиссию NO_x, SO_2 проводились на экспериментальной установке при сжигании необводненного мазута М40 (S^r = 1,8%, W^r = 2%), при вводе водяных паров к корню факела в количестве соответствующем 30% ВПЕ и при сжигании водомазутной эмульсии на основе этого мазута с водосодержанием W^r, равными 15 и 30% при коэффициентах избытка воздуха α в пределах 1,22…1,26. Результаты исследований показали, что процессы горения при сжигании обводненного и необводненного мазута отличаются по качеству горения и по количеству горючих компонентов (H_2, CO, CH_4) в дымовых газах по длине и сечению топки (концентрации указанных компонентов измерялись по центру и у стен топки на расстоянии ~15 мм).

При сжигании мазута показывает, что концентрации H_2 и CO и их суммы (CO + H_2) наименьшие из всех рассматриваемых режимов. Причем концентрация CO мало меняется по длине КС видимо вследствие недостаточного количества H_2 и H_2O, что замедляет ход реакций окисления CO до CO_2. Несмотря на меньшее значение максимальной температуры газов, составляющей 1855°С, что должно снижать концентрацию NO_x, вследствие минимального влияния восстановительных свойств (CO+H_2) достигнута максимальная концентрация NO_x 532 мг/м^3. При этом значение отношения NO_2:NO, равное 0,143, наименьшее из рассматриваемых режимов, что не обеспечивает пассивацию поверхностей нагрева с температурой стенки $t_{ст}$ ниже 130°С. В связи с этим наблюдается рост низкотемпературной сернокислотной коррозии (НТК) с появлением «пика» НТК на уровне 1,2 мм/год при $t_{ст}$ около 110°С, что ограничивает температуру уходящих газов на уровне 150…160°С. Поэтому при сжигании сернистых мазутов уровень КПД вспомогательных котлов находится ниже 85%, а также ограничен уровень глубины утилизации теплоты выхлопных газов ДВС. Вследствие меньшей эффективности предпламенных процессов (особенно процессов смесеобразования) максимум температуры газов находится в сечении, расположенном на 0,4 длины КС. На выходе из КС концентрации CO, CH_4, H_2 относительно высокие, что приводит к росту потери теплоты от химического недожога q_3 на уровне 1%.

При вводе к корню факела количества водяных паров, эквивалентного 30%-ой ВТЭ, концентрация H_2 и CO и их сумма возрастает, а максимальная температура газов снижается до 1820°С. Поэтому под влиянием этих двух факторов концентрация NO_x снижается в 1,33 раза, увеличивается значение отношения NO_2:NO до 0,268. Вследствие улучшения процесса горения максимум температуры газов располагается ближе к срезу горелки. Однако в связи с отсутствием влияния факторов, свойственных процессу горения ВТЭ (микровзрывы, плазменный режим, ангармоническое акустическое поле, восстановительные свойства атомов водорода), не достигается уровень режимов сжигания ВТЭ.

При сжигании ВТЭ с $W^r \approx 15\%$ качество горения повышается. Максимальные концентрации CO и H_2 и, следовательно, (CO + H_2) более высокие и располагаются на самом близком расстоянии от среза горелки (~70 мм) из всех рассматриваемых режимов вследствие превышения количества выделяющейся теплоты над затратами теплоты газов на испарение воды ВТЭ и ее пиролиз. Максимум температур газов находится на относительном расстоянии 0,07 длины КС и достигает 1950°С, что должно было привести к росту концентрации NO_x. Но благодаря влиянию восстановительных свойств увеличенной суммы CO + H_2 концентрация NO_x снижается.

Под влиянием микровзрывов после энергичного перемешивания продуктов рекомбинации с остальным потоком продуктов сгорания в факеле достигается максимальная температура газов на уровне 1950°С. На этом локальном участке совершается первый этап термического разложения NO_x со скоростью на уровне 10^7 К/с [5]. После этого следует второй участок резкого снижения температуры газов до 1600°С вследствие высоких скоростей реакций горения и затрат некоторого количества теплоты на реакции диссоциации CO_2 и H_2O, а также интенсивного лучистого теплообмена на участке до 0,4 длины КС.

В связи с указанным одновременным прохождением четырех механизмов (восстановительных свойств атомов водорода H_1^1 при прохождении реакций рекомбинации, влияние восстановительных свойств суммарной концентрации (CO + H_2), термического разложения и влияния ангармонического акустического поля) концентрация NO_x снижается по сравнению с рассмотренными режимами до уровня 270 мг/м^3, т.е. в 2,0 раза по сравнению с режимом сжигания мазута и в 1,5 раза по сравнению с режимом ввода водяных паров. Абсолютное количество NO_2 в NO_x снижается, но отношение NO_2:NO увеличивается до 0,3.

При сжигании ВТЭ с W^r = 30% происходит перемещение максимума концентраций CO, H_2, (CO + H_2) и температуры газов на расстояние до 200 мм от среза горелки (0,2 длины КС). Уровень максимальных

концентраций находится практически на уровне режима горения с W^r = 15%, но завершение реакций горения и образования NO_x при температуре ~1600°С заканчивается на расстоянии практически в 2 раза большем. Вследствие воздействия четырех указанных механизмов при более длительном влиянии восстановительных свойств (CO + H_2) концентрация NO_x снижается до 166 мг/м^3, т.е. в 1,6 раза меньше по сравнению с режимом W^r = 15%. Абсолютное количество NO_2 в NO_x снижается, а отношение NO_2:NO увеличивается до 0,33, что приводит к увеличению абсорбционных свойств дымовых газов, увеличению концентрации NO_x в конденсате H_2SO_4 на конденсационных поверхностях нагрева с $t_{ст}$ в пределах 130…70°С, что обеспечивает пассивацию поверхности углеродистой стали оксидами азота и как следствие существенное снижение низкотемпературной сернокислотной коррозии до уровня ~0,15…0,3 мм/год, что предоставляет возможность установки конденсационных поверхностей нагрева и соответствующего повышения КПД котлов.

Выводы.

1. Проведенные в ХФ НУК экспериментальные исследования показывают, что эффективность процесса горения при сжигании ВТЭ более высокая, чем при сжигании стандартного мазута и при вводе воды и водяных паров в зону горения. ВТЭ являются не просто продуктами смешения углеводородного топлива с химически инертной жидкостью, а совершенно особым видом топлива, которое и качественно, и количественно изменяет физико-химические процессы, характеризующие горение топлива в камере сгорания и интенсивность образования токсичных ингредиентов.

2. Последовательное сравнение указанных режимов (по сравнению со сжиганием мазута) показывает, что: при вводе воды к корню факела концентрация NO_x снижается в 1,33 раза, (NO снижается в 1,48 раза, а NO_2 возрастает в 1,27 раза, NO_2:NO возрастает в 1,87 раза), при сжигании ВТЭ с W^r = 15% NO_x снижается в 1,9 раза, (NO – в 2,33 раза, NO_2 возрастает в 1,1 раза и NO_2:NO возрастает в 2,1 раза), при сжигании ВТЭ с W^r = 30% NO_x снижается в 3,2 раза, (NO – в 3,7 раза, NO_2 возрастает в 1,6 раза и NO_2:NO возрастает в 2,3 раза).

ЛИТЕРАТУРА

[1] Долинский, А.А. (2001). Дискретно-импульсная трансформация энергии в адиабатно вскипающем потоке. *Промышленная. теплотехника.* Т.23, 4 – 5, 5 – 20.

[2] Маргулис, М.А. (1986). *Звукохимические реакции и сонолюминисценции.* Москва: Химия.

[3] Монахов, А.А. (2011). Электризация и свечение жидкости в тонком диэлектрическом канале. *Механика жидкости и газа,* Вестник Нижегородского унивеситета им.Н.И.Лобачевского, 4(3), 991-993.

[4] Витенько, Т.Н., Гумницкий Я.М. (2007). Механизм активирующего действия гидродинамической кавитации на воду. *Химия и технология воды*. т.29, 5, –С.

[5] Росляков, П.В., Двойнишников В.А., Буркова А.В. (1990). Влияние режимов охлаждения продуктов сгорания на термическое разложение оксидов азота. *Теплоэнергетика.* 10, 35-39.

[6] Баскаков, А.П., Дубинин А.М., Тупоногов В.Г., Филиппов Д.В. (2008) О механизме паровой газификации угля. *Промышленная энергетика.* 4, 40-42.

[7] Lee, J.M., Kim Y.J., Lee W.J., Kim S.D. (1998). Coal-gasification kinetics derived from pyrolysis in a fluidized-bed reactor. *Energy.* V.23, 6, 475-488.

[8] Мессерле, В.Е., Устименко А.Б., Хан Л. (2005) *Плазменно-паровая газификация петрококса*, IV Междунар. Симпозиум по теоретической и прикладной плазмохимии: сб. науч. Тр. Иваново: Иванов. гос. химико-технол. ун-т, 600-605.

[9] Дубоший, А.Н., Мигалин С.В. (1999) Влияние состава топлива на эмиссию оксидов азота в пламени . *Экотехнологии и ресурсосбережение*, 4, 73-74.

[10] Тув, И.А. (1968) *Сжигание обводненных мазутов в судовых котлах*. Ленинград.: Судостроение.

[11] Семенов, Н.Н. (1969) *Развитие теории цепных реакций и теплового воспламенения*. Москва: Знание.

[12] Терещенко М.А., Бьченок В.И., Мозговой Н.В. (2009) Экспериментальное исследование парогенератора на основе пульсирующего горения и оценка его экологичности // Теплоэнергетика. №6. С.69-72.

[13] Северянин В.С, Горбачев М.Г. (1982) Об эмиссии окислов азота при пульсирующем горении. – В республ. межвед. сб.: Научные и прикладные проблемы энергетики. Минск: Высшая школа. Вып. 9, с. 122.

[14] Синайский Н.А., Гошей Т.А. (2003) Использование метода тяжелой кавитации для сжигания мазута и оргэмульсии // Теплоэнергетика. - №6.- С.33-37.

[15] Van Veldhuizen E.M., Rutgers W.R., and Bityurin V.A. Energy efficiency of NO removal by Pulsed corona discharges. Plasma Chemistry and Plasma Processing/ Vol/ 16/ #2/ 1996/ H/227-245.

Horyachkin V.YU., Dymo B.V., Kolbasenko O.V..

Features of burning water-fuel emulsions with different methods of introducing water into the combustion zone

The results of experimental studies of fuel combustion processes with different methods of introducing water into the combustion zone in terms of concentrations of H2, CO and the sum (CO + H2) on the yield of concentrations of nitrogen oxides are presented.

Key words: combustion, introduction of water into the combustion zone, combustion of water fuel emulsions with water content of 15 and 30%.

Горячкін В.Ю., Димо Б.В., Колбасенко О.В..

Особливості спалювання водопаливних емульсій при різних способах уведення води в зону горіння

Представлені результати експериментальних досліджень процесів горіння палив при різних способах уведення води в зону горіння за показниками концентрацій H_2, CO і суми (CO + H_2) на вихід концентрацій оксидів азоту.

***Ключові слова:** горіння, уведення води в зону горіння, спалювання водопаливних емульсій з водовмістом 15 і 30%.*

УДК 621.45.034

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ УТВОРЕННЯ ТОКСИЧНИХ КОМПОНЕНТІВ В ДВОПАЛИВНІЙ НИЗЬКОЕМІСІЙНІЙ КАМЕРІ ЗГОРЯННЯ ГТД ПРИ РОБОТІ НА ГАЗОПОДІБНОМУ ПАЛИВІ

С. І. Сербін, д.т.н., професор [1], С. В. Вілкул, завідувач лабораторією турбін [2] ,
Б. Т. Діасамідзе, аспірант [3]
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, м. Миколаїв
[1] serhiy.serbin@nuos.edu.ua, , [2]sergeyvilkul@gmail.com; [3] badri.diasamidze@nuos.edu.ua

***Анотація.** Запропоновано ефективний спосіб організації робочого процесу в двопаливній газотурбінній камері згоряння. Проведено теоретичні дослідження утворення токсичних речовин при згорянні газоподібного палива при його подачі в канали аксіально-радіальних завихрювачів низькоемісійної камері згоряння.*

***Ключові слова**: газотурбінний двигун; двопаливна низькоемісійна камера згоряння; процес горіння палив.*

Вступна частина. Тривимірне моделювання застосовується з метою поглиблення знань про аеродинамічну структуру та викиди токсичних компонентів в двопаливній камері згоряння ГТД при роботі на різних видах палив.

Моделювання має свої переваги:

- у порівнянні з експериментальними дослідженнями, які визначаються високим термічним навантаженням камери згоряння та дискретним характером вимірювань основних параметрів, математичне моделювання робочих процесів дає можливість отримати детальну інформацію щодо аеродинамічної структури хімічно реагуючих потоків;

- швидкість та відносно мала вартість проведення розрахунків;

-використання сучасного математичного апарату обчислювальної гідродинаміки дає достовірні дані про концентрації токсичних та хімічно реагуючих речовин, розподіл температур та швидкостей робочих тіл, втрати повного тиску, тощо.

Тривимірні розрахунки проведені з використанням розробленої математичної моделі двопаливної камери згоряння ГТД [1-2] з урахуванням рекомендацій [3-7].

Основна частина. Утворення токсичних компонентів досліджувалось для варіанту низькоемісійної газотурбінної двопаливної камери згоряння з 16 жаровими трубами на режимі гарячої продувки при витраті повітря 4,355 кг/с, температурі 770 К, тиску 20,523 МПа.

Початкові дані для розрахунків низькоемісійної камери згоряння, що працює на газоподібному паливі, на номінальному режимі (варіант подачі палива: 85 % через зовнішній завихрювач та 15 % через внутрішній завихрювач) представлено в табл. 1.

Нижче представлено результати тривимірних розрахунків процесу горіння газоподібного палива в низькоемісійній газотурбінній камері згоряння на номінальному режимі при оптимальному, щодо емісії оксиду

азоту NO, розподілі палива (значення наведені у табл. 1): поле температур (рис. 1) та розподіл амплітуд швидкостей (рис. 2) в поздовжньому перерізі.

Видно, що при наявності горіння в головній частині жарової труби утворюється потужна зона зворотних течій, в якій циркулюють продукти повного згоряння палива і спостерігаються максимальні температури. Масові концентрації хімічно реагуючих компонентів і продуктів для монооксиду вуглецю CO в поздовжньому перерізі жарової труби показано на рис. 3. Об'ємні концентрації токсичних компонентів оксиду азоту NO представлено на рис. 4. Основна маса газоподібного палива хімічно реагує в первинній зоні жарової труби. Утворення оксидів азоту залежить від величин температури та локального коефіцієнту надлишку повітря. Найвищі концентрації оксиду азоту NO мають місце в зонах максимальних температур в районі зони зворотних течій, монооксид вуглецю здебільшого утворюється біля стінок жарової труби при змішуванні потоку з охолодним повітрям.

Таблиця 1 – Вхідні параметри для розрахунку на номінальному режимі

Назва параметру	Значення
1. Витрата метану через зовнішній завихрювач, кг/с	0,07565 (85 %)
2. Витрата метану через внутрішній завихрювач, кг/с	0,01335 (15 %)
3. Витрата повітря через жарову трубу, кг/с	4,35555
4. Тиск в камері, Па	2052300
5. Температура повітря на вході в камеру, К	770
6. Температура метану на вході в камеру, К	288

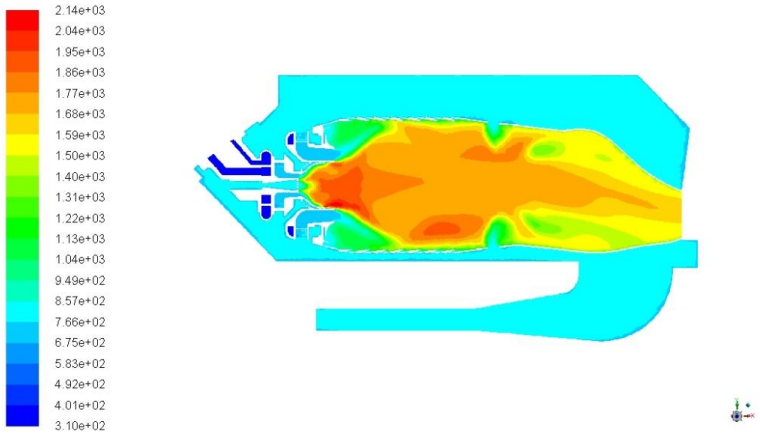


Рисунок 1 – Поле температури (К) в поздовжньому перерізі низькоемісійної камери згоряння ГТД

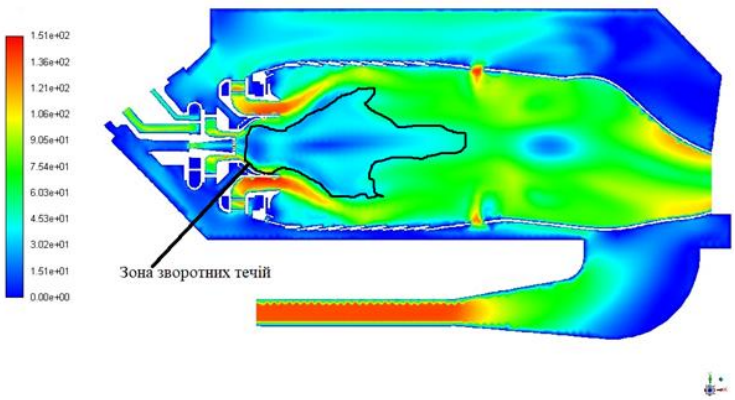


Рисунок 2 – Розподіл амплітуд швидкостей (м/с) в поздовжньому перерізі низькоемісійної камери згоряння ГТД

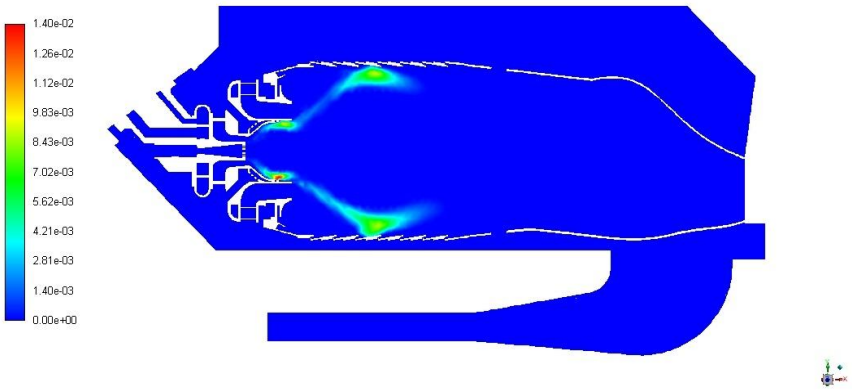


Рисунок 3 – Масові концентрації монооксиду вуглецю CO в поздовжньому перерізі жарової труби низькоемісійної камери згоряння ГТД

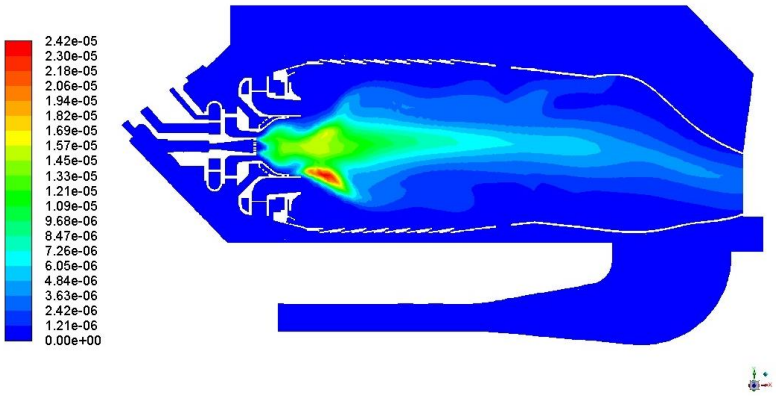


Рисунок 4 – Об’ємні концентрації оксиду азоту NO в поздовжньому перерізі жарової труби низькоемісійної камери згоряння ГТД

Відмітимо, що максимальні температури в вихідному перерізі жарової труби мають місце в центральній зоні.

Розрахункова загальна нерівномірність поля температур в вихідному перерізі жарової труби камери згоряння дорівнює близько 20 % при максимальній температурі 1666 К, мінімальній 1360 К і середньоінтегральній 1541 К. Цей показник є достатньо високим і може бути зменшений за допомогою оптимізації подачі палива в канали паливної форсунки та більш ефективного розподілу охолодного повітря за поясами охолодження.

Об’ємні концентрації монооксиду вуглецю CO знаходяться в межах від 3 до 29,6 ppm, причому максимальні концентрації мають місце в центральній зоні вихідного перерізу. Розподіл об’ємних концентрацій оксиду азоту NO в цілому співпадає з розподілом температур, причому максимальні значення не перевищують 5 ppm.

Висновки 1. Проведено тривимірні розрахунки аеродинамічної структури потоку в двопаливній низькоемісійній камері згоряння ГТД при роботі на газоподібному паливі. Виявлено основні особисті формуванні зон зворотних течій в жаровій трубі камери згоряння на режимі гарячої продувки. 2. Розрахунковим шляхом визначено, що для камер згоряння, в яких реалізовано принцип сухого горіння частково перемішаної бідної паливоповітряної суміші при низькій максимальній температурі в зоні хімічного реагування, істотну роль грає не тільки термічний механізм утворення оксидів азоту. 3. Найбільш раціональним з точки зору екологічних характеристик є подача газоподібного палива при співвідношенні масових витрат через канали внутрішнього і зовнішнього завихрювачів меншим ніж 0.176 (витрати через канали відповідно 15 і 85 %). При цьому емісія токсичних компонентів на виході жарової труби складає < 5 ppm для оксидів азоту та < 15 ppm – для монооксиду вуглецю. 4. Визначена доцільність подальшої оптимізації робочого процесу в двопаливній камері згоряння з точки зору зменшення нерівномірності поля температур на

виході жарової труби за рахунок удосконалення конструктивної схеми камери та перерозподілу кількості повітря, яке подається в первинну та вторинну зони камери згоряння.

Список літератури

[1] Діасамідзе, Б. Т., Вілкул, С. В., & Сербін, С. І. (2019). Теоретичні дослідження двопаливної низькоемісійної камери згоряння газотурбінного двигуна. Взято з https://core.ac.uk/download/pdf/287920499.pdf

[2] Faeth, G. (1979). Spray Combustion Models: A Review,*AIAA Paper*, (293),1-18.

[3] Сербин, С., Ванцовский, В., Вилкул, В. (2004). Экспериментальное исследование бесфорсуночного двухрегистрового фронтового устройства камеры сгорания судового ГТД. *Зб. наук. праць НУК,* 4(397), 25-33.

[4] Романовський, Г, Сербін С, Патлайчук, В. (2006). Агрегати виробництва України та Росії: Навчальний посібник. М.Д. Бєлікчі (Ред.), *Сучасні газотурбінні агрегати: У 2т.* (Т.1, с. 33-34). Миколаїв: НУК.

[5] Welch, M., Igoe, B.M., Vilson, D. (2016). *Combustion, Fuels and Emissions for Industrial Gas Turbines*, Asia Turbomachinery & Pump Symposium, Singapore.

[6] Westbrook, C. K., & Dryer, F. L. (1984). Chemical kinetic modeling of hydrocarbon combustion. *Progress in Energy and Combustion Science*, *10*(1), 1-57.

[7] Каретто, Л. С. (1981). Математическое моделирование образования загрязняющих веществ. *Образование и разложение загрязняющих веществ в пламени: Пер. с англ./Ред. НА Чигир. М.: Машиностроение*, 84-137.

Serbin S., Vilkul S., Diasamidze B.

Theoretical investigations of toxic components formation in a dual-fuel low-emission gas turbine combustor while operating on gaseous fuel

An effective method of organizing the working process in a dual-fuel gas turbine combustor is proposed. Theoretical investigations of toxic components formation during the combustion of gaseous fuels have been carried out for fuel injection into the channels of axial-radial swirlers of low-emission combustor.

Keywords: gas turbine engine; dual-fuel low-emission combustor; combustion process.

Сербин С. И., Вилкул С. В., Диасамидзе Б. Т.

Теоретические исследования образования токсичных компонентов двухтопливной низкоемиссионной камере сгорания ГТД при работе на газообразном топливе

Предложен эффективный способ организации рабочего процесса в двухтопливной газотурбинной камере сгорания. Проведены теоретические исследования образования токсичных компонентов при сжигании газообразного топлива, при подаче в каналы аксиально-радиальных завихрителей низкоэмиссионной камере сгорания.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель; двухтопливная низкоемиссионная камера сгорания; процесс горения.

УДК 621.438

ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ УТИЛІЗАЦІЙНОГО ПОВІТРЯНОГО КОНТУРУ ГАЗОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ

Горбов Віктор Михайлович, к.т.н., професор[1],
Соломонюк Денис Миколайович, к.т.н.[2],
Демишляєв Сергій Васильович, магістр
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова
Україна, м. Миколаїв
[1] ORCID: 0000-0002-9697-8083, [2] ORCID 0000-0002-3479-9397

Анотація. *Розглянуто розширення газотурбінної установки за рахунок використання утилізаційного повітряного контуру. Визначено оптимальний ступінь підвищення тиску в утилізаційному повітряному турбокомпресорі ($\pi_к$ = 3…4) та теплову ефективність утилізаційного повітропідігрівача (ε = 0,86…0,9). Отримано підвищення коефіцієнту корисної дії установки на 15,3 %.*

Ключові слова*: газотурбінна установка, утилізаційний повітряний контур, повітропідігрівач, коефіцієнт корисної дії*

Вступна частина. Газотурбінні установки (ГТУ) завдяки своїм малим масо-габаритним показникам, високій маневреності та меншому ніж у інших типах установок шкідливому впливу на довкілля широко розповсюджені у кораблебудуванні, електричній та газотранспортній галузях [1, 2]. Вони також є перспективними для використання у суднобудуванні та на транспорті, проте істотним недоліком ГТУ є

невисокий коефіцієнт корисної дії (ККД), який не перевищує 38 %. Ще однією важливою проблемою, що виникає при експлуатації газотурбінних установок, є зниження їх потужності та ККД при збільшенні температури навколишнього повітря.

Основним шляхами підвищення ККД газотурбінних установок є збільшення температури газу та ускладнення циклу: регенерація теплоти відхідних газів газотурбінного двигуна (ГТД), використання проміжного охолодження та/або перегріву, утилізація тепла вихлопних газів ГТД у паровому котлі з подачею отриманої пари на парову турбіну або у камеру згоряння газотурбінного двигуна. Перспективним також вважається використання утилізаційного повітряного контуру (УПК), робоче тіло якого підігрівається вихідними газами газотурбінного двигуна [3–6].

Метою роботи є визначення перспектив підвищення потужності і ККД ГТУ за рахунок використання УПК та вибір його раціональних параметрів.

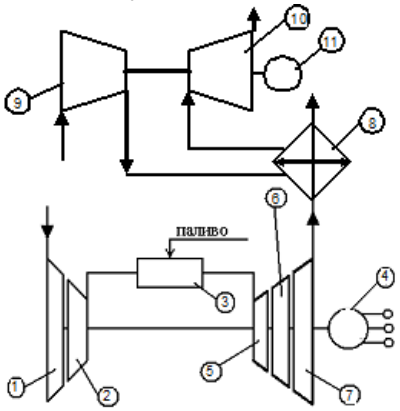
Основна частина. До складу утилізаційного повітряного контуру входять (рис. 1):

- утилізаційний повітряний турбокомпресор (компресор і турбіна на одному валу);
- утилізаційний повітронагрівач, в якому теплом вихлопних газів основного ГТД підігрівається повітря, що виходить із компресора УПК та йде до його турбіни;
- редуктор, допоміжне обладнання.

Перевагою цього варіанту над регенеративною схемою, схемою з проміжним перегрівом або охолодженням є можливість використання вже існуючого двигуна без переробки його конструкції.

Перевагою ГТУ з УПК над іншими утилізаційними схемами є відсутність паро-водяного контуру з утилізаційним котлом, паровою турбіною, конденсаторами, насосами та обладнанням для приготування води.

В якості основного двигуна взято ГТУ UGT15000 виробництва ДП НВКГ "Зоря"-"Машпроект" (потужність 17,5 МВт, ККД 35 % при температурі зовнішнього повітря 15°С). При збільшенні температури зовнішнього повітря до 38 °С спостерігається суттєве зниження потужності і ККД ГТД до 13 МВт і 32,2 %, відповідно.



1 – компресор низького тиску ГТД; 2 – компресор високого тиску ГТД; 3 – камера згоряння ГТД; 4 – електрогенератор ГТД; 5 – турбіна високого тиску ГТД; 6 – турбіна низького тиску ГТД; 7 – турбіна силова ГТД; 8 – повітронагрівач; 9 – повітряний компресор УПК; 10 – повітряна турбіна УПК; 11 – генератор УПК.

Рисунок 1 – Принципова схема ГТУ з УПК

ГТД дообладнано УПК з потужністю 2 МВт, що забезпечить збільшення загального ККД на 15,3 %. Розрахунки утилізаційного повітряного контуру виконувались за рекомендаціями [8]. Встановлено, що основний вплив на економічність установки здійснюють наступні величини:

– температура вихлопних газів основного ГТД, збільшення якої приводить до зростання температури повітря перед турбіною УПК і відповідного зростання її потужності;

– теплова ефективність повітронагрівача ($\eta_{УПК}$), яка визначає величину підігріву повітря перед турбіною УПК. У літературі нема даних, за якими можна було б задатись цією величиною оскільки даний тип установок ще не отримав широкого розповсюдження. Для попередньої оцінки цієї величини можна використовувати аналогію з регенератором ГТУ, значення ступеню регенерації якого у сучасних регенеративних установках складає 0,75–0,9 [5-7]. Збільшення величини $\eta_{УПК}$ при постійній температурі гріючих газів приводить до зростання питомої потужності УПК (рис. 2);

– ступінь підвищення тиску ($\pi_{к\,УПК}$). Звичайно вибирається на основі оптимізаційних розрахунків циклу, оскільки існує деяке оптимальне значення $\pi_к$, при якому питома потужність УПК досягає максимального значення. Із рис. 2 видно, що оптимальні значення $\pi_{к\,УПК}$ знаходяться у діапазоні 3...4.

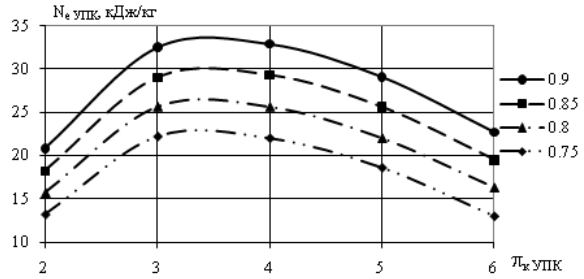


Рисунок 2 – Залежність питомої потужності УПК ($N_{e\ УПК}$) від ступеню підвищення тиску ($\pi_{к\ УПК}$) та теплової ефективності повітропідігрівача ($\eta_{УПК}$)

Проте, згідно до [8] низький тиск теплоносія, який відповідає малим значенням $\pi_{к\ УПК}$, і збільшення теплової ефективності теплообмінника приводять до суттєвого зростання площі його теплообмінної поверхні, маси та габаритів. Таким чином, вибір оптимальних значень параметрів УПК слід розглядати як комплексну задачу, при рішенні якої необхідно добитись підвищення потужності установки при мінімальних масо-габаритних показниках повітропідігрівача.

Розрахунки показали, що при збільшенні значення $\eta_{УПК}$ зростає питома потужність утилізаційного контуру і зменшується витрата повітря у ньому (рис. 3), що повинно привести до зменшення маси утилізаційного теплообмінника.

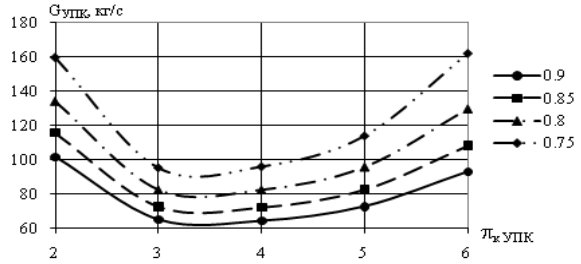


Рисунок 3 – Залежність витрати повітря в УПК (при потужності 2 МВт) від ступеню підвищення тиску ($\pi_{к\ УПК}$) та теплової ефективності повітропідігрівача ($\eta_{УПК}$)

За методикою, що приведена у [8], було оцінено масу утилізаційного повітронагрівача при різних значеннях $\pi_{к\ УПК}$ і $\eta_{УПК}$ (прийнято, що теплоносії рухаються у теплообміннику за протитечією). Результати розрахунку показали, що для кожного значення $\eta_{УПК}$ можна знайти таке значення $\pi_{к\ УПК}$, при якому площа його теплообмінної поверхні буде мінімальною. Вказані значення знаходяться у діапазоні $\pi_{к\ УПК}$ = 3…5, якому відповідають найбільші значення питомої потужності УПК.

На рис. 4 показана залежність площі теплообмінної поверхні повітронагрівача (при потужності УПК 2 МВт) від теплової ефективності $\eta_{УПК}$ при оптимальних значеннях $\pi_{к\ УПК}$, з якої видно, що найменші значення площі теплообмінної поверхні утилізатора отримані при значеннях $\eta_{УПК}$ = 0,86…0,9.

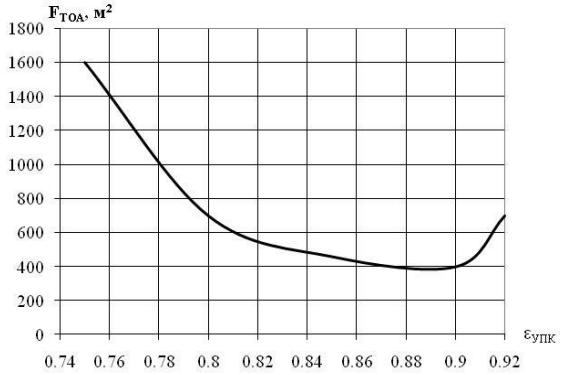


Рисунок 4 – Залежність площі теплообмінної поверхні повітронагрівача (при потужності УПК 2 МВт) від теплової ефективності ($\eta_{УПК}$), при оптимальних значеннях $\pi_{к\ УПК}$

Мінімальне значення площі теплообмінної поверхні повітронагрівача отримано при $\eta_{УПК}$ = 0,885 і $\pi_{к\ УПК}$ = 4. Потужність УПК при цьому склала 2 МВт, загальна потужність установки – 15 МВт (потужність ГТД 13 МВт), загальний ККД установки – 37,15 % (ККД ГТД 32,2 %).

Висновки. Вибір оптимальних значень параметрів УПК слід розглядати як комплексну задачу, при рішенні якої необхідно добитись підвищення потужності та ККД установки при мінімальних масо-габаритних показниках повітропідігрівача. Розрахунками встановлено, що це досягається в діапазоні значень ступеню підвищення тиску в УПК $\pi_{к\ УПК}$ = 3…4 і теплової ефективності повітронагрівача $\eta_{УПК}$=0,86…0,9. Мінімальне значення площі теплообмінної поверхні повітронагрівача отримано при $\eta_{УПК}$ = 0,885 і $\pi_{к\ УПК}$ = 4. Потужність УПК при цьому склала 2 МВт, загальна потужність установки – 15 МВт (потужність ГТД 13 МВт), загальний ККД установки – 37,15 % (ККД ГТД 32,2 %).

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Романов, В.И. (Ред.). (2005). *Николаевские газотурбинные двигатели и установки.* Николаев: Юг-Информ.

[2] Горбов, В. М., Кот, В.П. (2013). *Енциклопедія суднової енергетики*. Миколаїв: НУК.

[3] Ковалева, Е. А., Коваль, В. А., Тарелин, А. А. (2009). Оценка эффективных путей развития отечественных приводных двигателей для газотранспортной системы. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий.* №4/4 (40), 4–8.

[4] Білека, Б., Боцула, А., Патон, Б., Коняхін, В., Костенко, Д., Парафійник, В., Письменний, Є., Халатов, А., (2008). Концепція (проект) державної науково-технічної програми "Створення промислових газотурбінних двигунів нового покоління для газової промисловості та енергетики". *Вісн. НАН України.* № 4. 3–9.

[5] Мовчан, С.Н., Бочкарев, Ю.В., Соломонюк, Д.Н. (2008). Этапы развития стационарных и судових ГТУ с регенерацией теплоты. *Газотурбинные технологии.* №8, С.8-11.

[6] Кузнецов, В.В., Кучеренко, О.С., Мовчан, С.Н., Филоненко, А.А., Шевцов, А.П. (2008) Перспективы создания и применения воздушных турбинных теплоутилизирующих установок. *Вестник национального технического университета "ХПИ".* 35,89-96.

[7] Арсеньев, Л.В., Тырышкин, В.Г., Богов, И.А. и др. (1989). *Стационарные газотурбинные установки.* Ленинград: Машиностроение.

[8] Бажан, П.И., Каневец, Г.Е., Селиверстов, В.М. (1989). *Справочник по теплообменным аппаратам.* Москва: Машиностроение.

Gorbov Viktor Michailovich, Solomoniuk Denys Nikolaevych, Demyshlyev Sergey Vasil'evich

Definition of rational values of parameters of heat recovery air power unit for gas turbine plant

Annotation *Enlargement of gas turbine plant by heat recovery air power unit is reviewed. Optimal levels of pressure increasing in utilization air turbo-compressor ($\pi_к$ = 3…4) and thermal efficiency of air heater (η=0,86…0,9) are defined. Increasing of heat transfer coefficient on 15,3 % are provided.*

Keywords: gas turbine plant, heat recovery air power unit, air heater, heat transfer coefficient

Горбов В.М., Соломонюк Д. Н., Демышляев С. В.

Определение рациональных параметров утилизационного воздушного контура газотурбинной установки

Аннотация. *Рассмотрено расширение газотурбинной установки за счет применения воздушного утилизационного контура. Определены оптимальная степень повышения давления в утилизационном воздушном турбокомпрессоре ($\pi_к$ = 3…4) и тепловая эффективность воздухоподогревателя (η=0,86…0,9). Получено увеличение коэффициента полезного действия установки на 15,3 %.*

Ключевые слова: газотурбинная установка, воздушный утилизационный контур, воздухоподогреватель, коэффициент полезного действия.

УДК 621.43:621.438:665.64

ДОСВІД СТВОРЕННЯ НОВІТНІХ ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЧНИХ УСТАНОВОК В НАУКОВОМУ ЦЕНТРІ "ПЕРСПЕКТИВНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ ТЕХНОЛОГІЇ"

Тимошевский Б.Г., д-р техн. наук, проф[1].,
Ткач М.Р., д-р техн. наук, проф.[2]
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
Україна, м. Миколаїв
[1] borys.tymoshevskyi@nuos.edu.ua, [2] mykhaylo.tkach@nuos.edu.ua

Анотація. *Центр "Перспективні енергетичні технології" створено за для вдосконалення існуючих та створення новітніх теплових двигунів та енергетичних установок на базі фундаментальних та прикладних досліджень. За термін існування Центру були розроблені та досліджені системи та пристрої для ефективного використання паливно-енергетичних ресурсів у двигунах енергетичних та технологічних установок, глибокої утилізації низькопотенційної теплоти на базі термохімічних циклів, металогідридної та водневої технологій, підвищення надійності двигунів та установок в умовах резонансної вібрації. Всі розробки знайшли відповідне впровадження на вітчизняних підприємствах.*

Ключові слова: *енергетичні установки, утилізація теплоти, водень, металогідрид, резонансна вібрація.*

Підвищення ефективності використання паливно-енергетичних ресурсів та зменшення негативного впливу на навколишнє середовище теплових двигунів, енергетичних та технологічних установок є однією з найбільш актуальних світових проблем. Центр перспективних енергетичних технологій, який був створений у 1982 році, спрямував свою роботу на вирішення зазначених проблем [1]. Основною метою роботи стала розробка технологій ефективного використання теплових двигунів, паливно-енергетичних ресурсів та, зрештою, створення дослідно-промислових зразків відповідної техніки. При проведенні досліджень перевага надається експериментальним методам.

Експериментальні дослідження виконуються на обладнання з використанням сучасної вимірювальної апаратури, комп'ютерним керуванням та обробкою результатів, серед яких:

– установка на базі суднового дизель-генератора 6ЧН12/14, на якої виконується комплекс робіт спрямований на підвищення паливної ефективності, використання альтернативних палив, включаючи водень та синтетичні гази, та вдосконалення апаратів та агрегатів ДВЗ;

– установка на базі газотурбінного двигуна АИ-8, на якої виконується комплекс робіт спрямований на використання альтернативних палив, включаючи водень;

– установка для досліджень робочих процесів в енергетичних установках на базі поршневих ДВЗ із примусовим запалюванням, працюючих на етанолі з добавками синтез-газу при використанні термохімічної утилізації теплоти відпрацьованих газів;

– стенд для визначення сорбційних характеристик металогідридних матеріалів, що дозволяє проводити експериментальні дослідження робочого тіла та елементів металогідридної утилізаційної установки безперервної дії для енергетичних та технологічних установок;

– стенд для дослідження основних параметрів робочого циклу та характеристик двигунів, що працюють на бензині з добавками синтез-газу;

– стенд для дослідження ефективності використання малих домішок водню до конвенційних палив з використанням гідро- та газодинамічних пристроїв;

– дослідно-промислова установка для виробництва альтернативних дизельних палив з полімерної сировини, підвищення якості таких палив та ефективності процесу переробки;

– голографічний інформаційно-обчислювальний комплекс для визначення динамічних характеристик елементів газотурбінних двигунів методом спекл-інтеферометрії реального часу.

За останні роки були розроблені та створені:

1. Комплекс математичних моделей та методів розрахунку енергетичних установок з поршневими двигунами та її підсистем утилізації тепла на базі термохімічних та воднево-металогідридних технологій, а також обґрунтована та доповнена експериментальними даними модель згоряння вогдневовмісного палива у циліндрі ДВЗ, що значно підвищує точність розрахунків при проектуванні;

2. Програмний пакет розрахунку параметрів та показників утилізаційних металогідридних установок безперервної дії відповідно до параметрів малообертових дизелів;

3. Експериментальні зразки реактору термохімічної утилізації теплоти відпрацьованих газів та теплових двигунів та технологічних установок;

4. Схемо-технічні рішення, які реалізують термохімічні та воднево-металогідридні технології підвищення паливної ефективності та екологічності суднових енергетичних установок впроваджені та використовуються у проектних, науково-дослідних та конструкторських установах енергетичного машинобудування та суднобудування, в комунальній енергетиці, газотранспортній системі, підприємствах агропромислового комплексу та інших об'єктах автономного енергозабезпечення, у навчальних процесах вищих навчальних закладів.

5. Практичні рекомендації щодо налаштування паливної апаратури, способу сумішоутворення, фаз газорозподілу, які дозволяють конвертувати існуючі та проектувати нові ДВЗ з метою ефективного використання синтез-газу;

6. Практичні рекомендації щодо вибору раціональних параметрів роботи поршневих ДВЗ з термохімічною утилізацією теплоти відпрацьованих газів, які дозволяють конвертувати існуючі та проектувати нові установки, а також рекомендації щодо вибору металогідридів для утилізаційних металогідридних установок безперервної дії відповідно до параметрів малообертових дизелів.

7. Наукові та практичні рекомендації з технології отримання та безпечного акумулювання водню з сірководню Чорного моря.

8. Проект енерготехнологічного обладнання спеціалізованого судна для переробки відходів термопластичних полімерів в альтернативні види рідкого палива для Great Pacific Garbage Patch, акваторій Чорного та Азовського морів (рис. 1…4).

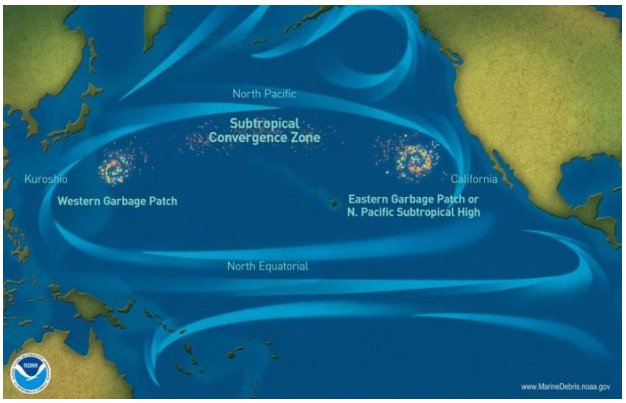


Рис.1 – Розташування Великої сміттєвої плями у Тихому океані [2]



Рис. 2 – Сміття та відходи пластику у просторі Великої сміттєвої плями у Тихому океані [3]

9. Технологія визначення параметрів резонансних коливань елементів ГТД методом комп'ютеризованої спекл-інтерферометрії реального часу.

10. Методологія комп'ютерного моделювання лопаткових елементів ГТД з урахуванням конструктивних та технологічних факторів.

11. Практичні рекомендації щодо припустимих робочих зон лопаток компресорів та турбін в умовах резонансних коливань відповідно до новітнього ГТД потужністю 32 МВт.

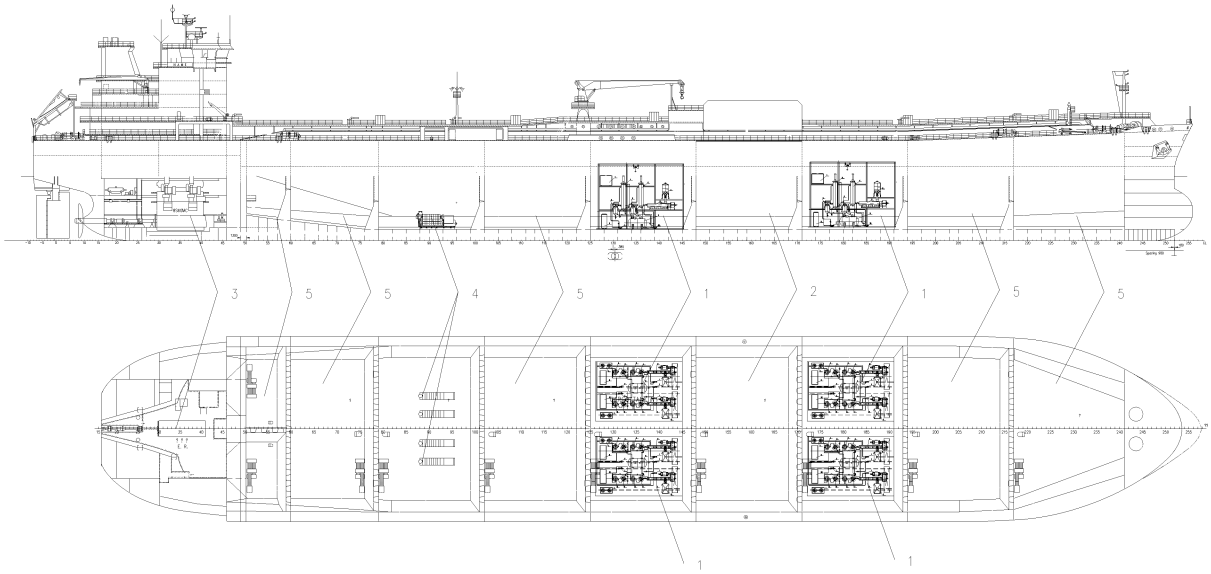


Рис. 3 – Загальне розташування обладнання для переробки полімерних відходів
у модернізованому танкері проекту 17015:
1 – установка для переробки пластику (разом 4 блоки); 2 – танк для приймання відходів пластику; 3 – головний двигун; 4 – дизель-генератори для забезпечення електричною енергією обладнання для переробки пластику; (разом 4 ×MAN 8L27 IMO Tier-III загальною потужністю 10560 кВт); 5 – танки для зберігання вуглеводнів та подальшої передачі на обслуговуючі танкери.

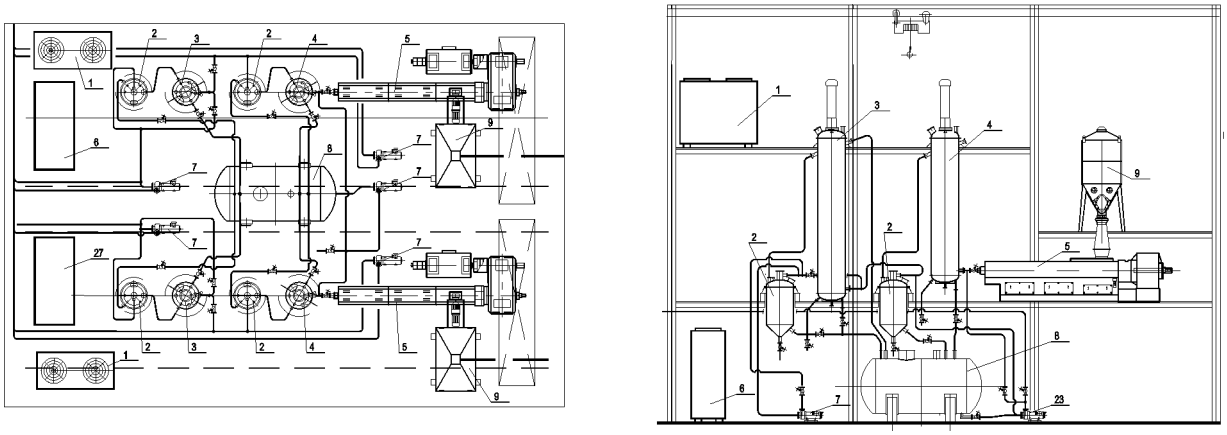


Рис. 4 **–** Загальне розташування обладнання для переробки полімерних відходів
на платформі всередині танків:
1 – повітряний охолоджувач; 2 – блок фільтрів; 3 – реактор крекінга; 4 – агрегат плавлення; 5 – екструдер; 6 – дефлегматор; 7 – агрегат циркуляційних насосів; 8 – танк для аварійного зливу продуктів переробки; 9 – завантажувальний бункер з дозатором.

Отримані в процесі досліджень наукові результати дозволили створити дослідно-промислові об’єкти:

– дослідно-промислову сонячно-водневу установки продуктивністю 200 м^3 (розташування 30…35 градусів південної широти.) водню на добу для заправки транспортних засобів (рис. 5);

– дослідно-промисловий комплекс по переробці полімерних відходів у дизельне паливо продуктивністю 100 т палива на добу (рис. 6).



Рис.5 – Дослідно-промислова сонячно-воднева установка продуктивністю 200 м^3 водню на добу для заправки транспортних засобів.

Рис.6 – Дослідно-промисловий комплекс по переробці полімерних відходів продуктивністю 100 т палива на добу.

За час існування центру "Центр перспективних енергетичних технологій" виконано більш ніж 40 наукових розробок та проектів в тому числі три проекту за міжнародними грантами при підтримці Євросоюзу, США, Канади, Японії та Науково-технологічного Центру України (STCU):

– проект 323 "Розробка високоефективних металогідридних систем та їх використання в малій енергетиці" ("Working out of the high-effective metal hydride systems and their use in small energetics");

– проект 3963 "Утилізація полімерних корпусів твердопаливних ракет за допомогою екологічно дружніх технологій" ("Utilization of polymer bodies of solid-propellant rockets using ecologically friendly technology");

– проект 4827 "Установка безперервного отримання водню із синтез-газу, вироблюваного із низькосортних кам'яних вугіль" ("Plant of continuous hydrogen production from synthesis gas produced of low-grade hard coal").

Проект 5563 "Утилізація твердопаливних ракетних двигунів з виробленням електроенергії за екологічно чистою технологією" ("Destruction of solid propellant engines of missiles and electricity production with energy efficient and ecological friendly technology") запропоновано до виконання.

На теперішній час в Центрі "Перспективні енергетичні технології" та науковій школі на базі цього Центру працюють два доктори наук, дев'ять кандидатів наук, три аспіранти, більше двадцяти магістрів та студентів.

За результатами досліджень видано 3 монографії та 2 підручника, отримано більш ніж 40 патентів на винаходи та корисні моделі п'ять з яких впроваджено у виробництво. Надруковано у фахових виданнях більш 130 публікацій з напрямків досліджень, у тому разі, що реферуються міжнародною наукометричними базами Scopus та Web of Science. Зроблено біля 200 доповідей на вітчизняних та закордонних конгресах і наукових конференціях. Результати досліджень узагальнено у 11 монографіях та 4 підручниках. Підготовлено 2 доктори наук та 9 кандидатів наук. Науковці центру "Перспективні енергетичні технології" отримали низку стипендій кабінету міністрів та Президента України, міжнародних грантів від країн Євросоюзу, США та Канади.

Результати досліджень, які були виконані в фахівцями центру впроваджено в:

– Державному підприємстві "Виробниче об'єднання "Південний машинобудівний завод" імені О.М. Макарова" та Державному підприємстві "Конструкторське бюро "Південне" імені М.К. Янгеля;

– закритому акціонерному товаристві "Запорізький автомобілебудівний завод";

– науково-виробничому підприємстві "Луганські акумулятори";

– експериментальному виробництві Інституту Проблем Матеріалознавства НАНУ;

– ДП "Науково-виробничий комплекс газотурбобудування "Зоря"-"Машпроект";

– науково-технічному Центрі "ВНДІХІМРОЕКТ";

– університет науки та технології Цзянсу, (Jiangsu University of Science and Technology), КНР.

Результати науково-дослідних та проектно-конструкторських робіт, які були виконання в Центрі "Перспективні енергетичні технології", дозволили створити не тільки науково-технічні основи проектування

обладнання для ефективного використання теплових двигунів, альтернативних палив, підвищення надійності та ресурсу, але й створити дослідно-промислові зразки зазначеної техніки та здійснити їх впровадження на промислових підприємствах. Все це дає змогу вважати, що напрямки діяльності Центру є актуальними та перспективними, результати досліджень свідчать про його ефективну роботу.

Список літератури

1. Ткач М.Р., Тимошевський Б.Г., Митрофанов О.С., Проскурін А.Ю., Познанський А.С., Галинкін Ю.М. (2020). *Утилізація тепла суднових ДВЗ.* Миколаїв: Торубара.
2. Тимошевский Б.Г., Ткач М.Р. (2011). *Альтернативные моторные топлива из полимерного сырья: производство и применение.* Киев: День печати.
3. Joseph Hobel. (2020). The Great Pacific Garbage Patch in a nutshell. https://www.pinterest.com/pin/542754192569527169/?autologin=true&nic=1
4. Dana Edwards. (2020). Serious news alert! Study shows most tap water around the world contaminated with "microplastics. https://steemkr.com/health/@dana-edwards/serious-news-alert-study-shows-most-tap-water-around-the-world-contaminated-with-microplastics

Tymoshevskyy B., Tkach M.
An experience of the newest energy and technological installations development in the Center "Advanced energy technologies".

Abstract. *The Center "Advanced Energy Technologies" was established to improve existing and devope the newest heat engines and power plants on the basis of fundamental and applied research. During the Center existence, the systems and devices for efficient conventional and alternative fuel usage, renewable energy resources in engines of power and technological installations, deep of low-potential heat recovery based on thermochemical cycles, metal-hydride and hydrogen technologies, increase of the engines and installations reliability in resonant vibration conditions were developed and researched. All developments have been appropriately implemented at domestic industry.*
Key words: *power plants, heat recovery, hydrogen, metal-hydride, resonant vibration.*

УДК 621.438

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ДОСЛІДНОГО ЗРАЗКА РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО ДВИГУНА РПД-4,4/1,75

Тимошевський Б. Г., д-р техн. наук, проф.[1], Митрофанов О. С., канд. техн. наук, доц.[2], Познанський А. С., канд. техн. наук, доц.[3], Проскурін А. Ю., канд. техн. наук, доц.[4],
[1,2,3,4]Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова
[1,2,3] Україна, Миколаїв)
[1]borys.tymoshevskyi@nuos.edu.ua, [2]mitrofanov.al.ser@gmail.com, [3]andreypoznansky@gmail.com,
[4]arkadii.proskurin@nuos.edu.ua

Анотація. *Наведена конструкція дослідного зразка роторно-поршневого двигуна РПД-4,4/1,75, на базі якого розроблено та виготовлено експериментальний стенд із системою вимірювання. Експериментальний стенд дає змогу отримати зміну основних параметрів та ефективних показників роторно-поршневого двигуна залежно від режиму роботи й параметрів стиснутого повітря на вході.*
Ключові слова: *роторно-поршневий двигун*; *експериментальний стенд*; *механізм руху*; *стиснуте повітря.*

Вступ

Розширювальні машини різних конструкції та принципу дії завдяки ряду переваг знайшли своє застосування у багатьох галузях промисловості [1–3]. Так, наприклад, унаслідок своєї високої пожежної безпеки вони є незамінними в таких галузях, як хімічна, нафтохімічна та гірничодобувна. Також до переваг можна віднести простоту в експлуатації, обслуговуванні та ремонті, високу надійність, низькі масогабаритні показники та ін. Однак разом з перевагами розширювальні машини мають достатньо високі показники питомої витрати стиснутого робочого тіла, що у поєднанні з обмеженістю витратних балонів не дозволяє відносно

довго експлуатувати енергетичну установку (ЕУ) без дозарядки витратних балонів. Крім того, до недоліків використання розширювальних машин в енергетичних установках різного призначення можна віднести проблему низьких температур відпрацьованого робочого тіла (зниження температури внаслідок дроселювання та розширення), хоча для деяких ЕУ цей ефект досить успішно використовується.

Відповідно для підвищення ефективності енергоперетворення енергії стиснутого робочого тіла в розширювальних машинах необхідне подальше вдосконалення існуючих типів двигунів або створення нових більш енергоефективних та досконалих двигунів.

Мета роботи – розробка та створення експериментального стенда та системи вимірювання на базі дослідного зразка роторно-поршневого двигуна РПД-4,4/1,75, що дасть змогу отримати достовірні дані відносно організації робочого циклу, особливостей експлуатації, обслуговування, ресурсу, надійності, а також подальшого вдосконалення конструкції двигуна.

Основна частина

Машинобудівним підприємством ТОВ «Мотор-Плюс» було розроблено та запатентовано роторно-поршневий двигун нової конструкції РПД-4,4/1,75 (рис. 1), який поєднав у собі переваги поршневих та ротативних двигунів [4]. Крім відмінностей конструкції роторно-поршневий двигун має і свої особливості проходження робочого процесу, що в комплексі й обумовлює необхідність проведення експериментальних досліджень. Для вирішення цієї задачі на машинобудівному підприємстві «Мотор-Плюс» у співробітництві із Центром перспективних енергетичних технологій НУК ім. адм. Макарова створено дослідний стенд на базі дослідного зразка роторно-поршневого двигуна РПД-4,4/1,75 (рис. 2).



Рис. 1. Дослідний зразок роторно-поршневого пневмодвигуна РПД-4,4/1,75

Роторно-поршневий двигун РПД-4,4/1,75 має корпус, в якому обертається ротор. У роторі в радіальному напрямку попарно опозитно виконано 12 циліндрів, в яких переміщуються поршні. Таке рівномірне розміщення поршнів забезпечує врівноваженість та можливість запуску двигуна з будь-якого положення ротора. Чотири поршні пов'язані між собою за допомогою рухомих ланок та пальців, утворюючи при цьому рухомий чотирикутник, усередині якого розміщено регулюючий кулачок. Регулюючий кулачок забезпечує можливість регулювання ступеня наповнення циліндра (режиму роботи двигуна). Роторно-поршневий двигун є короткоходовим, оскільки відношення хода поршня (S = 17,5 мм) до діаметра циліндра (D = 44 мм) дорівнює S/D = 0,4. Роторно-поршневий двигун є реверсивним, тобто конструкція двигуна дозволяє змінювати напрямок обертання ротора зі збереженням усіх ефективних показників.



Рис. 2. Загальний вигляд експериментального стенда
на базі дослідного зразка роторно-поршневого пневмодвигуна РПД-4,4/1,75

Стиснуте повітря до двигуна поступає з витратних балонів, де воно зберігається під тиском 15 МПа. Робочий тиск (тиск у впускному ресивері двигуна) встановлюється за допомогою газового редуктора. Значення тиску стиснутого повітря перед та після редуктора контролюється за допомогою манометрів. Навантаження роторно-поршневого двигуна здійснюється за допомогою електричного генератора постійного струму, який передає електричну енергію на блок ТЕНів. Значення потужності роторно-поршневого двигуна визначається за допомогою фіксації обертів та крутного моменту.

Проведена серія пусконалагоджувальних випробувань експериментального стенда, в результаті яких визначена працездатність роторно-поршневого двигуна та системи вимірювання даних. Діапазон зміни обертів двигуна складав 400…1600 об/хв, робочий тиск стиснутого повітря у впускному ресивері двигуна змінювався у межах 0,4…0,8 МПа, а максимальне значення ефективної потужності 3,7 кВт.

Висновки

1. Розроблені дослідний стенд та система вимірювання для експериментальних досліджень дослідного зразка роторно-поршневого двигуна, що дає можливість отримати достовірні емпіричні дані для аналізу експлуатаційного потенціалу нового двигуна.

2. Здійснена серія пусконалагоджувальних випробувань роторно-поршневого двигуна та експериментального стенда в цілому, в результаті яких отримано первині дані щодо зміни ефективних показників. Ці дані дозволять скорегувати та доповнити методику проведення наступних серій випробувань дослідного зразка двигуна.

3. Визначено, що більш ефективним способом регулювання режимів роботи дослідного зразка роторно-поршневого двигуна є зміна ступеня наповнення (за рахунок повороту кулачкового вала), а не зміна тиску робочого тіла у впускному ресивері.

Література

[1] Прилуцкий, А. И. (2008). Применение поршневых расширительных машин в установках утилизации энергии сжатого природного газа. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 3, 26–30.

[2] Митюков, Н. В., & Тулумбасов, В. В. (2012). О возможности конструктивной реализации подводного буксировщика на основе пневматической машины. *Новый университет. Серия: Технические науки*, 3, 78–79.

[3] Зиневич, В. Д., & Гешлин, Л. А. (1982). *Поршневые и шестеренные пневмодвигатели горношахтного оборудования*. Москва: Недра.

[4] Митрофанов, О. С., Шабалін, Ю. В., Бірюк, Т. Ф., & Єфеніна, Л. О. (2019). *Пат. на винахід України № 120489. Поршнева машина*; заявл. № a201902189 10.09.2019 р.; опубл. 10.12.2019 р., бюл. № 23.

REFERENCES

[1] Prilutskiy, A. I. (2008). Primeneniye porshnevykh rasshiritel'nykh mashin v ustanovkakh utilizatsii energii szhatogo prirodnogo gaza [The use of piston expansion machines in installations for the utilization of energy of compressed natural gas]. *Khimicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye* [Chemical and oil and gas engineering], 3, 26–30.

[2] Mityukov, N. V., & Tulumbasov, V. V. (2012). O vozmozhnosti konstruktivnoy realizatsii podvodnogo buksirovshchika na osnove pnevmaticheskoy mashiny [On the possibility of constructive implementation of an underwater towing vehicle based on a pneumatic machine]. *Novyy universitet. Seriya: Tekhnicheskiye nauki* [New University. Series: Engineering], 3, 78–79.

[3] Zinevich, V. D., & Geshlin, L. A. (1982). *Porshnevyye i shesterennyye pnevmodvigateli gornoshakhtnogo oborudovaniya* [Piston and gear pneumatic motors of mining equipment]. Moscow: Nedra.

[4] Mytrofanov, O. S., Shabalin, Yu. V., Biryuk, T. F., & Yefenina, L. O. (2019). *Pat. na vynakhid Ukrayiny № 120489. Porshneva mashyna*; zayavl. № a201902189 10.09.2019 r.; opubl. 10.12.2019 r., byul. № 23 [Patent for the invention of Ukraine № 120489. Piston machine; declared № a201902189 10.09.2019; publ. 10.12.2019, bulletin № 23.].

Tymoshevskyy B. G., Mytrofanov A. S., Poznanskyi A. S., Proskurin A. U.

An experimental stand for researching a prototype RPD-4,4/1,75 rotary piston engine

Abstract*. The presented design of the prototype RPD-4,4/1,75 rotary piston engine, on the basis of which an experimental stand with a measurement system was developed and manufactured. The experimental stand allows you to get a change in the main parameters and effective indicators of the rotary piston engine, depending on the operating mode and parameters of the compressed air at the inlet.*

Keywords**:** *rotary-piston engine*; *experimental stand*; *movement mechanism*; *compressed air.*

УДК 621.541

ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЙ ПЕРСПЕКТИВНИХ РОТОРНО-ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ

Ткач М. Р., д-р техн. наук, проф.[1], Познанський А. С., канд. техн. наук, доц.[2], Митрофанов О. С., канд. техн. наук, доц.[3], Проскурін А. Ю., канд. техн. наук, доц.[4]
Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова
Україна, Миколаїв
[1]mykhaylo.tkach@nuos.edu.ua, [2]andreypoznansky@gmail.com, [3]mitrofanov.al.ser@gmail.com,
[4]arkadii.proskurin@nuos.edu.ua

Анотація. *Розглянуті схеми перспективних роторно-поршневих двигунів: турбокомпресорного типу, з рухомим блоком циліндрів, двигунів із зовнішнім згорянням, барабанно-поршневого типу з рухомими камерами згоряння та ін. На основі аналізу існуючих конструктивних схем і технології виготовлення сучасних роторно-поршневих двигунів установлено, що конструкція механізму руху двигуна 12РПД-4,4/1,75 є простішою за будовою та надійнішою порівняно з подібними існуючими роторно-поршневими двигунами.*
Ключові слова: *роторно-поршневий двигун*; *кривошипно-шатунний механізм*; *механізм руху*; *двигун внутрішнього згоряння.*

Вступ

Сучасне машинобудування, насамперед, пов'язане з модернізацією, вдосконаленням та розробкою нових двигунів різної конструкції, у тому числі й роторно-поршневих. При розробці нових двигунів однією із задач є створення якомога простішого (з точки зору конструкції і технології виготовлення) та надійного двигуна. Конструктивно складні механізми є менш надійними й довговічними, а також більш дорогі в обслуговуванні та експлуатації.

Саме тому, незалежно від сфери застосування двигуна, на стадії проектування нового дослідного зразка необхідно провести аналіз існуючих подібних конструкцій двигунів з метою виявлення їх недоліків та переваг. Такий підхід дозволяє врахувати досвід проектування аналогічних двигунів попередниками та встановити шлях подальшого вдосконалення двигунів даного типу.

Мета роботи – проаналізувати переваги й недоліки конструктивних схем і технології виготовлення перспективних роторно-поршневих двигунів.

Основна частина

Поряд із класичною схемою кривошипно-шатунного механізму (КШМ) існує велика кількість різноманітних схем, які мають свої переваги та недоліки. Так, наприклад, роторно-поршневі двигуни мають меншу масу, більш динамічні, за рахунок чого становлять конкуренцію поршневим двигунам малої потужності з класичною схемою КШМ.

Конструкція роторно-поршневого двигуна, що являє собою гібрид поршневого двигуна внутрішнього згоряння і газової турбіни, наведена в роботі [1]. Принцип даної конструкції полягає в тому, що, як і в газовій турбіні, на одному валу встановлено жорстко закріплені і ротор компресора, і ротор турбіни. Усі такти роботи даного двигуна відбуваються одночасно за один оберт вала двигуна, що сприяє зниженню «марних» витрат і підвищенню ККД. Конструкція даного механізму має просту кінематичну схему, оскільки всі її деталі здійснюють обертальний рух.

У патенті [2] подано будову роторно-поршневого двигуна з блоком циліндрів, що обертаються, в якому виконані циліндричні камери згоряння для розміщення в них поршнів та шестерно-кривошипно-шатунного силового механізму. Даний двигун відрізняється від подібних тим, що в ньому додатково введені плаваючі циліндри. Така конструкція двигуна забезпечує подовжене розширення газів у робочих камерах плаваючих циліндрів, орієнтування бокових сил, які діють на циліндро-поршневу групу, в бік обертання блока циліндрів на початковому та кінцевому етапах тактів «розширення», що забезпечує їх взаємною компенсацію. За рахунок цього підвищується економічність двигуна, зменшуються втрати крутного моменту, а також з'являється можливість розвивати підвищені оберти порівняно з двигунами внутрішнього згоряння.

Конструкцію роторного двигуна барабанно-поршневого типу з рухомими камерами згоряння наведено в патенті [3]. У циліндричному корпусі розташований барабан з можливістю його обертання в корпусі навколо центральної осі двигуна. На поверхні барабана виконані два і більше отвори, що утворюють робочі циліндри. Кривошипно-шатунний механізм реалізований у вигляді класичного. Поверхня барабана має технологічні поглиблення для зменшення тертя при роботі двигуна і виступну частину у вигляді доріжки по всій поверхні барабана, що слугує для закривання отворів у циліндричному корпусі та ущільнення робочого циліндра.

Результатом такої конструкції є зниження складності, підвищення надійності та стабільності роботи, збільшення потужності, зменшення розмірів і маси двигуна.

У патенті [4] подано варіант роторно-поршневого двигуна, в якому робочі циліндри з поршнями розташовані й жорстко закріплені всередині ротора. Механізм руху поршнів виконаний у вигляді шатунів, шарнірно з'єднаних з поршнями циліндрів і встановлених з можливістю обертання. Дана конструкція двигуна передбачає зменшення сил інерції, вібрації, підвищення надійності запуску двигуна, спрощення і здешевлення системи газорозподілу.

На машинобудівному підприємстві ТОВ «Мотор-Плюс» спроектовано зразок роторно-поршневого двигуна нової конструкції 12РПД-4,4/1,75 (рис. 1). При проектуванні та створенні роторно-поршневого двигуна використано досвід підприємства у створенні подібних типів двигунів [5]. У конструкцію нового роторно-поршневого двигуна внесено значний ряд принципових змін та враховано всі недоліки, що підтверджено патентом [6].

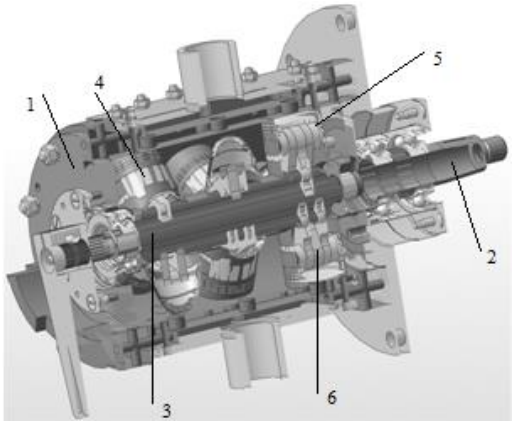


Рис. 1. Роторно-поршневий двигун 12РПД-4,4/1,75 [6]:
1 – корпус; 2 – ротор; 3 – кулачок; 4 – поршень; 5 – поршневий палець; 6 – рухома ланка

У конструкції даного роторно-поршневого двигуна для розподілу повітря використовуються впускні та випускні отвори, перекриття яких здійснюється центральним ротором. Таким чином центральний ротор виконує функцію золотника та корпусу, в якому рухаються поршні. Поршні зв'язані між собою за допомогою плаваючих пальців та жорстких ланок таким чином, що утворюють шарнірний чотирикутник. У центрі шарнірного чотирикутника розміщено регулюючий кулачок, який дозволяє змінювати кут відкриття органів газообміну і тим самим регулювати режими роботи роторно-поршневого двигуна. Така конструкція КШМ є простою та надійною. Застосування золотникового розподілу повітря забезпечує досить просту й компактну конструкцію та добре ущільнення робочого циліндра.

Виконання корпусу роторно-поршневих двигунів (саме така будова й спроектованого зразка роторно-поршневого двигуна нової конструкції 12РПД-4,4/1,75) з внутрішньою циліндричною поверхнею дозволяє створювати економічні й компактні двигуни без зовнішніх деталей, що обертаються. Така будова двигунів дає змогу зменшити вібрацію і зробити їх безпечнішими в роботі. Конструкція механізму руху двигуна 12РПД-4,4/1,75 є простішою за будовою порівняно з подібними роторно-поршневими двигунами.

Висновки

1. Проведено порівняння механізмів руху і технології виготовлення існуючих найбільш перспективних роторно-поршневих двигунів: турбокомпресорного типу, з рухомим блоком циліндрів, двигунів із зовнішнім згорянням, барабанного типу та ін.

2. Установлено, що будова корпусу роторно-поршневих двигунів з внутрішньою циліндричною поверхнею, в якому розташований ротор з робочими циліндрами, дозволяє створювати економічні й компактні двигуни без зовнішніх деталей, що обертаються.

3. На основі проведеного аналізу встановлено, що конструкція механізму руху спроектованого двигуна 12РПД-4,4/1,75 є простішою за будовою та надійнішою порівняно з подібними існуючими роторно-поршневими двигунами.

Список літератури

[1] Токарев, А. Н. (2014). *Роторный двигатель внутреннего сгорания турбокомпресорного типа*. *LAP LAMBERT AcademicPublishihg.* ФРГ, Немецкая Национальная Библиотека.

[2] Малашенков, Ю. К. (2007). *Пат. на изобретение Российской Федерации №2309 272 С2. Двигатель внутреннего сгорания*. 2006121795/06, бюл. № 30.
[3] Шлык, В. М. (2010). *Пат. на изобретение Российской Федерации №2400 640 С2. Двигатель внутреннего сгорания.* 2008139674/06, бюл. № 27.
[4] Пирогов, С. В. (2013). *Пат. на изобретение Российской Федерации №2472 018 С2. Роторно-поршневой двигатель*. 2011109769/06, бюл. № 1.
[5] Волощук, О. І., Шабалін, Ю. В., Фролов, В. К., & Тєтєрєв, В. С. (1995). *Пат. на винахід України №7592. Поршнева машина*. Український науково-дослідний інститут технології суднобудування, 4345140/SU, бюл. № 3.
[6] Митрофанов, О. С., Шабалін, Ю. В., Бірюк, Т. Ф., & Єфеніна, Л. О. (2019). *Пат. на винахід України №120489. Поршнева машина*. Заявл. № a201902189, бюл. № 23.

References

[1] Tokarev, A. N. (2014). *Rotorny`j dvigatel` vnutrennego sgoraniya turbokompressornogo tipa*. LAP LAMBERT Academic Publishihg; FRG, Nemeczkaya Naczional`naya Biblioteka.
[2] Malashenkov, Yu. K. (2007). *Dvigatel` vnutrennego sgoraniya. Patent RF*, №2309 272 C2.
[3] Shly`k, V. M. (2010). *Dvigatel` vnutrennego sgoraniya. Patent RF*, №2400 640 C2.
[4] Pirogov, S. V. (2013). *Rotorno-porshnevoj dvigatel`. Patent RF*, №2472 018 C2.
[5] Voloshhuk, O. I., Shabalin, Yu. V., Frolov, V. K., & Tyetyeryev, V. S. (1995). *Porshneva mashy`na. Patent UA*, № 7592.
[6] My`trofanov, O. S., Shabalin, Yu. V., Biryuk, T. F., & Yefenina, L. O. (2019). *Porshneva mashy`na. Patent UA*, № 120489.

M. R. Tkach, A. S. Poznanskyi, O. S. Mytrofanov, A. Y. Proskurin

Features of structures of the perspective rotary-piston engine

Abstract. *Schemes of promising rotary-piston engines-turbocharger type, with a movable cylinder block, engines where combustion takes place outside the working cylinder, drum-piston type with movable combustion chambers and others are considered. Based on the analysis of existing circuits and designs of modern rotary-piston engines, a sample of a rotary-piston engine of a new model of the 12 RPE-4.4/1.75 designed. It is established that the design of the engine mechanism 12 RPE-4.4/1.75 is simpler in structure and more reliable in comparison with similar existing rotor-piston engines.*

Keywords: *rotary piston engine; crank mechanism; movement mechanism; internal combustion engine.*

УДК 621.4:620.9

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НЕОДНОРІДНОСТІ РОЗПОДІЛУ ТЕМПЕРАТУР В МАТРИЦІ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕРМОАКУСТИЧНИХ АПАРАТІВ

Коробко Володимир Владиславович, к.т.н., доцент[1],
Шевцов Анатолій Павлович, д.т.н., професор[2],
Вен Хуабинг, доктор філософії, професор[3],
[1]Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова,
[2]Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова,
[3]Університет науки і технології провінції Цзянсу
[1]Україна, Миколаїв, [2]Україна, Миколаїв, [3]КНР, Чженьцзян,
[1]volodymyr.korobko@nuos.edu.ua[1] ORCID: 0000-0001-5761-6824,
[2]aootnet@ukr.net, ORCID: 0000-0002-8692-6458
[3]wen-huabing@163.com

Анотація. *Проведена оцінка впливу неоднорідності поля температур за рекуперативними теплообмінниками на характеристики термоакустичних апаратів систем утилізації теплових викидів енергетичних установок. Показано, що такі теплообмінники можуть знизити потужність термоакустичної установки в 1.3 –1,4 рази. Запропоновані шляхи раціональної організації енергообміну в термоакустичних системах.*

***Ключові слова**: енергозбереження; енергетичні установки; термоакустичні технології, енергообмін.*

Утилізація теплових викидів енергетичних установок (ЕУ) є дієвим методом підвищення їх ефективності. Однак, в сучасних ЕУ, використання відомих технічних рішень стає проблематичним, оскільки температурний потенціал викидів постійно зменшується. В цьому випадку, для утилізації низькотемпературних викидів перспективним є використання термоакустичних теплових машин (ТАТМ) – термоакустичних двигунів (ТАД) або термоакустичних рефрижераторів (ТАР).

Ці апарати суттєво відрізняються від механічних систем простою конструкцією, відсутністю рухомих частин та шкідливих робочих речовин. ТАТМ здатні працювати від будь яких зовнішніх джерел енергії, їм притаманні висока надійність, відносна мала вартість [2.3].

ТАТМ придатні для роботи зі скрапленими газами, тому ці установки доцільно використовувати в складі систем регазифікації LNG та LPG палив на суднах та берегових терміналах [1-4].

В роботах [5-7], показано, що застосування енергогенеруючої термоакустичної системи енергозаощадження забезпечує отримання додаткової потужності Ne_j^{TATM}, завдяки чому сумарна ефективна потужність ЕУ буде становити

$$Ne_{\Sigma}^{EУ} = Ne^{EУ}(mun, reg, T_{amb}....) + \sum_j Ne_j^{TATM}(\mathrm{Q}_i^{BEP}, T_{amb}, T_{Hi}, T_{Ci}, ...) \quad (1).$$

ТАТМ систем енергозбереження зв'язана з зовнішніми джерелами енергії з допомогою проміжних систем, в яких циркулюють рідинні транспортні теплоносії.

Термоакустичні перетворення відбуваються в теплообмінному вузлі ТАД (рис. 1), який складається з пористої матриці (стек або регенератор) та теплообмінників – нагрівача та охолоджувача. Частіше за все, – це трубчато-реберні рекуперативні теплообмінники з перехресним рухом теплоносіїв, які мають велику фронтальну поверхню.

Транспортна рідина циркулює всередині трубок, газ – робоче середовище – здійснює коливний рух в поперековому напрямку, отже маємо взаємно перпендикулярний рух теплоносіїв.

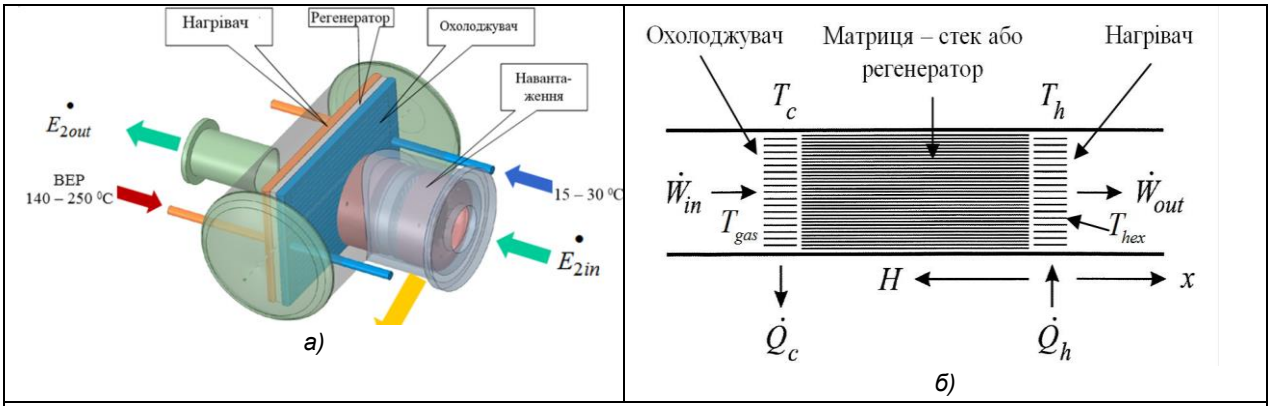


Рис. 1. Вузол термоакустичних перетворень та його складові елементи: *а)* – конструкція; *б)* – енергетичні потоки в ТАД.

Вважаємо, конструкція теплообмінника забезпечує рівномірний розподіл теплоносіїв по трубках. Теплообмінники є єдиним джерелом енергії, що підводиться до робочого тіла ТАТМ та матриці, їх теплова потужність визначає можливу потужність ТАТМ.

В зв'язку з цим, можна стверджувати, що саме теплообмінники формують розподіл температури в об'ємі теплообмінного вузла . Як показано в [2], в теплообмінному вузлі ТАД відбуваються термоакустичні перетворення, в результаті яких частина повного потоку енергії – $\dot{H}_2$ трансформується в акустичну енергію – $\dot{E}_2$,

$$\dot{E}_2 = \dot{H}_2 - \left[\frac{1}{2}\rho_m T_m \int \mathrm{Re}[s_1 \tilde{u}_1] dA + (Ak + A_{solid} k_{solid}) \frac{dT_m}{dx}\right] \quad (2)$$

Згідно з [2], в елементі матриці довжиною dx, в результаті взаємодії з пульсуючим середовищем з поверхнею матриці, при наявності повздовжнього температурного градієнту, генерується додаткова акустична енергія

$$\frac{d\dot{E}_{reg}}{dx} = -\frac{r_v}{2}|U_1|^2 - \frac{1}{2r_k}|p_1|^2 + \frac{1}{2}\mathrm{Re}\left[g\tilde{p}_1 U_1\right] \qquad (3)$$

де - r_v - в'язкісна складова акустичного опору; r_k - терморелаксаційна складова акустичного опору; $\tilde{p}_1$ – акустичний тиск; U_1 - об'ємна швидкість .

Перші дві складові в рівнянні (3) є дисипативними складовими і пов'язані з в'язкістними та терморелаксаційними процесами, третя складова – $\frac{1}{2}\mathrm{Re}\left[g\tilde{p}_1 U_1\right]$ визначає приріст акустичної енергії. Параметр g , це своєрідний коефіцієнт «підсилювання» матриці

$$g = \frac{f_k - f_v}{(1-\sigma)(1-f_v)}\frac{1}{T_m}\frac{dT_m}{dx}, \qquad (4)$$

де $T_m = f(x)$ - осереднена по перетину температура регенератора; f_k та f_v – просторово осереднені термоакустичні функції Ротта [2], які залежать від типу поверхні матриці; σ - стала Прандтля.

Ключовим моментом лінійної теорії термоакустики [2] є те, що параметри акустичної хвилі - об'ємна швидкість U_1 та температура робочого середовища T_{gas}, температура матриці – T_m, мають однорідний розподіл по перетинам резонатора та матриці.

В виразі (3), згідно з лінійною теорією термоакустики [2], температура є функцією виключно повздовжньої координати - x.

Вочевидь, що похідна – $d\dot{E}_{reg}/dx$ залежить від типу матриці (f_k, f_v), та комплексу $DT(x) = \frac{1}{T_m(x)}dT_m(x)/dx$, до складу якого входить температурний градієнт. Але, рекуперативні теплообмінники не здатні забезпечити однорідний розподіл температури робочого середовища ТАТМ – T_{gas} в поперековому перетині.

Для термоакустичного апарату це означає формування неоднорідного розподілу температури в робочому середовищі - $T_{gas}^H(z)$ та $T_{gas}^C(z)$, відповідно по фронтах матриці будемо мати – $T_m^{H,C}(x,z)$.

Тобто, на практиці отримаємо випадок, коли температури на торцевих поверхнях матриці та в її об'ємі є функціями як повздовжньої координати, так і поперекової , по висоті матриці – $T_m(x,z)$.

В такому випадку, комплекс $DT(x)$ також є функцією двох координат

$$DT(x,z) = \frac{1}{T_m(x,z)}\frac{dT_m(x,z)}{dx},$$

За таких обставин, доцільним є оцінка впливу неоднорідності розподілу температур по фронту матриці на характеристики ТАТМ.

Для проведення розрахунків приймаємо ряд припущень та задаємо температури середовищ.

- Вважаємо, що різниці температур між теплообмінниками та матрицею є постійними величинами, а саме

$$T_{gas}^H(z) - T_m^H(z) = \delta T^H$$

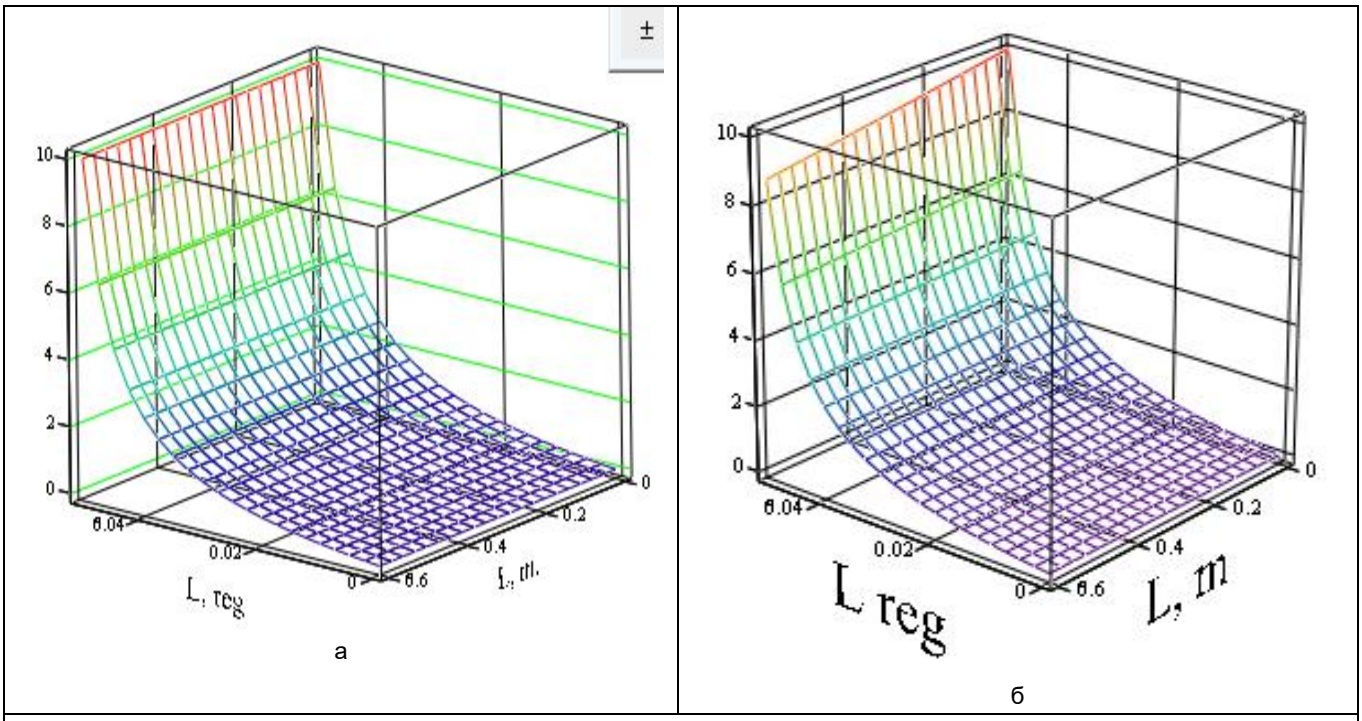
$$T_m^C(z) - T_{gas}^H(z) = \delta T^C$$

- Розглядаємо приклади «ідеального» та «реального» теплообмінників. За ідеальні вважаємо теплообмінники (нагрівач та охолоджувач), які здатні забезпечити однорідні розподіли температур робочого тіла по поперековому перетину матриці.
- Прикладом таких теплообмінників можна вважати теплообмінники з внутрішніми джерелами або стоками теплової енергії (електричні нагрівачі та термоелектричні охолоджувачі, радіоізотопні нагрівачі, теплообмінники з фазовими переходами, то що).
- В «реальних» теплообмінниках в якості транспортних теплоносіїв передбачалося використання: в охолоджувачі – води (температура на вході 20 C^0), в нагрівачі – термоолія «Shell Thermia Oil B» (температура на вході 20 C^0).
- Режим течії транспортних рідин в каналах теплообмінників ламінарний;
- Температури рідини в теплообмінниках та температури на їх зовнішніх поверхнях, згідно з відомими теоретичними рішеннями, мають експонентний закон розподілу по довжині.

На рис. 2 показані результати розрахунків розподілів комплексів $DT(x,z)$ в матриці для апаратів з різними теплообмінниками в залежності від температур на торцевих поверхнях матриці.

На рис. 3 наведені результати розрахунку співвідношення $DT_{real}(x,z)/DT_{ideal}(x,z)$ по об'єму матриці.

Розрахунки показують, що в матриці «реального» ТАД розподіл коефіцієнта підсилення значно відрізняється від розподілу в ідеальному випадку.



а б

Рис. 2. Розподіл $DT(x,z)$ в матриці ТАД з «ідеальними» теплообмінниками – а, та реальними теплообмінниками– б.

Більш інформативну картину надає розподіл відносного комплексу $\overline{DT}(x,z)$, показаний на рис. 3.

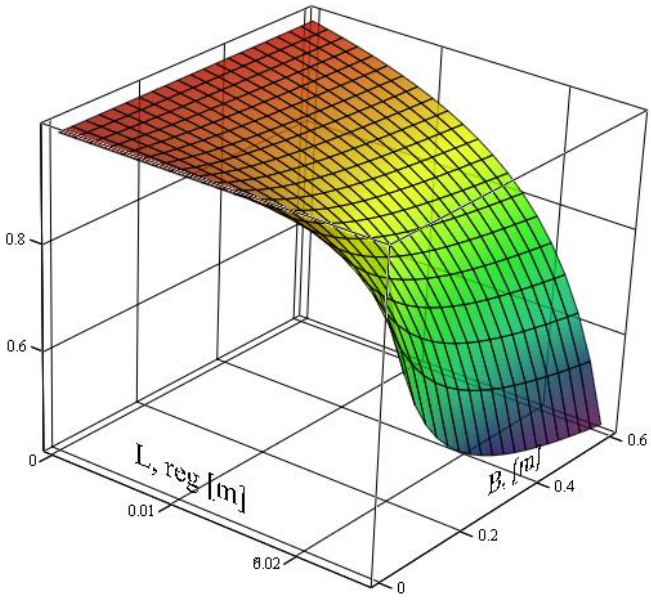


Рис.3 Розподіл комплексу $DT_{real}(x,z) / DT_{ideal}(x,z)$ в матриці ТАД з рекуперативними теплообмінниками.

Кількісно вплив неоднорідності розподілу температур по фронту матриці на можливу потужність ТАД можна оцінити з допомогою нормованого інтегрального комплексу, який був отриманий шляхом інтегрування $DT_{real}(x,z) / DT_{ideal}(x,z)$, по об'єму матриці.

$$\bar{DT}(x,z) = \int_0^B \int_0^L \left(\frac{1}{T_m} \frac{dT_m}{dx} \right)_{real} dxdz \Bigg/ \int_0^B \int_0^L \left(\frac{1}{T_m} \frac{dT_m}{dx} \right)_{ideal} dxdz = 0.68$$

Розрахунок показує, що неоднорідність температурного поля по фронту матриці, яку формують рекуперативні теплообмінники, може зменшити коефіцієнт «підсилювання» матриці в 1.3 – 1.4 рази. В свою чергу, це зменшить можливу потужність ТАД та приведе до зменшення ефективності термоакустичної системи енергозбереження.

ВИСНОВКИ

1. Використання в термоакустичних енергозаощаджуючіх установках проміжних систем, які забезпечують енергообмін між джерелами енергії та ТАТМ, призводить до втрат ефективності, пов'язаних як з необоротністю процесів теплообміну, так і з формуванням неоднорідності температур в теплообмінному вузлі ТАТМ.
2. Застосування рекуперативних теплообмінників з рідинними транспортними теплоносіями призведе до формування неоднорідного температурного поля по фронтальному перетину матриці.
3. Неоднорідність поперекового розподілу температури в матриці ТАД може знизити можливу потужність низькотемпературного ТАД систем енергозаощадження на 30 – 35 %.
4. В термоакустичних системах енергозбереження доцільним є впровадження теплообмінників, які використовують енергію фазових переходів.
5. Результати роботи є основою для подальшого розвитку наукових досліджень в напрямку впровадження низькотемпературних енергогенеруючих термоакустичних систем енергозбереження в судновій енергетиці, транспорті, промисловості.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1]. Forman, C., Pardemann, M. I, Muritala, I.K. & Meyer, B., (2016). Estimating the global waste heat potential. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 57, 1568-1579, ISSN1364-0321, https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.192.

[2]. Singh, D., & Pedersen.,E. (2016). A review of waste heat recovery technologies for maritime applications. *Energy Conversion and Management*, 111, 315–328. http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman

[3]. Swift, G.W. (2002). *Thermoacoustic: A unifying perspective for some engines and refrigerators.* American Institute of Physics Press. New York.

[4]. De Blok, K.(2008). Low operating temperature integral thermoacoustic devices for solar cooling and waste heat recovery *K.* De Blok*. Acoustic-2008*, Intern. conference. 18–24.
[5]. Коробко В.В.(2014). Можливі шляхи використання термоакустичних теплових машин в системах СЕУ. *Наук. вісник Херсонської державної морської академії*, 2 (11), 69-76.
[6]. Коробко В.В. (2016) Аналіз впливу конструкції теплообмінників на характеристики низькотемпературних термоакустичних установок. *Авиационно - космическая техника и технология*. 8 (135), 5-10.
[7]. Коробко В.В. (2018) Підвищення ефективності енергетичних установок шляхом застосування термоакустичних технологій. *Судостроение и морская нфраструктура,* 2 (10), 252–261.

REFERENCES

[1]. Forman, C., Pardemann, M. I, Muritala, I.K. & Meyer, B., (2016). Estimating the global waste heat potential. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 57, 1568-1579, ISSN1364-0321, https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.192.
[2]. Singh, D., & Pedersen.,E. (2016). A review of waste heat recovery technologies for maritime applications. *Energy Conversion and Management*, 111, 315–328. http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman
[3]. Swift, G.W. (2002). *Thermoacoustic: A unifying perspective for some engines and refrigerators.* American Institute of Physics Press. New York.
[4]. De Blok K.,(2008). Low operating temperature integral thermoacoustic devices for solar cooling and waste heat recovery. *Paris, Acoustic-2008, Inter. Conf. 2008. 18–24.*
[5]. Korobko V.V.(2014). Mozhly`vi shlyaxy` vy`kory`stannya termoakusty`chny`x teplovy`x mashy`n v sy`stemax SEU. [Possible ways of using thermoacoustic heaters in SPP systems]. Naukovy`j visny`k Xersons`koyi derzhavnoyi mors`koyi akademiyi, 2 (11), 69-76.
[6]. Korobko V.V. (2016) Analiz vplyvu konstruktsiyi teploobminnykiv na kharakterystyky nyz'kotemperaturnykh termoakustychnykh ustanovok. [Analysis of the influence of the design of heat exchangers on the characteristics of low temperature thermoacoustic installations]. Avyatsyonno - kosmycheskaya tekhnyka y tekhnolohyya. 8 (135), 5-10.
[7]. Korobko V.V. (2018) Pidvyshennia efektyvnosti energetychnyh ustanovuk shliahom zastosuvannia thermoakustychnyh ustanovok. [Improving the efficiency of power plants by the use thermoacoustic technology]. Sudostroenie I morskaia infrastruktura. 2(10), 252–261.

Korobko V.V., Shevtsov A.P., Huabing Wen.

INVESTIGATION INFLUENCE TEMPERATURE DISTRIBUTION IN THE MATRIX ON THE CHARACTERISTICS OF THE THERMOACOUSTIC APPARATUS

Abstract*. The paper evaluates the influence of inhomogeneity of temperature distribution on heat exchangers on the characteristics of thermoacoustic devices of utilization systems of low-temperature thermal emissions of power plants. It is shown that recuperative heat exchangers can reduce the possible power of a thermoacoustic installation by 1.3-1.4 times. Improvement of low-temperature thermoacoustic systems is possible due to the rational organization of energy exchange processes.*

Keywords*: energy saving .; power plants; thermoacoustic technologies, energy exchange.*

УДК 629.12.03

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ГАЗОВОЗІВ ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЙ ТЕРМОХІМІЧНОЇ РЕГЕНЕРАЦІЇ

Чередніченко[1] О.К., к.т.н., доцент, Мітєнкова[2] В.С., к.т.н., доцент, Коробєйнікова[3] Н.В., викладач
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
м. Миколаїв, Україна
[1]ORCID: 0000-0001-5745-8117, [2]ORCID: 0000-0001-5486-8559, [3]bryloh@ukr.net

Анотація. *Наведено результати оцінки енергетичної ефективності газовозів для перевезення зрідженого природного газу. Оцінка проводилася для 17 суден з головними дизельними та паротурбінними двигунами. Для підвищення енергоефективності газовозів, що розглядалися, запропоновано використовувати комбіновані установки з термохімічними регенераторами, які працюють на теплоті відхідних газів. Застосування цією технології дасть змогу знизити емісію CO_2 на 35%.*

Ключові слова*: зріджений природний газ, газовози, індекс енергетичної ефективності, термохімічна регенерація.*

Вступ. Попит людства на енергію постійно зростає і буде зростати, при цьому основним джерелом енергії залишається вуглеводневе органічне паливо, видобуток якого ускладнюється при зростаючих енерговитратах. У розвинених країнах світу приділяють велике значення альтернативній енергетиці, заснованої на відновлюваних джерелах енергії. Але, незважаючи на активне впровадження технологій використання цих джерел енергії, частка такого вуглеводневої органічного палива, як природний газ буде продовжувати зростати [1].

За прогнозами до 2035 р. майже половина обсягу природного газу буде транспортуватися в зрідженому вигляді морським шляхом [2]. Частка суден для перевезення зрідженого природного газу (ЗПГ) в світовому флоті зростає і на даний період складає близько 3% як по дедвейту, так і за кількістю. Створення в портах Європи, США та Австралії великих терміналів імпорту газу, розвиток інноваційних технологій видобутку і розробка нових родовищ дає оптимістичний прогноз для кількісного і якісного зростання флоту ЗПГ-газовозів [3].

За даними Lloyd's List Intelligence, на січень 2018 р. в експлуатації знаходилося 472 ЗПГ-газовоза, сумарним дедвейтом понад 39,2 млн т. Згідно з прогнозом Westwood Global Energy Group в період 2018-2022 рр. очікується поставка ще 265 суден такого типу [4].

Зростання флоту суден-газовозів дозволить, з одного боку, задовольнити зростаючий попит на вуглеводневі гази в світі, а з іншого боку, призведе до збільшення екологічного навантаження на атмосферу, зокрема, до додаткових викидів парникових газів, в першу чергу, діоксиду вуглецю. Особливістю даного класу суден є те, що крім CO_2, який надходить в атмосферу з димовими газами енергетичної установки, в повітря може потрапляти і вантаж, що випарився. Таким чином, збільшується метанове скидання, і, хоча Міжнародна морська організація (IMO) поки не ввела обмеження на викиди метану, але відстежує емісію цього газу [10].

Рівень енергетичної ефективності суден (кількість CO_2 на транспортну роботу) визначається відповідним індексом (EEDI) і регулюється Додатком VI до конвенції MARPOL 73/78, а також рядом інших нормативних документів IMO [5]. Результати досліджень, показують, що без введення EEDI емісія діоксиду вуглецю із ЗПГ-газовозів зросте на 280% з 2007 р. по 2040 р. Введення відповідних обмежень дозволить зменшити це зростання до 200% за аналізований період, найбільш ефективним є сценарій, при якому енергетична ефективність всіх ЗПГ-газовозів буде на рівні 5% кращих в галузі станом на 2011 р. У цьому випадку зростання CO_2 складе лише 130% до 2040 р. [6].

Ціль роботи – оцінити вплив від використання технологій термохімічної регенерації (ТХР) на енергоефективність газовозів для транспортування ЗПГ.

Викладення основного матеріалу. Індекс енергетичної ефективності для нових суден (EEDI) був введений в рамках Частини 4 Додатка VI конвенції MARPOL 73/78 і визначає викиди діоксиду вуглецю в грамах на тонну *милю. Для ЗПГ-газовозів EEDI визначається як для суден з головними дизельними двигунами, так і з паротурбінними установками [7].

Індекс енергетичної ефективності для нових суден визначається як [7]:

$$EEDI = \frac{\left(\prod_{j=1}^{M} f_j\right)\left(\sum_{i=1}^{nME} P_{ME(i)} \cdot C_{FME(i)} \cdot SFC_{ME(i)}\right) + \left(P_{AE} \cdot C_{FAE} \cdot SFC_{AE}^{*}\right)}{f_i \cdot f_c \cdot f_l \cdot Capacity \cdot V_{ref} \cdot f_w} + \frac{\left(\left(\prod_{j=1}^{M} f_j \cdot \sum_{i=1}^{nPTI} P_{PTI(i)} - \sum_{i=1}^{neff} f_{eff(i)} \cdot P_{AEeff(i)}\right) C_{FAE} \cdot SFC_{AE}\right) - \left(\sum_{i=1}^{neff} f_{eff(i)} \cdot P_{eff(i)} \cdot C_{FME} \cdot SFC_{ME}\right)}{f_i \cdot f_c \cdot f_l \cdot Capacity \cdot V_{ref} \cdot f_w}, \quad (1)$$

* Якщо значна частина потреб в електроенергії на судні забезпечується за рахунок валогенераторів, то у розрахунках SFC_{AE} замінюють відповідним значенням SFC_{ME}.

Складові базової формули для визначення EEDI:

SFC – питома ефективна витрата палива головних (індекс *ME*) і допоміжних двигунів (індекс *AE*), г/(кВт·год); *Capacity* для газовозів приймається рівною дедвейту, т; C_F – безрозмірний коефіцієнт кореляції між витратою палива і кількістю CO_2, що утворюється при його спалюванні; V_{ref} – швидкість судна, вузлів; $P_{ME(i)}$, кВт, приймається рівною 75% від номінальної встановленої потужності кожного головного двигуна (*i*-ого) після вирахування потужності, що підводиться до валогенераторів; $P_{PTO(i)}$, кВт, приймається рівною 75 % від потужності кожного валогенератора; $P_{PTI(i)}$, кВт, визначається лише у разі наявності пристроїв підведення додаткової потужності до валопроводів (окрім головних двигунів) у складі пропульсивного комплексу; $P_{eff(i)}$,

кВт, складає 75 % потужності, що виробляється з використанням інноваційних технологій вироблення енергії (без використання палив), та передається на пропульсивний комплекс; $P_{AEeff(i)}$, кВт, складає 75 % від зниження потужності допоміжних двигунів в результаті використання інноваційних технологій для зменшення електричних втрат; P_{AE}, кВт – сумарна потужність допоміжних двигунів, необхідна для забезпечення всіх споживачів електричною енергією на ходовому режимі; f_j – поправочний коефіцієнт, що враховує специфічні конструктивні елементи судна; f_w – безрозмірний коефіцієнт, що враховує зниження швидкості судна при зміні метеорологічних умов; $f_{eff(i)}$ – коефіцієнт, що враховує використання на судні інноваційних технологій; f_i – коефіцієнт, що враховує технічну або законодавчу необхідність обмеження дедвейту; f_c – коефіцієнт, що враховує повноту валового обсягу вантажних приміщень; f_l – коефіцієнт, який використовується для універсальних вантажних суден, обладнаних кранами для компенсації втрат дедвейту.

Розрахунок EEDI має свої особливості для ЗПГ-газовозів льодового класу, з різними пропульсивними установками (дизельні з прямою передачею на гвинт, дизель-електричні – ДЕУ, паротурбінні), двопаливними двигунами з можливістю роботи на нафтових паливах і природному газі, також впливає наявність регазифікаційних установок або компресорів подачі палива в двигуни [7, 8].

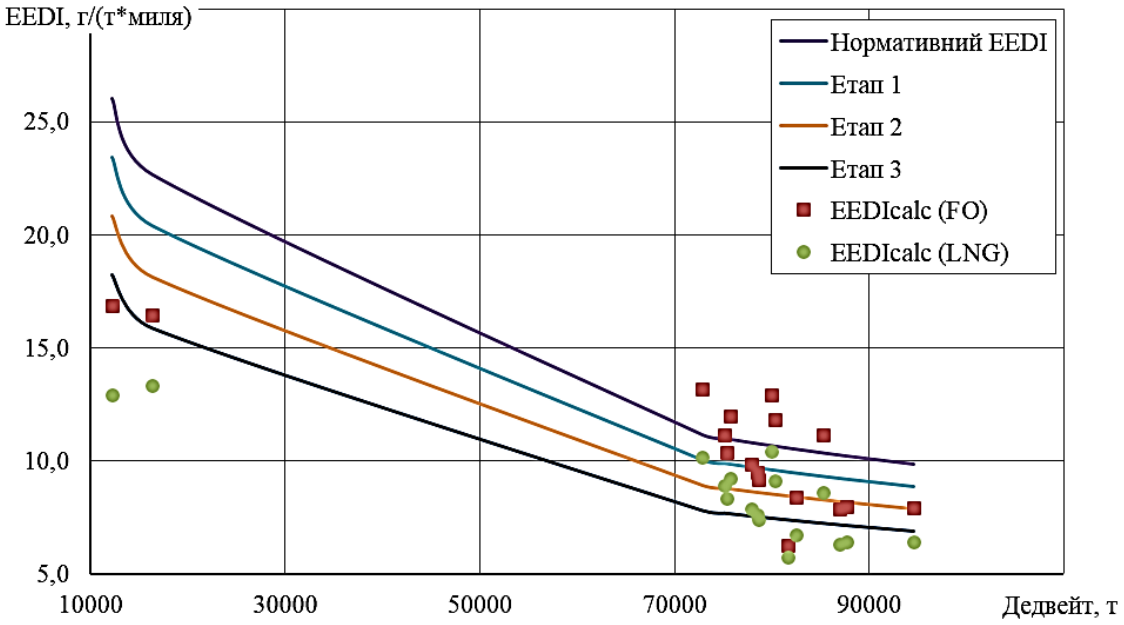
Для кожного типу суден, на які поширюється дія індексу енергетичної ефективності, введені обмежувальні графічні залежності на викиди діоксиду вуглецю, що розраховуються за формулою для ЗПГ-газовозів як [8]:

$$Reference\ EEDI = 2253{,}7 * Capacity^{-0{,}474}, \quad (2)$$

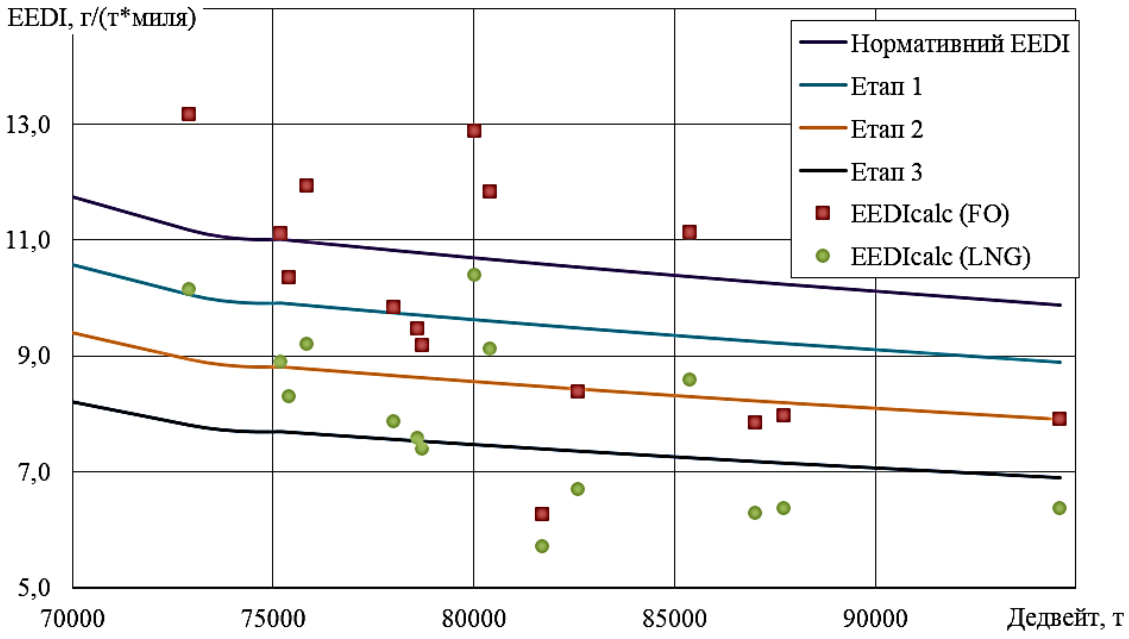
Планується, що нормативні вимоги до емісії CO_2 будуть запроваджуватися поетапно в період з 2013 по 2025 рр., посилюючись на кожному новому етапі [8].

В даному дослідженні оцінка індексу енергетичної ефективності проводилася для сучасних газовозів, на які поширюється дія EEDI. Проекти суден відбиралися з журналів Significant Ships [9-15]. Вибірка включає 17 ЗПГ-газовозів, 4 з яких обладнані паротурбінною пропульсивною установкою, 13 – пропульсивною установкою з дизельними двигунами, причому всі двигуни двопаливні (DF) і розраховані на роботу на природному газі та нафтових паливах. З 13 суден з дизельними пропульсивними установками тільки одно обладнано малообертовим двигуном з прямою передачею на гвинт, інші – середньообертовими двигунами [9-15]. Розрахунки проводилися за методикою, представленою в [7] з урахуванням рекомендацій і пояснень, представлених в [16-18].

На рис. 1 представлені результати визначення EEDI для ЗПГ-газовозів при роботі на важких паливах і природному газі. Розрахункові значення порівнювалися з обмежувальними кривими на різних етапах. Більшість розглянутих суден мають дедвейт 70-95 тис. т, тому для більшої наочності інформація для них представлена окремо на рис. 1б.



а



б

Рис. 1. Зіставлення розрахункових значень EEDI для ЗПГ-газовозів при роботі на різних паливах з обмежувальними кривими:
а – для всіх розглянутих суден; б – для суден дедвейтом 70000-95000 т
EEDIcalc (FO) – індекс енергетичної ефективності при роботі на важких паливах;
EEDIcalc (LNG) – індекс енергетичної ефективності при роботі на ЗПГ

Як видно з рис. 1 при роботі на нафтових паливах вимогам обмежувальних кривих не відповідають 6 суден з 17 розглянутих, причому 4 з них – це газовози з паротурбінними установками. При роботі на природному газі індекс енергетичної ефективності суден відповідає вимогам обмежувальних кривих. Проте, для деяких газовозів навіть перехід на природний газ не дозволяє забезпечувати відповідність жорстким вимогам Етапу 3.

Аналіз даних показав, що більшість розглянутих газовозів, побудованих в 2011-2017 рр., відповідають вимогам як мінімум Етапу 1 по EEDI, під дію якого вони вже потрапляють. Однак, багато транспортних суден будуються серіями, і для газовозів з такими ж характеристиками, що і розглянуті, але введеними в експлуатацію після 2020 і 2025 рр. буде вже недостатньо тільки переходу на природний газ, щоб відповідати жорстким вимогам Етапів 2 та 3. Одним з перспективних способів зниження викидів CO_2 в цьому випадку можна розглядати використання термохімічних регенераторів, що працюють на теплі газів головного двигуна. Робота двигунів на отриманому таким чином синтез-газі дозволить поліпшити енергетичну ефективність газовозів.

У попередніх дослідженнях авторами були виявлені перспективні схеми енергетичних установок газовозів, що передбачають застосування термохімічних технологій утилізації скидної теплоти. Шляхом математичного моделювання були розглянуті характеристики комбінованої дизель-газотурбінної установки з термохімічною регенерацією тепла відхідних газів газотурбінного двигуна (ГТД) шляхом парової конверсії природного газу, що випаровується в процесі перевезення. Проведені дослідження показують, що застосування ТХР дозволяє не тільки знизити питому витрату палива на пропульсивну установку, але й істотно зменшити емісію CO_2, що утворюється при спалюванні палива [19, 20].

Методами математичного моделювання проаналізовано ефективність модернізації енергетичної установки одного з найбільш сучасних та інноваційних проектів – газовоза льодового класу «Christophe de Margerie» для транспортування 170000 m^3 ЗПГ. Базова ДЕУ сумарною потужністю 64,35 МВт складається з шести двигунів фірми Wartsila: 12V50DF × 4 + 9L50DF × 2 [15].

Альтернативна установка COGED з ТХР сумарною потужністю 65,55 МВт складається з одного ГТД Siemens SGT 400 потужністю 12,9 МВт і п'яти дизельних двигунів Wartsila: 12V50DF × 3 + 9L50DF × 2. Серед основних переваг застосування ГТД для суден льодового плавання можна вказати високу готовність до пуску і прийому навантаження (2 - 5 хвилин), що дуже важливо в умовах Арктики; малі масогабаритні показники при досить високій агрегатній потужності одного двигуна; можливість тривалої стійкої роботи двигуна на режимі

100% навантаження; можливість форсування двигуна при низьких температурах навколишнього середовища і агрегатної заміни при ремонті.

Розрахунки показують, що незважаючи на застосування в установці ГТД з меншим ККД, сумарний ККД установки практично не змінився і становить ≈ 49% (на фланцях двигунів). Це пояснюється тим, що застосування ТХР дозволяє знизити питомі витрати палива в двигунах установки на 7%. Можна відзначити, що з урахуванням досить низьких температур в арктичному регіоні, для всіх варіантів використання ГТД слід очікувати більш високих значень ККД. Незважаючи на те, що годинна витрата палива для базової та альтернативної установки практично однакова і становить 9,5 т/год, застосування ТХР дозволяє істотно знизити EEDI за рахунок зменшення вмісту вуглецю в паливі. Порівняння розрахункових даних EEDI для різних варіантів представлено на рис. 2.

З рис. 2 видно, що навіть експлуатація судна на випарі вантажу не забезпечує енергетичну ефективність судна, що потрапляє під дію Етапу 1 (2017 р. побудови). У той же час, використання установки COGED з ТХР забезпечує енергетичну ефективність ЗПГ-газовозу на рівні найжорсткіших вимог щодо викидів діоксиду вуглецю.

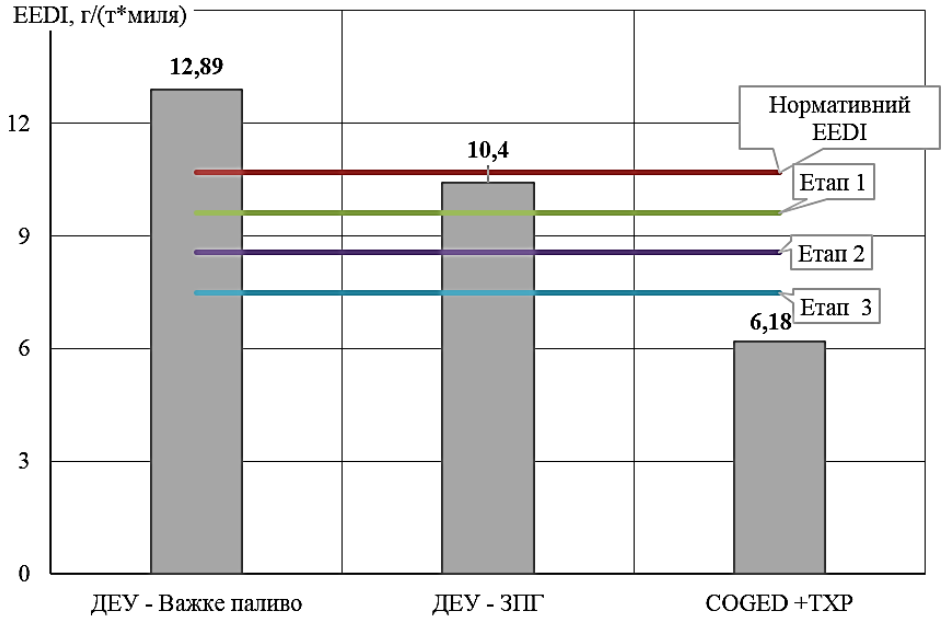


Рис. 2. Зіставлення розрахункових значень EEDI для різних варіантів енергетичної установки ЗПГ-газовоза «Christophe de Margerie» з обмежувальними кривими

Висновки. Визначення індексу енергетичної ефективності показало, що з 17 розглянутих ЗПГ-газовозів при роботі на нафтових паливах 6 суден не відповідають вимогам з енергетичної ефективності на рівні Етапу 0, в т.ч. всі з паротурбінною енергетичною установкою. У режимі постійної експлуатації на ЗПГ (випарі вантажу) всі судна відповідають вимогам як мінімум Етапу 0, а 8 з 17 задовольняють вимоги Етапу 3 (при роботі на нафтових паливах – тільки 2).

У той же час, переведення газовозів на роботу на природному газі не забезпечує у всіх випадках високу енергетичну ефективність. Одним з перспективних способів зниження викидів CO_2 в цьому випадку можна розглядати використання термохімічних регенераторів, що працюють на теплі газів головного двигуна.

Застосування на газовозах ТХР з використанням отриманого синтез-газу в якості палива для двигунів дозволить забезпечити необхідну ІМО енергетичну ефективність без застосування інших енергозберігаючих заходів. Це робить досить перспективним використання подібної технології для даного сегменту суден.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[11] Outlook for Energy (2018) Outlook for energy: A view to 2040. ExxonMobil, Available from: https://cdn.exxonmobil.com/~/media/global/files/outlook-for-energy/2018/2018-outlook-forenergy.pdf [Accessed on June. 27, 2020].

[12] IGU (2018) IGU world LNG report — 2018 edition. Available from: https://www.igu.org/sites/default/files/node-document-field_file/IGU_LNG_2018_0.pdf [Accessed on June. 27, 2020].

[13] Adeosun. M, (2017) Will new LNG trade routes support demand for LNG carriers? Available from:

http://www.maritime-executive.com/editorials/will-new-lng-trade-routes-support-demand-for-lngcarriers [accessed on June. 27, 2020].
[14] Westwood Global Energy Group (2018) World LNG market forecast 2018–2022.
[15] IMO (2015) Third IMO GHG study 2014. Executive summary and final report. International Maritime Organization, London.
[16] Wang, H., Rutherford, D., Desai, C. (2014) Long-term energy efficiency improvement for LNG carriers. International Council on Clean Transportation, Washington D. C.
[17] IMO (2014) Guidelines on the method of calculation of the attained energy efficiency design index (EEDI) for new ships. MEPC.245(66). MEPC 66/21/Add.1 p: 1.
[18] IMO (2016b) Train the trainer (TTT) course on energy efficient ship operation. Module 2 – Ship energy efficiency regulations and related guidelines.
[19] RINA (2012) *Significant ships of 2011*. The Royal Institution of Naval Architects, London, pp 36–90.
[20] RINA (2013) *Significant ships of 2012*. The Royal Institution of Naval Architects, London, pp 20–34.
[21] RINA (2014) *Significant ships of 2013*. The Royal Institution of Naval Architects, London, pp 34–108.
[22] RINA (2015) *Significant ships of 2014*. The Royal Institution of Naval Architects, London, pp 8–121.
[23] RINA (2016) *Significant ships of 2015*. The Royal Institution of Naval Architects, London, pp 38–74.
[24] RINA (2017) *Significant ships of 2016*. The Royal Institution of Naval Architects, London, pp 32–88.
[25] RINA (2018) *Significant ships of 2017*. The Royal Institution of Naval Architects, London, pp 20–80.
[26] Class NK (2014) Introduction to the outcomes of MEPC 66. Japan technical information No. TEC-0991, Tokyo.
[27] Class NK (2016) IACS procedural requirement no.38 (rev.1) in relation to energy efficiency design index (EEDI). Japan technical information No. TEC-1073, Tokyo.
[28] IACS (2016) Procedure for calculation and verification of the energy efficiency design index (EEDI). International Association of Classification Societies, London No. 38.
[29] Cherednichenko. O, (2015) Analysis of efficiency of diesel-gas turbine power plant with thermo-chemical heat recovery. *MOTROL. Komisja Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa,* 17(2):25–28.
[30] Cherednichenko, O., Serbin, S. (2018) Analysis of efficiency of the ship propulsion system with thermochemical recuperation of waste heat. *Journal of Marine Science and Application,* 17:122–130. https://doi.org/10.1007/s11804-018-0012-x.

Cherednichenko O., Mitienkova V., Korobyeynikova N.

INCREASING OF GAS CARRIERS ENERGY EFFICIENCY BY MEANS OF USE OF THERMOCHEMICAL RECUPERATION

Annotation. *The results of the assessment of energy efficiency for gas carriers carrying liquefied natural gas were shown. The assessment was made for 17 ships with the main diesel engines and the main steam turbines. It was suggested to use thermochemical recuperation units operating on exhaust gases heat to increase energy efficiency of the gas carriers under consideration. Carbon dioxide emission can be reduced by 35% when using this technology.*

Keywords: *liquefied natural gas, gas carriers, energy efficiency design index, thermochemical recuperation*

УДК 629.12.03

ВИКОРИСТАННЯ ТЕРМОХІМІЧНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТІ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК ВИСОКОТЕХНОЛОГІЧНИХ ОБ'ЄКТІВ

Чередніченко О.К., к.т.н., доцент
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
м. Миколаїв, Україна
ORCID: 0000-0001-5745-8117

Анотація. *Розглянуто сучасні тенденції розвитку суднової енергетики, вимоги, що пред'являються до суднових енергетичних установок в середньостроковій перспективі, підходи до оцінки актуальності застосування нових енергозберігаючих технологій. Доведено, що термохімічні технології дозволяють розширити сферу застосування альтернативних видів палива та забезпечують підвищення ефективності та екологічності судових енергетичних установок високотехнологічних об'єктів.*

Результати досліджень використані при проектуванні енергетичних установок перспективних суден та плавучих об'єктів нафтогазовидобутку.
***Ключові слова**:суднова енергетична установка; термохімічна утилізація; конверсія палива;синтез газ.*

Вступ. Підвищення якості життя людства значною мірою пов'язано з ростом обсягів споживання матеріальних благ та енергетичних витрат на одиницю населення. Судноплавство та офшорна інфраструктура є невід'ємною частиною світової економічної системи. Згідно з даними ООН близько 80 % обсягу перевезеного в світі вантажу припадає на морські перевезення. Освоєння родовищ континентального шельфу створює умови забезпечення світової економіки вуглеводневою сировиною на тривалу перспективу.

У той же час відповідний рівень життя нерозривно пов'язаний із забезпеченням якісних параметрів навколишнього середовища. Стосовно до світового флоту ця задача зводиться до мінімізації шкоди навколишньому середовищу при одночасному підвищенні ефективності використання енергії палива. У нормативних документах Міжнародної морської організації (IMO) прямо вказане на необхідність визначення індексу енергетичної ефективності для нових суден (EEDI)[2]. Нормативні вимоги до емісії діоксиду вуглецю запроваджуються поетапно в період з 2013 по 2025 рр., посилюючись на кожному новому етапі.

З метою виявлення відповідності сучасних високотехнологічних суден перспективним вимогам IMO щодо енергоефективності, були розглянути 30 проектів суден, побудованих у 2013-2019 роках (рис. 1). Визначалися відхилення розрахункового індексу EEDI від граничного значення індексу енергоефективності на третьому етапі введення EEDI (з 2025 року).

За результатами порівняння виявлено, що більшість проектів не відповідають перспективним вимогам та виникає потрібність в адаптації до суднової енергетики як існуючих енергозберігаючих технологій, так і розробки нових перспективних рішень.

Концепція застосування термохімічних технологій утилізації вторинних енергоресурсів теплових двигунів відповідає основним тенденціям розвитку суднових енергетичних установок.

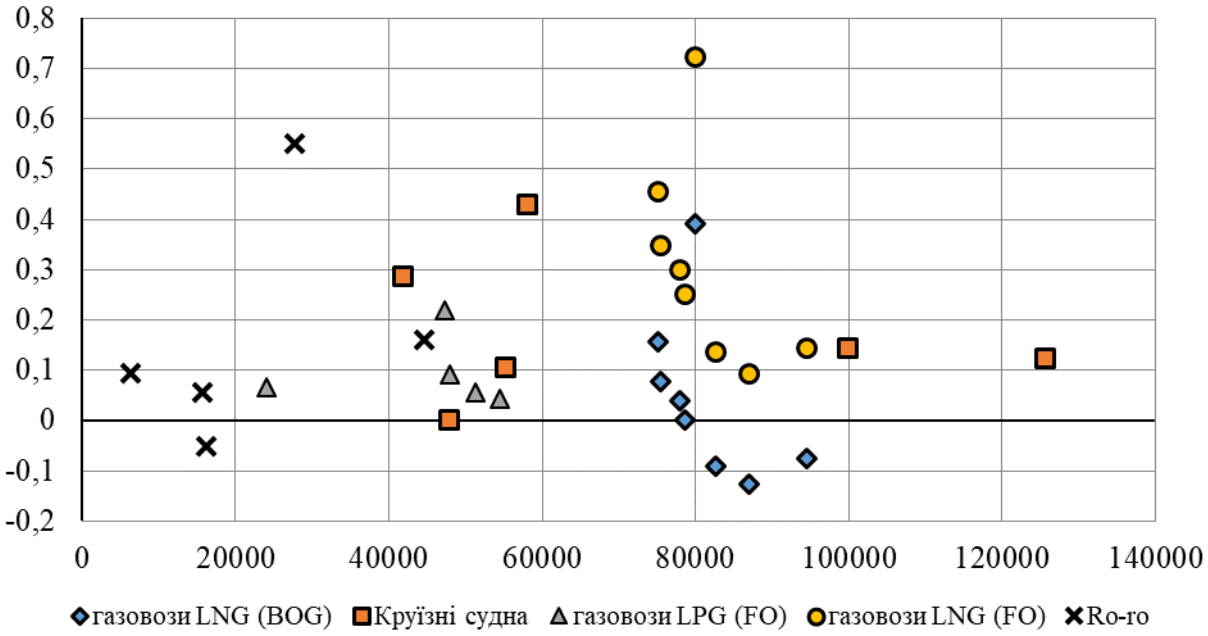


Рис. 1 Порівняння розрахункового індексу EEDI та граничного значення індексу енергоефективності на третьому етапі введення EEDI для високотехнологічних суден, побудованих у 2013-2019 рр. Паливо: BOG – випар вантажу; FO – нафтове паливо.

[2] Відношення маси виробленого енергетичною установкою судна парникового газу CO_2 до величини транспортної роботи судна, г CO_2/(т·миль)

За прогнозами перспективними напрямками розвитку СЕУ на найближчі 15 років є використання альтернативних видів палива; застосування дизель-електричних, комбінованих і гібридних установок; вдосконалення технологій утилізації вторинних енергоресурсів.

Ці ж тенденції є актуальними й для плавучих об'єктів нафтогазовидобутку.

Робочої наукової гіпотезою дослідження прийнято припущення, що раціональне використання енергії палива в суднових енергетичних установках можливо застосуванням наступних термохімічних технологій утилізації вторинних енергоресурсів теплових двигунів:

- термохімічної обробки (ТХО) базового палива з подальшим низькоемісійним спалюванням отриманих модифікованих продуктів (рис.2);
- утилізації енергії скидної теплоти двигунів в металогідридних установках.

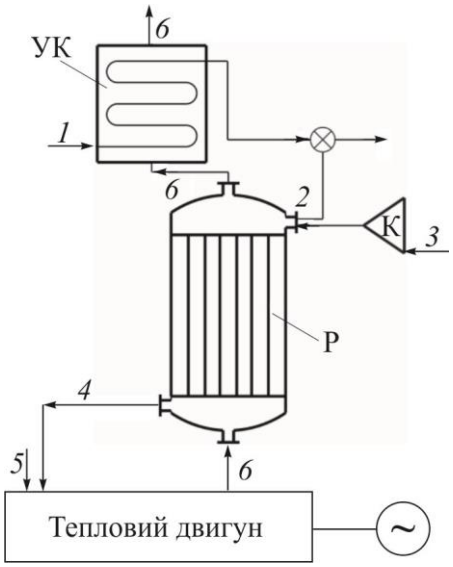


Рис. 2 Принципова схема термохімічної обробки вуглеводневого базового палива шляхом парової конверсії за рахунок регенерації/рекуперації теплоти відпрацьованих газів теплового двигуна:
УК – утилізаційний котел; К – компресор; Р – термохімічний реактор; *1* – вода; *2* – пара; *3* – вуглеводневе газоподібне паливо; *4* – продукти парового риформінгу (синтез-газ); *5* – повітря; *6* – відпрацьовані гази двигуна

Дослідження термохімічних технологій обробки палива, у тому числі шляхом утилізації вторинних енергоресурсів виконуються в світі на протязі більш ніж 40 років. Розглядом різних аспектів проблеми підвищення ефективності енергетичних установок, в тому числі і за рахунок термохімічної регенерації відпрацьованих газів теплових двигунів, займаються різні наукові, проектні та виробничі організації: Wärtsilä (Фінляндія), Gas Technology Institute (США), Technion – Israel Institute of Technology (Ізраїль), Harbin Engineering University (КНР), Samara State Technical University (РФ) та ін. В них задіяні також наукові організації України. Наукові дослідження, пов'язані з встановленням закономірностей термохімічних процесів енергоперетворення, а також розробкою та впровадженням термохімічних технологій виконуються в Машинобудівному навчально-науковому інституті Національного університету кораблебудування імені Макарова на протязі більш ніж 20 років (наукові дослідження под. керівництвом професорів Г.Ф. Романовського, Б.Г. Тимошевського, М.Р. Ткача, С.І. Сербіна).

Незважаючи на велику кількість наукових досліджень в галузі термохімічної утилізації (серед них роботи В. Г. Носача, А. А. Шрайбера, В. Ф. Каменева, Н. Л. Хрипача, J. M. Protopas, D. I. Pashchenko, A. Poran, L. Tartakovsky та інших), методологічні і технічні аспекти вирішення проблеми створення технологій термохімічної утилізації вторинних енергоресурсів теплових двигунів суднових енергетичних установок до теперішнього часу розроблені не в повній мірі. Деякі наукові дослідження присвячені вирішенню проблем ефективного спалювання синтез-газу в камерах згоряння газотурбінних двигунів експериментальними методами, і тільки в незначній кількості публікацій вчені використовують сучасні методи обчислювальної гідродинаміки, що дає змогу значно прискорити впровадження елементів технологічної системи в практику створення суднових енергетичних установок. Комплексні дослідження у цьому напрямку в Україні практично відсутні.

Недостатньо уваги в теперішній час приділено дослідженню ефективності схемних рішень газотурбінних та комбінованих енергетичних установок суден та плавучих об'єктів нафтогазовидобутку на базі енергетичних модулів, які застосовують термохімічні технології. Відсутні дослідження впливу використання металогідридних утилізаційних установок на енергоефективність суднових пропульсивних комплексів.

Оцінка стану досліджень процесів термохімічних перетворень енергії та аналіз сучасних тенденцій в галузі суднової енергетики виявила необхідність вирішення ***науково-прикладної проблеми*** визначення закономірностей процесів термохімічної утилізації вторинних енергоресурсів суднових теплових двигунів та розробки науково-технічних основ реалізації ефективного термохімічного енергоперетворення в суднових енергетичних установках високотехнологічних об'єктів.

Мета дослідження - підвищення ефективності та екологічності суднових енергетичних установок на базі теплових двигунів для високотехнологічних об'єктів шляхом використання термохімічної утилізації.

Викладення основного матеріалу.

Для підвищення ефективності процесів енергоперетворення при термохімічній обробці базових палив та спалюванні отриманих продуктів запропоноване використовувати ***ідею*** організації термохімічної обробки палива за рахунок підводу теплоти відпрацьованих газів для здійснення парової конверсії базового палива при параметрах процесів, які відповідають параметрам робочих процесів теплових двигунів. Це дає змогу підвищити відносну теплоту згоряння палива та забезпечити мінімальні викиди токсичних компонентів на основних режимах роботи суднових енергетичних установок широкого діапазону потужності.

Суднова енергетична установка являє собою одну зі складових багаторівневої технічної системи, якою є судно в цілому. Вона може бути досліджена методами математичного моделювання, при цьому багатоваріантність схемних рішень вимагає виявлення взаємозв'язків елементів методами системного аналізу.

Застосування таких методів дозволило провести багатовимірну класифікацію основних схем суднових енергетичних установок високотехнологічних об’єктів. В якості основного класифікаційного параметра був прийнятий тип головного двигуна або енергетичної установки, в якості додаткових класифікаційних параметрів - тип паливної системи та тип передачі потужності. Це дозволило виявити перспективні схеми енергетичних установок суден, які передбачають застосування термохімічних технологій утилізації скидного тепла.

Об'єктно-орієнтований підхід надає інтуїтивно зрозумілий спосіб моделювання складних технічних систем, в якому визначення змінних та опис обмежень для різних елементів структури укладені в відповідні класи об'єктів, організованих в ієрархію. Для енергетичного модуля розглянуто чотири ієрархічних рівня: модуль в цілому, підсистеми модуля, групи блоків обладнання підсистем, блоки обладнання, що входять до групи. Складні підсистеми структурно розділені на частини, відповідно до функціонального призначення.

Моделювання фізико-хімічних процесів в блоках, групах блоків та в самих підсистемах спирається на фундаментальні закони збереження енергії та маси. Для математичного опису процесів фізико-хімічних перетворень використовуються рівняння матеріального та енергетичного балансу, які замикаються додатковими закономірностями, що враховують особливості конкретного процесу, наприклад, співвідношеннями для паро-рідинної рівноваги, кінетики хімічних перетворень та інше (рис. 3).

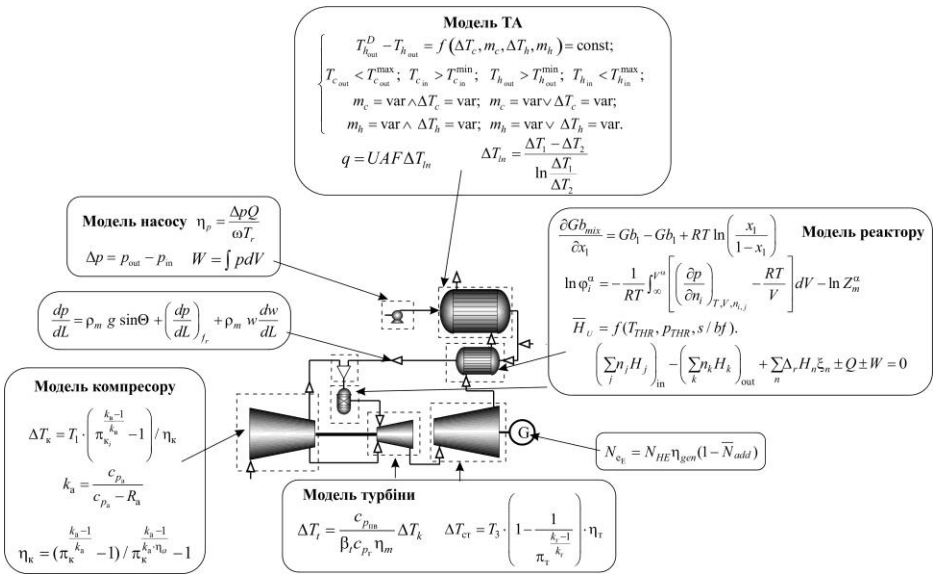


Рис. 4 Фрагмент математичної моделі енергетичного модулю на базі ГТД з ТХО як сукупність математичних моделей структурно-функціональних блоків

Для експериментальних досліджень використовувалася експериментальна база Центру Перспективних Енергетичних Технологій Науково-Дослідного Інституту «Енергетики та Машинобудування» Національного університету кораблебудування імені адм. Макарова.

Аналогічно теоретичним дослідженням, для експериментального дослідження складної технічної системи, якою є енергетична установка раціональне використання об'єктно-орієнтованого підходу із застосуванням одної з існуючих стратегій декомпозиції. Як і у випадку теоретичних досліджень найбільш близькою є функціональна декомпозиція з одночасним розглядом експериментальних стендів, як «чорних скринь», що обмінюються з системою вхідними та вихідними фізичними та інформаційними потоками. Такий підхід дозволив представити експериментальну енергетичну установку з термохімічною обробкою палива у вигляді системи взаємозалежних експериментальних стендів, на кожному з яких досліджуються процеси відповідної підсистеми (рис.5).



Рис. 5 Структура системи взаємозалежних експериментальних стендів

Проведені теоретичні та експериментальні дослідження ефективності процесів термохімічної обробки палива надали можливість встановити перспективність застосування природного газу, попутного газу, метанолу, етанолу в якості базових вуглеводневих та спиртових палив для термохімічної обробки шляхом утилізації вторинних енергоресурсів теплових двигунів. Визначені межі застосування існуючих підходів до оцінки ефективності процесів термохімічної обробки палив. Виявлені обмеження, яки пов'язані з впливом основних параметрів процесу конверсії на визначення діапазону доцільності застосування термохімічної обробки палива в залежності від властивостей палив. Експериментальні дослідження комплексного впливу температури, тиску та складу суміші на ефективність термохімічної обробки палива на базі етанолу надали можливість виявити значний вплив витрат механічної енергії на коефіцієнт використання енергії при організації процесів обробки палива, який не був врахований у попередніх теоретичних дослідженнях.

Подальші дослідження були направлені на визначення параметрів суднових енергетичних установок з використанням термохімічних технологій. Доведена ефективність використання на високотехнологічних суднах та плавучих об'єктах нафтогазовидобутку газотурбінних та комбінованих енергетичних модулів з термохімічною обробкою базового палива та утилізацією теплоти відпрацьованих газів ГТД. Підтверджена енергоефективність використання термохімічних перетворення енергії в металогідридних утилізаційних установках енергомодулів сучасних та перспективних суден – газовозів.

Створена універсальна математична модель хімічно реагуючих потоків в камерах згоряння ГТД, що працюють на продуктів термохімічної конверсії палив різного складу, яка дозволяє коректно прогнозувати гідродинамічні і хімічні процеси в подібних паливоспалюючих пристроях. Проведені тривимірні розрахунки робочого процесу в низькоемісійній камері згоряння газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт показали можливість ефективного використання продуктів термохімічної конверсії попутного газу в якості основного палива та стабільність процесу горіння в камері згоряння з попереднім частковим перемішуванням палива и окиснювача.

Основні положення та результати проведених досліджень відображені в 41 друкованих наукових працях, з них 19 основних публікацій у наукових спеціалізованих виданнях, рекомендованих переліком ДАК МОН України, (з них 9 без співавторів); 8 публікацій у іноземних фахових виданнях, включених до

міжнародних наукометричних баз Scopus та/або Web of Science Core Collection (1 без співавторів); 10 публікацій у іноземних фахових виданнях, включених до міжнародних наукометричних баз (3 без співавторів); 5 патентів або заявок на корисну модель. Крім того 58 доповідей на міжнародних конференціях надруковані в матеріалах конференцій або збірниках тез (з них 28 без співавторів);

Висновки.

В результаті виконаних наукових досліджень отримав подальший розвиток напрям створення інноваційних суднових енергетичних установок на основі утилізації вторинних енергоресурсів теплових двигунів та розроблена концепція раціонального використання енергії палива застосуванням термохімічних технологій утилізації та організації термохімічної обробки палива за рахунок підводу теплоти відпрацьованих газів для здійснення парової конверсії базового палива при параметрах процесів, які відповідають параметрам процесів підводу робочого тіла в теплові двигуни та, як наслідок, поліпшення енергоефективності енергетичних комплексів високотехнологічних суден та плавучих об'єктів нафтогазовидобутку.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у наступному:

Вперше методами фізичного та математичного моделювання процесів комплексно досліджені фізико-хімічні механізми термохімічної утилізації вторинних енергоресурсів, обробки палива та спалювання отриманих модифікованих продуктів в суднових енергетичних установках високотехнологічних об'єктів, за результатами чого:

1. Обґрунтована енергоефективність застосування природного газу, попутного газу, метанолу, етанолу в якості базових вуглеводневих та спиртових палив, та встановлено, що термохімічна обробка вуглеводневих та спиртових палив шляхом утилізації вторинних енергоресурсів теплових двигунів суднових енергетичних установках приводить до покращення співвідношення величин викидів CO_2 на одиницю транспортної роботи судна (та, відповідно, зниження індексу EEDI):
   - 1.1 Для газовозів LNG з єдиною електроенергетичною установкою на 25–40 %;
   - 1.2 Для газовозів LPG на 30-42 % відносно енергетичних установок, які працюють на нафтових паливах та на 22-24 % відносно енергетичних установок, які працюють на LPG;
   - 1.3 Для круїзних суден на 15-25 % відносно енергетичних установок, які працюють на нафтових паливах, та на 10-15 % відносно енергетичних установок, які працюють на LNG;
   - 1.4 Для суден Ro-pax від 5 до 15%.
2. Обґрунтований та доведений до реалізації принцип організації термохімічної обробки палива при параметрах процесів, які відповідають параметрам робочих процесів теплових двигунів, при цьому встановлене, що:
   - 2.1 Утилізація вторинних енергоресурсів теплових двигунів шляхом термохімічної обробки палива забезпечує зменшення питомої витрати палива на 20-30%;
   - 2.2 Для діапазону середньомасових температур газів за серійними тепловими двигунами суднових енергетичних установок максимальний приріст теплоти згоряння газоподібного вуглеводневого палива складає 18–22%;
   - 2.3 Підвищення тиску процесу термохімічної обробці газоподібних вуглеводневих палив до тиску подання палива до ГТД (2,0–2,5 МПа) призводить до зміщення області ефективності процесу обробки в зону високих температур та зниженню приросту теплоти згоряння на 50–60%;
   - 2.4 При термохімічної обробці газоподібних та рідких палив допустиме масове співвідношення витрат пара/паливо складає 6–7 для газоподібних вуглеводневих палив та 0,6–0,9 для рідких спиртових палив;
   - 2.5 Витрати механічної енергії при організації процесів термохімічної обробки палива та подання отриманих модифікованих продуктів до двигуна суттєво впливають на ефективність використання ТХО та їх необхідно враховувати при виборі схемних рішень установки.
3. Визначено, що використання термохімічної утилізації тепла з подальшим низькоемісійним спалюванням отриманих модифікованих продуктів дає змогу:
   - 3.1 отримувати синтетичний газ стійкого складу незалежно від вмісту метану у базовому паливі та забезпечувати стабільність процесу горіння в камері згоряння з попереднім частковим перемішуванням палива та окиснювачу;
   - 3.2 Забезпечувати концентрацією основних токсичних компонентів за камерою згоряння ГТД: оксидів азоту не вище 10ppm, CO до 85 ppm, що відповідає сучасним європейським стандартам.

На основі отриманих наукових результатів сформульовано наукові положення:

– Утилізація вторинних енергоресурсів суднових енергетичних установок високотехнологічних об'єктів за узгодженими параметрами процесів термохімічної обробки палива та робочих процесів теплових двигунів забезпечує зменшення питомої витрати палива на 20-30%;

– Створення суднових енергетичних установок високотехнологічних об'єктів, які відповідають перспективним вимогам Міжнародної морської організації та забезпечують поліпшення індексу енергетичної ефективності судна (EEDI) на 5-42% реалізовано термохімічною обробкою палива з низькоемісійним спалюванням отриманих газоподібних продуктів та подальшою утилізацією вторинних енергоресурсів, а також утилізацією енергії вторинної теплоти двигунів в металогідридних установках

– Використання продуктів термохімічної обробки палива в газозотурбінних двигунах суднових енергетичних установок високотехнологічних об'єктів забезпечує стабільність робочих процесів в двигуні та зменшення вмісту у відпрацьованих газах оксидів азоту до 10ppm, оксиду вуглецю до 85 ppm.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[31] Dumo, D., Cherednichenko, O. (2007). Povyshenie teplovoy ekonomichnosti GTU za schet regulirovaniya temperatury vozdukha na vkhode GTD. *Zbirnyk naukovykh prats Natsionalnoho universytetu korablebuduvannia imeni admirala Makarova - Collection of Scientific Papers of Admiral Makarov National University of Shipbuilding*, 6, 120-128. [in Russian].

[32] Gorbov, V., Cherednichenko, O. (2008). Obespechenie nadezhnosti i zhivuchesti SEU na gazoturboelektrokhodakh. *Visnyk SevDTU - SevGTU Journal*, 87, 51-55. [in Russian].

[33] Gorbov, V., Cherednichenko, O. (2008). Analiz i perspektivyi ispolzovaniya otechestvennyih gazoturbinnyih dvigateley v sudovoy energetike *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya - Aerospace technic and technology*,8, 103-107. [in Russian]. http://nbuv.gov.ua/UJRN/aktit_2008_8_22.

[34] Gorbov, V.M., Cherednichenko, O. C. (2009). Analiz strukturnykh skhyem enyergyetichyeskikh ustanovok kruiznykh laynyerov. *Visnyk SevDTU - SevGTU Journal*, 97, 38-42. [in Russian].

[35] Tkach, M.R., Cherednichenko, O. C. (2009). Effektivnost gazoturbinnoy ustanovki s termodinamicheskoy i termokhimicheskoy regeneratsiey tepla otkhodyashchikh gazov. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya - Aerospace technic and technology*, 7 (64), 19-22. [in Russian].

[36] Cherednichenko, O. C. (2010). Ob effektivnosti termokhimicheskoy regeneratsii tepla v gazoturbinnykh ustanovkakh mobilnykh energokompleksov. *NUS Journal. Electronic Editon*, 1. Retrieved from http://evn.nuos.edu.ua/issue/view/1382. [in Russian]

[37] Cherednichenko, O. C., Tkach, M.R., Vaschilenko, N.V. (2010). Povyshenie effektivnosti mobilnykh gazoturbinnykh ustanovok slozhnykh tsiklov primeneniem promezhutochnogo teplonositelya. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya - Aerospace technic and technology*, 7 (74), 41-44. [in Russian].

[38] Cherednichenko, O. C., Tkach, M.R. (2011). K vyboru parametrov promezhutochnogo teplonositelya regenerativnogo gazoturbinnogo tsikla. *Vestnik dvigatelestroeniya*, 2, 101-105. [in Russian].

[39] Cherednichenko, O. C. (2011). Energeticheskie i massogabaritnye pokazateli gazoturbinnykh ustanovok s promezhutochnym zhidkometallicheskim teplonositelem. *Zbirnyk naukovykh prats Natsionalnoho universytetu korablebuduvannia imeni admirala Makarova - Collection of Scientific Papers of Admiral Makarov National University of Shipbuilding*, 5, 76-83. [in Russian].

[40] Cherednichenko, O. C., Tkach, M.R. (2012). Eksperimentalnyy stend dlya issledovaniya termokhimicheskoy konversii bioetanola vtorichnymi energoresursami GTD. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya - Aerospace technic and technology*, 7, 65-69. [in Russian].

[41] Cherednichenko, O. C. (2014). Otsenka effektivnosti termokhimicheskoy regeneratsii tepla v dizel-gazoturbinnoy energeticheskoy ustanovke [Evaluation of efficiency of thermochemical heat recovery in diesel-gas turbine power plant]. *Naukovyi visnyk Khersonskoi derzhavnoi morskoi akademii - The scientific bulletin of Kherson state maritime academy*, 2 (11), 89 – 96. [in Russian].

[42] Cherednichenko, O. C., Tkach, M.R. (2015). Povyshenie effektivnosti kombinirovannoy energeticheskoy ustanovki termokhimicheskoy regeneratsiey tepla. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya - Aerospace technic and technology*, 7 (124), 94-99. [in Russian].

[43] Cherednichenko, O. C. (2016). Modelirovanie energokompleksov s termokhimicheskoi regeneratsiei tepla dlya sudov-gazovozov [Modeling of efficiency of ship power plants with ther-mochemical heat recovery for liquefied natural gas carriers]. *Vestnik dvigatelestroenija – Herald of Aeroenginebuilding*, 2, 36-41. [in Russian].

[44] Cherednichenko, O. C., Tkach, M.R., Timoshevsky, B.G., Proskurin, A.Y. (2016). Effektivnost termokhimicheskoy regeneratsii tepla v energeticheskoy ustanovke sudna klassa "reka-more" [Thermochemical heat

recovery efficiency of the "river-sea" ship power plants]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya - Aerospace technic and technology*, 8 (135), 29-35. [in Russian].

[45]] Cherednichenko, O. C. (2016). Metodolohycheskoe obespechenye eksperymentalnukh yssledovanyi elementov enerhetycheskykh ustanovok s termokhymycheskoi reheneratsyei sbrosnoho tepla [Methodological support for research of thermochemical heat recovery power plant elements]. *Naukovyi visnyk Khersonskoi derzhavnoi morskoi akademii - The scientific bulletin of Kherson state maritime academy*, 1 (14), 274 – 280. [in Russian].

[46] Cherednichenko, O. C., Tkach, M.R. (2017). Vliyanie klimaticheskikh faktorov na effektivnost' utilizatsionnoi metallogidridnoi ustanovki dvukhtoplivnogo malooborotnogo DVS gazovoza [Influence of Climatic Factors on the Efficiency of Disposal Metal-Hydride Unit for the Double-Fuel Low-Speed Internal Combustion Engine of Gas Tankers]. *Visnyk NTU "KhPI" - Bulletin of NTU "KhPI"*, 10(1232), 85–91. [in Russian]. doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.12. [in Russian].

[47] Cherednichenko, O. C. (2017). Povyshenie jeffektivnosti jenergeticheskih ustanovok sudov-gazovozov primeneniem termohimicheskih tehnologij [Increase of efficiency of ship power plants of gas carriers with application of thermochemical technologies]. Dvigateli vnutrennego sgoranija – ICE, 1, 46-51. [in Russian].

[48] Cherednichenko, O., Serbin, S. (2018). Analysis of efficiency of the ship propulsion system with thermochemical recuperation of waste heat. *Journal of Marine Science and Application,* 17:122–130. https://doi.org/10.1007/s11804-018-0012-x.

[49] Cherednichenko, O C. (2019). Efficiency Analysis of Methanol Usage for Marine Turbine Power Plant Operation Based on Waste Heat Chemical Regeneration / *Problemele Energeticii Regionale;* Chişinău Vol. 2019, Iss. 1, P 102-111. DOI: 10.5281/zenodo.2650429

[50] Cherednichenko, O. C. (2019). Primenenie termohimicheskoy utilizatsii v energeticheskih ustanovkah vyisokotehnologichnyih sudov. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya - Aerospace technic and technology*, 7, 58-64. [in Russian]. **Doi: 10.3260/aktt2019.7.07**

[51] **Cherednichenko, O.; Tkach, M., Timoshevskiy, B., Havrysh, V., Dotsenko, S. (2019). Improving the Efficiency of a Gas-Fueled Ship Power Plant by Using a Waste Heat Recovery Metal-Hydride System. *Scientific Journals of the Maritime University of Szczecin*, 59 (131), 9–15, DOI: 10.17402/346.**

[52] **Cherednichenko, O.; Serbin, S.; Dzida, M. (2019). Application of thermo-chemical technologies for converging of associated gas in diesel-gas turbine installations for oil and gas floating units. *POLISH MARITIME RESEARCH*, 3 (103), Vol. 26; pp. 181-187, DOI: 10.2478/pomr-2019-0059**

[53] Cherednichenko, O.; Tkach, M., Dotsenko, S. (2019). "The Usage of a Waste Heat Recovery Metal-Hydride Unit of Continuous Operation in the Maritime Energy," *2019 IEEE International Conference on Modern Electrical and Energy Systems (MEES)*, Kremenchuk, Ukraine, pp. 510-513. doi: 10.1109/MEES.2019.8896386/

[54] **Cherednichenko, O.; Serbin, S.; Dzida, M. (2019).** Investigation of the combustion processes in the gas turbine module of an FPSO operating on associated gas conversion products **. *POLISH MARITIME RESEARCH*, 4 (104), 2019, Vol. 26; pp. 149-156, DOI: 10.2478/pomr-2019-0077.**

[55] Cherednichenko, O.; Havrysh, V.; Shebanin, V.; Kalinichenko, A.; Mentel, G.; Nakonieczny, J. (2020). Local Green Power Supply Plants Based on Alcohol Regenerative Gas Turbines: Economic and Environmental Aspects. *Energies* 2020, *13*, 2156.

[56] Cherednichenko, O.; Mitienkova, V. (2020). Analysis of the Impact of Thermochemical Recuperation of Waste Heat on the Energy Efficiency of Gas Carriers. *J. Marine. Sci. Appl.* . https://doi.org/10.1007/s11804-020-00127-5

Cherednichenko O.

INCREASING OF SHIP POWER PLANTS OF HIGH-TECH OBJECTIVES ENERGY EFFICIENCY BY MEANS OF USE OF THERMOCHEMICAL TECHNOLOGIES

Annotation. *The issues of improving the efficiency of thermo-chemical heat recovery system usage are discussed. The main aim of the research is an analysis of characteristics of innovation marine power plants with the thermo-chemical regeneration of waste heat. Characteristics of alternative fuels are considered, and problems of application are revealed. Various variants of marine power plants with thermo-chemical heat recovery are presented. Criteria for evaluating the effectiveness of the developed schemes are proposed. The results obtained indicate the effectiveness of the schemes.*

Keywords: *ship power plant; thermo-chemical recuperation; fuel conversion; syngas*

УДК 621.44:629.425

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

Вассерман Александр Анатольевич, д.т.н. проф., Слынько Алексей Григорьевич, к.т.н. доц.
Одесский национальный морской университет,Украина, Одесса
avas@paco.net asg-37@ukr.net

Анотація. *Пропонується вдосконалення термодинамічного циклу газотурбінної установки. Воно здійснюється шляхом попереднього охолодження повітря, двоступеневим стисненням його з проміжним охолодженням до температури навколишнього середовища та розширенням газів у турбіні до тиску нижче атмосферного. Ефективність вдосконалення та доцільність його практичного застосування підтверджуються розрахунками*

Ключові слова. *Термодинамічний цикл; газотурбінна установка; охолодження повітря; розширення у вакуум.*

Вступление Газотурбинные установки (ГТУ) являются мощными и перспективными тепловыми двигателями [1, 2], но их термический коэффициент полезного действия (КПД) ниже, чем у поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) [3]. Повышение термического КПД ГТУ – актуальная задача. Описание усовершенствования термодинамического цикла ГТУ для повышения их эффективности и конкурентоспособности с ДВС является **целью нашей работы**.

Основная часть. На рис. 1 изображены совместно в *p,v* і *T,s* координатах термодинамические циклы простой открытой ГТУ (***1-2-3-4***) і усовершенствованной путем предварительного охлаждения воздуха при двухступенчатом его сжатии с промежуточным охлаждением до температуры окружающего среды и с расширением газов в турбине до давления ниже атмосферного (***1-7-8-9-10-3-5-6-7-1***). На рис. 2 изображена принципиальная схема такой модифицированной установки.

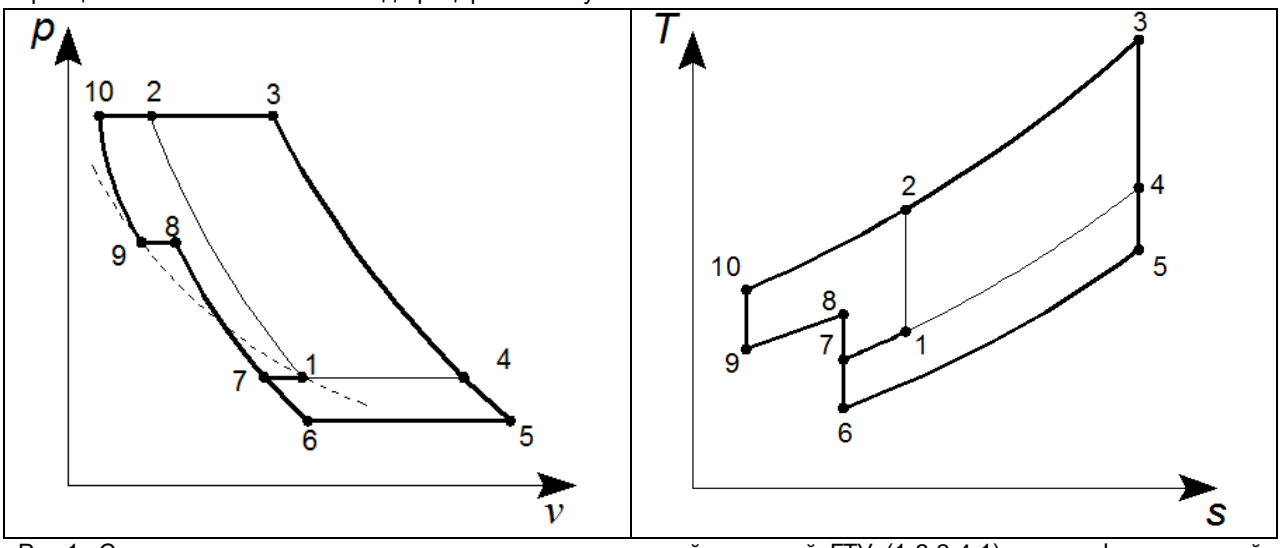


Рис.1. Сопоставление термодинамических циклов простой открытой ГТУ (1-2-3-4-1) и модифицированной путем предварительного охлаждения воздуха а расширения газов в турбине до давления ниже атмосферного (1-7-8-9-10-3-5-6-7-1)

Предлагаемый термодинамический цикл ГТУ осуществляется таким способом. Воздух, всасывается компрессором низкого давления (КНД) ***I*** из атмосферы (рис. 2), охлаждается в теплообменнике ***VIII*** (процесс ***1-7***) газами, которые отработали в турбине и затем охлаждены с помощью утилизационной теплоиспользующей холодильной установки (УТИХУ) ***V*** (процесс ***5-6*** на рис. 1) и сжаты вакуумным насосом ***VII*** до атмосферного давления (процесс ***6-7***). Охлажденный свежий воздух изоэнтропно сжимается в КНД до промежуточного давления (процесс ***7-8***, рис. 1). Сжатый воздух охлаждается до температуры окружающего среды (процесс ***8-9***) в теплообменнике ***IX*** водой из градирни или забортной водой. Воздух, сжатый в компрессоре высокого давления ***II*** (КВД**)** (процесс ***9-10***) вместе с топливом подается в камеру сгорания ***III*** (рис. 2.). Газы, образующиеся в камере, поступают на лопатки газовой турбины ***IV***, где изоэнтропно расширяются до давления ниже атмосферного (процесс ***3-5***). Отработавшие в турбине газы подаются в

генератор пара УТИХУ ***V***. После генератора пара газы перед сжатием их вакуумным насосом ***VII*** до давления несколько выше атмосферного и подачей их в охладитель свежего воздуха ***VIII*** доохлаждаются в ресивере-охладители ***VI*** холодоносителем УТИХУ ***V*** (рис. 2).

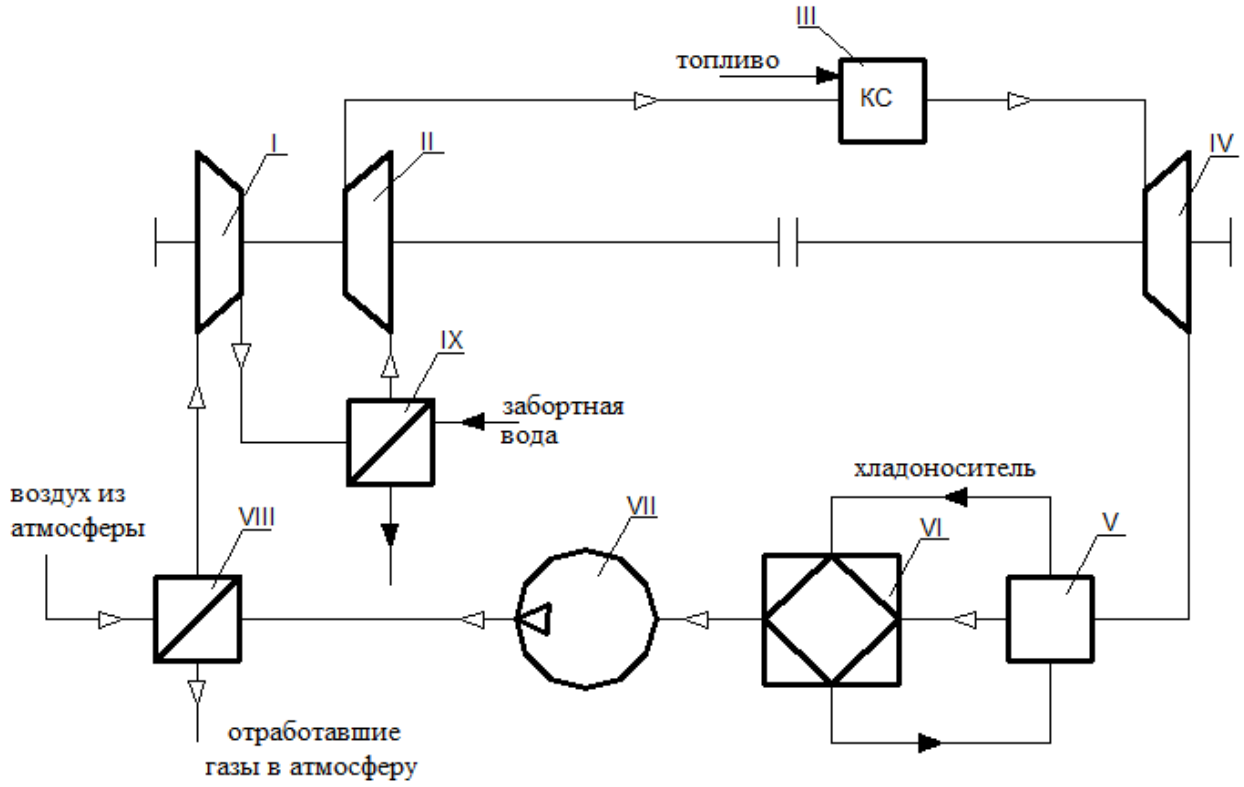


Рис. 2.. Принципиальная схема модифицированной ГТУ:
I – КНД; II – КВД; III – камера сгорания; IV – газовая турбина V – утилизационная теплоиспользующая холодильная установка; VI – ресивер-охладитель газов; VII – вакуумный насос; VIII – охладитель воздуха, всасываемогоКНД; IX –промежуточный охладитель воздуха.

Для сопоставления энергетической эффективности базового термодинамического цикла ГТУ и модифицированного выполнены соответствующие тепловые расчеты. В качестве исходных данных приняты температура атмосферного воздуха t_1 =30°С и давление p_1= 0,101325 МПа; степень повышения давления β=7 и температура газов, поступающих в турбину t_3 = 850ºС. Рассмотрены варианты, при которых атмосферный воздух перед сжатием в КНД предварительно охлаждается до температуры *минус* 10°С и *минус* 30°С. Удельная работа та термический КПД базовой ГТУ, работающей при этих же исходных данных, равны 254,8 кДж/кг и 0,4265. Изменения этих показателей после модификации установки рассчитывались относительно этих величин. Результаты расчетов приведены в таблице.

Анализируя данные, приведенные в таблице, можно сделать следующие выводы:
– усовершенствование простой ГТУ путем предварительного охлаждения воздуха и расширении газов в турбине до давления ниже атмосферного существенно повышает удельную работу и термический КПД;

Удельная работа $l_{гту}$ и термический КПД ηt модифицированной ГТУ и их изменение относительно соответствующих характеристик базовой простой ГТУ

Давление газов в конце расширения, p_5, МПа	Температура предвар. охлаждения воздуха, t_7,ºС	Удельная работа ГТУ *l*, кДж/кг	Повышение удельной работы, δ*l*%	Термический КПД, η%	Повышение КПД, δη%	Температура газов, отработ. в турбине, $t_{5,,}$ºС	Темпер. охлажд. газов перед вакуум. насосом t_6,ºС
0,101325	-10	299,0	17,3	0,4116	-3,5	371,0	-10

	-25	*303,8*	*19,2*	*0,4183*	*-1,9*		*-25,0*
0,09	-10	311,7	22,3	0,4292	0,6	349,5	-18,8
	-25	*317,0*	*24,4*	*0,4365*	*2,3*		*-33,3*
0,08	-10	324,0	27,1	0,4460	4,6	328,9	-27,2
	-25	*329,8*	*29,4*	*0,4540*	*6,5*		*-41,2*
0,07	-10	337,4	32,4	0,4645	8,9	306,4	-36,4
	-25	*343,7*	*34,9*	*0,4732*	*11,0*		*-49,9*
0,06	-10	352,2	38,2	0,4849	13,72	281,4	-46,6
	-25	*359,1*	*40,9*	*0,4944*	*15,9*		*-59,5*
0,05	-10	368,9	44,8	0,5079	19,1	253,3	-58,1
	-25	*376,5*	*47,8*	*0,5184*	*21,5*		*-70,4*
0,04	-10	388,3	52,4	0,5345	25,3	220,8	-71,4
	-25	*396,6*	*55,7*	*0,5460*	*28,0*		*-82,9*
0,03	-10	411,4	61,5	0,5664	32,8	181,8	-87,3
	-25	*420,7*	*65,1*	*0,5794*	*35,8*		*-97,9*
0,02	-10	441,0	73,1	0,6071	42,4	132,0	-107,6
	-25	*451,4*	*77,2*	*0,6215*	*45,7*		*-117,1*
0,01	-10	484,3	90,0	0,6667	56,3	59,2	-137,4
	-25	*496,4*	*94,8*	*0,6834*	*60,2*		*145,1*

– при предварительном охлаждении воздуха и расширение газов в турбине до атмосферного давления термический КПД снижается, потому что средняя температура подвода теплоты уменьшается, а средняя температура отвода теплоты остается постоянной;

– температура газов после турбины до давления 0,03 МПа вполне пригодна для использования их в качестве горячего источника теплоты в абсорбционной водоаммиачной холодильной установке;

– до давления расширения газов в турбине 0,07 МПа их можно охлаждать с помощью абсорбционной водоаммиачной холодильной установки;

- при давлении расширения газов ниже 0,07 МПа для их охлаждения нужно использовать каскадную двухступенчатую холодильную установку, нижний каскад которой потребует дополнительной работы, что уменьшит показатели эффективности, приведенные в таблице.

Выводы. Рассмотренное усовершенствование ГТУ позволит не только экономить топливо, но и уменшить газовое и тепловое загрязнение окружающей среды, что особенно актуально для мощных ГТУ. В святи с ростом стоимости топлива, его существенная экономия при э С.А.ксплуатации таких ГТУ быстро окупит дополнительные капитальные затраты, связанные с их производством.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика.– М.: Издатель
ский дом МЭИ, 2008. – 496 с.
2. Васильев В.К., Санталов С.АТепловые расчёты паровых и газовых турбоагрегатов. **–** Л.:
Судпромгиз,: 1960, 815 с.
3. Фомин Ю.Я., Горба нь А.И., Добровольский В.В. и др. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Л.:
Судостроение, 1989. – 344 с.

Vasserman Alkrsandr, Slyn`ko Aleksey

IMPROVEMENT OF THERMODYNAMIC CYCLE OF GAS TURBINE PLANT

Reference. *Improvement of thermodynamic cycle of gas turbine plant is proposed. It is realized by preliminary cooling of air and its two stage compression at intermediate cooling to the temperature of surroundings. The gas in turbine is expanded to pressure lower than atmospheric. The efficiency of such improvement and expediency of its practical application is confirmed by calculations.*

Keywords *Thermodynamic cycle; gas turbine plant; cooling of air; expading into vacuum.*

УДК 533.6 : 621.1

СТАТИЧНЕ КЕРУВАННЯ КІНЕМАТИЧНИМИ ПАРАМЕТРАМИ ВИХІДНОГО ПОТОКУ ВИХРОВИХ КАМЕР

Кочін В.О., к.т.н., с.н.с.[1], Мороз В.В., к.т.н., с.н.с.[1], Турик В.М., к.т.н., доц.[2]
[1]Інститут гідромеханіки НАН України; [2]Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Україна, м. Київ
[1] KochinVO@nas.gov.ua , [1] MorozVV@nas.gov.ua , [2]Turick46@gmail.com,

Анотація. *Наведено теоретичні оцінки формування течії, а також результати термоанемометричних вимірювань профілів швидкості та інтенсивності пульсацій у вихідному потоці вихрових камер змішування в залежності від їх геометричних параметрів. Отримані дані можуть бути застосовані при проектуванні обладнання суднових установок та систем з покращеними масогабаритними, енергетичними та екологічними показниками.*

Ключові слова: *вихрова камера; торцевий ефект; термоанемометрія; профілі швидкості; інтенсивність пульсацій*

Вступ

Підвищення ефективності енергетичних машин і апаратів вихрового типу неможливе без досліджень та розробки новітніх методів ефективного керування крупними вихровими структурами, що визначають процеси переносу в закручених потоках, а отже, теплогідравлічні характеристики та надійність устаткування. В роботах [1–3] з дослідження взаємодії нестисливої вісесиметричної закрученої течії з примежовими шарами на торцевих дисках коротких камер було встановлено, що при збільшенні параметра закрутки зростає доля потоку, який затягується з області ядра в середній зоні камери до примежових шарів на торцевих дисках. Це явище було названо «торцевим ефектом» і пояснювалось виникаючим через напруження тертя дисбалансом між відцентровою силою в примежовому шарі та силою, яка зумовлена градієнтом тиску, спрямованим до середини торцевих стінок. Але в подальших дослідженнях (наприклад, [4, 5]) аеродинаміки обмежених закручених потоків у вихрових камерах (ВК) при їх певних геометричних та режимних параметрах роботи було виявлено цілком упорядковане затягування від 30 до 75–80% загальної витрати вхідного потоку з боку впускного сопла до глухого торця при досить широкому діапазоні відносних глибин його розташування: $L/d_0 \approx 0 \div 4{,}5$ (L – відстань від середини соплового пристрою до глухого торця; d_0 – внутрішній діаметр камери). Таким чином, взаємодія ядра потоку з примежовим шаром на поверхні глухого торця не може складати основний чинник явища «торцевого ефекту», причому зазначена назва його має передбачати більш глибокий зміст. Розділення вхідного потоку при виході із сопла до циліндричної частини ВК на тупикову та проточну ділянки потребує більш загального теоретичного аналізу, у якому місце взаємодії ядра закрученого потоку з примежовим шаром на стінці торця, очевидно, є визначальним лише для стадії формування течії Бьодевадта на торці. Відповідне виникнення радіальної складової обертового руху маси газу біля торця у напрямку його центра слід вважати лише одним з проявів узагальненої картини упорядкованої тупикової течії [5]. Цілком зрозуміло, що утворена у всій тупиковій зоні ВК досить складна макроструктура течії тією чи іншою мірою має відбиватися на структурі вихідного потоку з камери.

Отже, **метою дослідження** є: по-перше, проведення наближеного теоретичного аналізу визначального фактора утворення «торцевого ефекту» в полі відцентрових сил обмеженого простору ВК; по-друге, експериментальне визначення шляхом термоанемометрії течії реакції газового потоку на виході з ВК при варіюванні її геометричними параметрами — осьовими кутами входу потоку та глибиною тупикової частини.

Теоретичні оцінки первинного чинника формування торцевого ефекту

Попередні експериментальні дослідження [4, 5] показали, що картини розподілу трансверсальної швидкості в різних поперечних перерізах ВК (рис. 1), в тому числі в зоні максимального моменту кількості руху (присоплова ділянка камери), наближаються до профілів вихору Ренкіна (рис. 2).

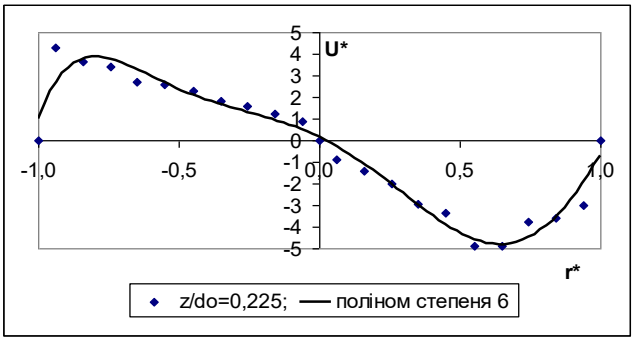


Рис. 1.Типовий розподіл трансверсальної швидкості в поперечних перерізах тупикової зони камери (z – поздовжня координата від центра сопла);
$\mathrm{Re}_c = 86500; \alpha = 0^0; \gamma = 88^0;\ S_C/S_{вк} \approx 0{,}123 \div 0{,}1255$.

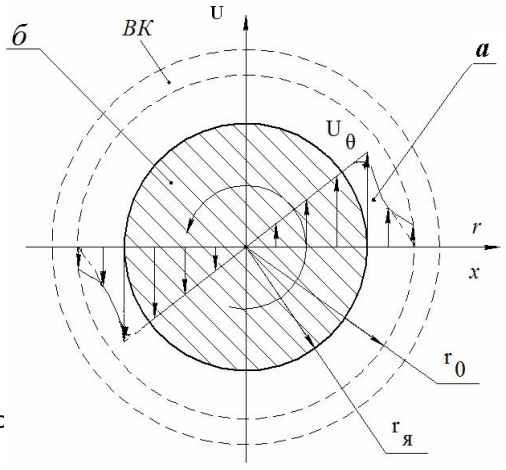


Рис циркуляційної течії; *б* – вимушений вихор.

На рис. 1 число Рейнольдса Re_c визначене за параметрами впускного сопла; α, γ – відповідно кут осьового розташування більшої стороні проточної частини сопла і кут тангенціальності входу потоку; $S_C, S_{вк}$ – площі поперечного перерізу сопла і камери.

Для кільцевої зони циркуляційного руху при нехтуванні роботою сили тяжіння інтеграл Ейлера рівнянь руху ідеального газу можна представити як

$$P - P_0 = -\Gamma^2 \Big/ \left(8\pi^2 r^2\right),$$

де Г – циркуляція швидкості, *r* – поточний радіус, $P = \dfrac{k}{k-1}\dfrac{p}{\rho}$, $P_0 = \dfrac{k}{k-1}\dfrac{p_0}{\rho_0}$ – функції тиску (P_0 віднесена до внутрішньої стінки камери та умовно приймається за параметр гальмування). На його підставі отримаємо співвідношення тисків

$$\frac{p}{p_0} = \left(1 - \frac{k-1}{a_0^2}\cdot\frac{m^2 U_\infty^2}{2\bar{r}^2}\right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad \text{або} \quad \frac{p}{p_\infty} = \left[1 + \frac{k-1}{2}M_\infty^2 - \frac{k-1}{a_0^2}\frac{m^2}{\bar{r}^2}\frac{U_\infty^2}{2}\left(1 + \frac{(k-1)M_\infty^2}{2}\right)\right]^{\frac{k}{k-1}}. \tag{1}$$

До виразів входять: $p, \rho;\ p_0, \rho_0$ – абсолютні тиски і густини відповідно в поточних точках на радіусі r плоского вихору кільцевої зони та на радіусі r_0 в «загальмованому» потоці; $\bar{r} = r/r_o$; k – показник адіабати; a_0 – швидкість звуку в «загальмованому» потоці; M_∞ – число Маха вхідного потоку. Приймається, що на внутрішньому граничному для цієї зони радіусі $r_я$ максимальна трансверсальна швидкість $U_\theta^{\max}$ дорівнює середній швидкості входу потоку U_∞ до порожнини камери. На підставі багатьох дослідів при γ>60^0 можна прийняти параметр $m = r_я/r_o \approx 0{,}75 \div 0{,}9$.

Формули (1) показують, що в периферійній циркуляційній зоні течії в камері тиск газу зі зменшенням радіуса зменшуються тим інтенсивніше, чим більше число M_∞.

В зоні стаціонарного плоского вимушеного вихору маємо диференціальне рівняння руху у формі Громеки Лемба в полярних координатах:

$$\frac{d}{dr}\left(P + \frac{\upsilon^2}{2}\right) = 2\omega^2 r,$$

де $P = \int \frac{dp}{\rho}$ – баротропний потенціал течії; υ, ω – лінійна та кутова швидкості.

Інтеграл цього рівняння за умови адіабатності течії має вигляд $\frac{p}{\rho} = \frac{k-1}{k} \cdot \frac{\omega^2 r^2}{2} + C.$

Стала інтегрування знаходиться, виходячи з умови на межі вимушеного вихору і кільцевої циркуляційної зони: $C = \frac{p_\infty}{\rho_\infty} - \frac{k-1}{k} \cdot \frac{U_\infty^2}{2}$. Тоді остаточно маємо

$$\frac{p}{p_\infty} = \left\{ 1 + \frac{(k-1) M_\infty^2}{2} \cdot \left[\left(\frac{\overline{r}}{m} \right)^2 - 1 \right] \right\}^{\frac{k}{k-1}}. \qquad (2)$$

Звідси випливає, що при наближенні до осі циліндричної частини ВК тиск газу знижуються, причому темп зниження зростає при збільшенні числа M_∞.

Формули (1) і (2) пояснюють першопричину утворення «торцевого ефекту» у вихрових камерах. Оскільки із зростанням радіуса, тобто з наближенням до стінки, тиск газу збільшуються від мінімальних величин на осі камери до певних максимальних величин, близьких до параметрів гальмування в пристінній зоні камери, то відповідне зменшення тиску поблизу осі камери в зоні входу потоку стимулює ефект самоежекції, тобто відтік газу в приосьовій частині ВК з боку глухого торця в напрямку проточної частини. Відповідно, по принципу нерозривності течії це викликає інтенсивне підтягування із соплової області максимального моменту кількості руху до торця частини вхідного закрученого потоку у вигляді потужної спіралеподібної вихрової структури, зосередженої переважно в пристінній зоні камери [4,5]. Очевидно, досліджувана першими авторами [1–3] взаємодія вісесиметричної закрученої течії в ядрі потоку з в'язкими примежовими шарами на торцевих стінках короткої ВК — це наслідки описаного вище процесу.

З формул (1) і (2) випливає, що чим вище значення швидкості тангенціального підведення газу до ВК, тим більша зміна зазначених параметрів, причому ця зміна у вихровому ядрі для всього досліджуваного діапазону чисел M_∞ є набагато більш інтенсивна, ніж у зоні квазіпотенціального циркуляційного руху.

Експериментальні дані кінематики потоку на виході з камери.

Численні експерименти методами візуалізації течії, а також вимірювання актуальних швидкостей термоанемометром фірми "DISA Elektronik" (Данія) показали, що вздовж циліндричної стінки ВК завдяки полю відцентрових масових сил діють когерентні вихрові структури (КВС) меншого масштабу — модифіковані вихори тейлор-гьортлерівської природи, які в кінцевому рахунку вливаються до зазначеної вище найбільш енергоємної спіралеподібної КВС. Наявність такої складної системи вихрових структур у тупиковій зоні ВК обумовлює існування зсувних ефектів, які генерують вихори турбулентної природи, що згідно з каскадним переносом трансформуються у більш дрібніші аж до вихорів колмогорівського масштабу. Для з'ясування впливу такої сукупності вихрових утворень в тупиковій частині камери на структуру вихідного потоку здійснено вимірювання профілів трансверсальної швидкості у вихідному перерізі ВК, розташованому на відстані 0,418 м від центра вхідного сопла. Досліди здійснено на аеродинамічному стенді, робочою частиною якого слугують вихрові камери двох типів: 1 — камера з максимальною глибиною *L* розташування глухого торця ($L/d_o = 4,4$; $d_o = 0,102\,м$ – внутрішній діаметр камери); 2 — камера без тупикової зони ($L/d_o = 0$). Проточна частина вхідного сопла мала розміри *0,041×0,025 м*^{2} з галтелями радіусом *0,005 м* в кутових зонах. Кут тангенціальності уведення потоку до камери складав γ=88^0; число Рейнольдса, обчислене за еквівалентним діаметром впускного сопла та середньою швидкістю вхідного потоку, *Re*$_c$=86500. Осьовий кут орієнтації отвору сопла варіювався в діапазоні $-20^0 \le \alpha \le 20^0$.

На рис. 3 у якості типового прикладу показано профіль усередненої за часом безрозмірної трансверсальної складової швидкості $U^* = U/W_a$, де W_a – середня за перерізом ВК швидкість потоку. Рис. 4 відображає розподіл вздовж вертикального діаметра вихідного перерізу камери величин відносної

інтенсивності пульсацій $\varepsilon_u = \sqrt{u'^2}/U$, де u', U – відповідно місцеві пульсаційна та усереднена за часом трансверсальні складові швидкості).

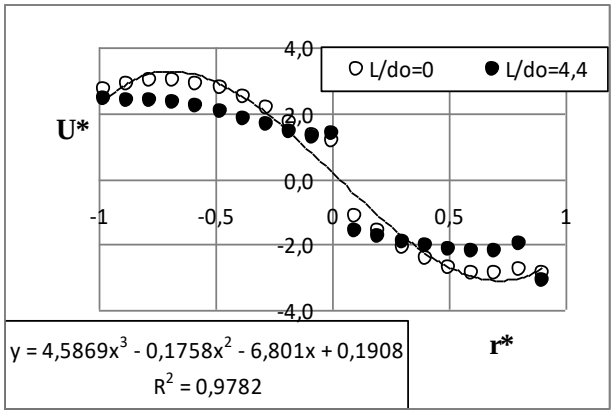


Рис. 3. Розподіл трансверсальної швидкості

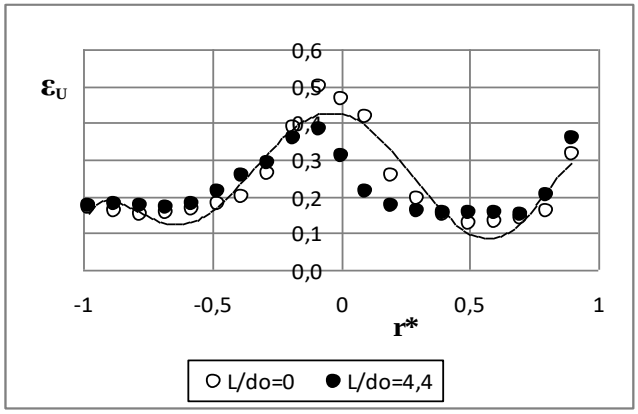


Рис. 4.Розподіл інтенсивності пульсацій швидкості

Як видно з графіків на рис. 3 і 4, при $\alpha = 0^0$ наявність розвиненої тупикової частини вихрової камери покращує рівномірність розподілів трансверсальної швидкості у вихідному перерізі в центральних частинах додатної та від'ємної півосей до ±30%, а інтенсивності пульсацій швидкості в центральній зоні вертикального перерізу зменшує максимально до 48%. Таким чином, за даних вихідних умов розвинена тупикова зона може слугувати своєрідною владнаною ділянкою часткової аеродинамічної стабілізації течії у вихрових камерах. Питання про можливе перетворення частини кінетичної енергії обертового руху в енергію поступального руху газу потребує подальшого детального дослідження.

Разом з тим, обробка експериментальних даних для ВК при повному діапазоні зміни осьових кутів установки впускного сопла $-20^0 \le \alpha \le 20^0$ виявила наступне.

Проведено порівняння варіантів за допомогою уведеного **показника впливу видовженої тупикової частини камери** як зміни усередненої за перерізом камери інтенсивності пульсацій $\Delta\bar{\varepsilon}_u = \bar{\varepsilon}_u - \bar{\varepsilon}_{u,o}$ за наявності тупикової зони по відношенню до усередненого значення інтенсивності пульсацій $\bar{\varepsilon}_{u,o}$ за її відсутності:

$$k_U^T = \frac{\Delta\bar{\varepsilon}_u}{\bar{\varepsilon}_{u,o}} \cdot 100\% .$$

Наведемо результати інтегральної дії орієнтації вхідного потоку та впливу когерентних вихрових утворень, сформованих в тупиковій зоні камери, на структуру вихідного потоку за трансверсальною складовою.

а) Для зазначеного вище випадку α=0º згідно з дослідами маємо: $\bar{\varepsilon}_u = 0,22$; $\bar{\varepsilon}_{u,o} = 0,44$, що дає величину $k_U^T = -50\%$, тобто варіант статичного керування з видовженою тупиковою частиною ВК при чисто обертовому тангенціальному вході потоку до камери значно послаблює пульсації.

б) При α=+20º згідно з дослідами $\bar{\varepsilon}_u = 0,25$; $\bar{\varepsilon}_{u,o} = 0,22$; $k_U^T = +13,6\%$ – тупикова зона течії разом із зазначеною орієнтацією вхідного потоку навпаки підсилює пульсації.

в) При α=–20º згідно з дослідами маємо: $\bar{\varepsilon}_u = 0,26$; $\bar{\varepsilon}_{u,o} = 0,22$; $k_U^T = +18\%$ – сукупність дії тупикової течії із зазначеною орієнтацією вхідного потоку ще більшою мірою підсилює пульсації.

Висновки.

1.Наближений теоретичний аналіз дозволив з'ясувати фізичну модель першопричини утворення явища «торцевого ефекту», що виникає в обмеженому просторі вихрових камер під дією поля відцентрових сил та впливає на структуру вихідного потоку.

2. Проведені експериментальні дослідження доводять можливість спрямованого керування структурою потоку (інтенсивністю пульсацій та рівномірністю розподілу середньої швидкості) на виході з вихрових камер комплексним варіюванням певних сполучень таких геометричних параметрів, як осьовий кут установки впускного сопла та глибина тупикової частини камер.

3. Результати дослідження можуть бути застосовані для раціональної організації робочих процесів вихрових апаратів силового та допоміжного устаткування суднових систем відповідно до технічних умов.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Wormley D. N. An Analytical Model for the Incompressible Flow in Short Vortex Chambers / D. N. Wormley // Trans. ASME. Ser. D. — 1969. — Vol. 91, No. 2. — P. 264–276.

[2] Гольдштик М.А. Вихревые потоки : [монография] / М.А. Гольдштик – Новосибирск : Наука, Сиб.отд-ние, 1981. – 366 с.

[3] Кутателадзе С. С. Аэродинамика и тепломассообмен в ограниченных вихревых потоках: [монография] / С. С. Кутателадзе, Э. П. Волчков, В. И. Терехов. — Новосибирск: Ин-т теплофизики СО АН СССР, 1987. — 282 с.

[4] Makarenko R.A. Kinematics of Flow in a Dead End Part of a Vortex Chamber / R.A. Makarenko, V.N.Turick // International Journal of Fluid Mechanics Research. – 2004. – Vol. 31, No. 3. – P. 299–306.

[5] Бабенко В. В. Макет вихревых структур при течении потока в вихревой камере / В. В. Бабенко, В. Н. Турик // Прикладна гідромеханіка. — 2008. — Т. 10 (82), № 3. — С. 3–19.

V. Kochin, V. Moroz , V. Turick

STATIC CONTROL OF KINEMATIC PARAMETERS OF THE OUTPUT FLOW OF VORTEX CHAMBERS

Annotation*. Theoretical estimates of flow formation and results of thermoanemometric measurements of velocity and pulse intensity profiles in the output flow of mixing vortex chambers depending on their geometrical parameters are given. The obtained data can be used in the design of equipment of ship installations and systems with improved mass, energy and environmental performance.*

Keywords*: vortex chamber; end effect; thermoanemometry; velocity profiles; fluctuation intensity*

УДК 621.438

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПАРОГАЗОВОЇ УСТАНОВКИ З НИЗЬКОНАПОРНИМ ПАРОГЕНЕРАТОРОМ НА ОСНОВІ ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА ПОТУЖНІСТЮ 25 МВТ

Патлайчук В.М. канд. техн. наук, доцент, Калюжний Д.В. студент гр.6231м
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, м. Миколаїв
rcvprc@gmail.com

Анотація. *Для парогазової установки з низьконапорним парогенератором, яка створена на основі газотурбінного агрегата потужністю 25 МВт, розроблена теплова схема, визначена методика проектування та виконані теплові розрахунки при змінних початкових параметрах газу перед газовою турбіною. Проведений аналіз одержаних протягом дослідження результатів.*

Ключові слова: *парогазова установка; газотурбінний агрегат; низьконапорний парогенератор; парова турбіна; ефективність.*

В даний час існує велика кількість комбінованих установок з паровими турбінами і газотурбінними двигунами, які відрізняються за тепловими схемами і за використовуваним устаткуванням. Усе різноманіття відомих теплових схем можна розподілити по групах, в межах яких установки мають ряд характерних загальних властивостей.

Поділ комбінованих установок слід здійснювати насамперед за принципом використання теплоти високого потенціалу, тобто теплоти згорання палива. Якщо основна частина теплоти доводиться на паровий контур (парову частину), то такі установки називають "парогазовими" [1].

Одним з головних типів парогазової установки є установка з низьконапорним парогенератором. У цій установці гази, що відходять після газотурбінного двигуна, скидаються в топку звичайного котла і за рахунок кисню, що міститься в них (коефіцієнт надлишку повітря після камери згоряння газотурбінного двигуна значний, зазвичай більше трьох), використовуються для спалювання палива в топці котла. Оскільки димососи у таких котлів відсутні, то тиск газу в ньому виявляється незначно вище атмосферного, а цей котел називають "низьконапорним парогенератором" (НПГ). Тому й установка носить назву "парогазової установки з низьконапорним парогенератором", а її позначення скорочено буде "ПГУ з НПГ".

У ПГУ з НПГ паливо підводиться як в камері згоряння газотурбінного двигуна, так і в парогенераторі. У літературі цю установку іноді також називають "ПГУ зі скиданням" або "ПГУ скидного типу" [2].

Конструктивно низьконапорний парогенератор мало відрізняється від звичайних котлів, тому може працювати на різних видах палива, в тому числі і на твердому. По розташуванню обладнання в цій схемі газотурбінний двигун є як би надбудовою паротурбінної установки, тому така схема широко використовується для реконструкції паротурбінних установок, які працюють на знижених параметрах пари.

Відомо, що при спалюванні палива в повітрі вміст кисню в цьому повітрі стрімко зменшується. Тому вміст кисню у випускних газах газотурбінного двигуна менше, ніж в атмосферному повітрі, де він становить 21%. Внаслідок експериментальних досліджень встановлено, що ефективне спалювання палива в низьконапорному парогенераторі буде відбуватися лише тоді, коли вміст кисню в газах не буде меншим, ніж 15% при спалюванні природного газу, 16% при спалюванні рідкого палива та 17% при спалюванні твердого палива. Якщо вміст кисню у випускних газах газотурбінного двигуна є меншим, ніж потрібно, тоді необхідно за допомогою додаткового вентилятора докачувати в топку парогенератора певну кількість повітря з атмосфери.

Метою проведеного дослідження було визначення впливу початкових параметрів газу газотурбінного двигуна на ефективність та показники парогазової установки з низьконапорним парогенератором, створеної на основі газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт.

Відповідно до поставленої мети були визначені завдання, об'єкт, предмет та метод дослідження.

Дослідження параметрів проводилося для парогазової установки, теплова схема якої зображена на рис. 1.

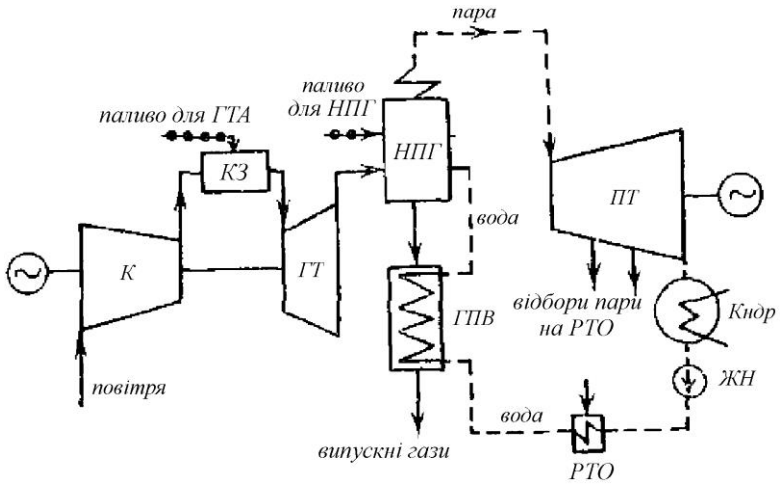


Рис. 1. Розрахункова теплова схема парогазової установки:

К – компресор газотурбінного агрегата; *КЗ* – камера згоряння газотурбінного агрегата; *ГТ* –турбіна газотурбінного агрегата; *НПГ* – низьконапорний парогенератор; *ГПВ* – газовий підігрівач води; *ПТ* – парова турбіна; *Кндр* – конденсатор; *ЖН* – живильний насос; *РТО* –теплообмінники системи регенерації (зображений лише один з них)

Передбачалося використання низьконапорного парогенератора з П-подібним компонуванням та природньою циркуляцією робочого тіла. Слід зауважити, що на відміну від традиційних парогенераторів низьконапорний парогенератор не має пакета труб для підігріву повітря, яке йде з атмосфери до топки. (Даний пакет розташовується в парогенераторі останнім за рухом газів.) Натомість останнім за рухом газів розташований газовий водопідігрівач, який у даній схемі може розглядатися як перша частина економайзера. Після газового водопідігрівача гази викидаються у атмосферу.

У розглянутій парогазовій установці парова і газова турбіни приводять у обертання кожна свій генератор електричного струму.

Теплова схема парогазової установки не передбачала проміжний перегрів пари у парогенераторі.

Тепловий розрахунок парогазової установки проводився відповідно до розробленої методики при деяких змінних початкових параметрах газу в газотурбінному агрегаті. Дискретно варіювалися температура газу перед газовою турбіною (від 1100 до 1500 К) та міра підвищення тиску у компресорі (від 5 до 25).

При розрахунку були використані рекомендації, наведені у роботах [3] та [4].

У всіх варіантах розрахунок проводився для однакової потужності газотурбінного агрегата на клемах генератора 25 МВт [5], [6]. У ролі палива як в газотурбінному агрегаті, так і в парогенераторі використовувався природний газ з теплотворною здатністю 50 032 кДж/кг.

Розрахунок параметрів паротурбінного блоку проводився в усіх варіантах для генерації пари тиском 12,8 МПа (130 кгс/см^2) та температурою 535 °С. Тиск в конденсаторі приймався рівним 4 кПа (температура конденсації – 29 °С), температура живильної води на вході в парогенератор становила 235 °С. Кількість регенеративних теплообмінників дорівнювала 5.

Результати проведенного дослідження свідчать про те, що:

1) Ефективність парогазової установки з низьконапорним парогенератором при розглянутих вихідних даних становила 0,403...0,423. Менші значення характерні для температури газу перед газовою турбіною 1100 К, більші значення – для температури 1500 К. Порівняно з аналогічними показниками ПГУ з утилізацією тепла ці показники є суттєво меншими.

2) Залежність ККД парогазової установки від міри підвищення тиску у компресорі має оптимум (максимум). В розглянутому діапазоні значень вихідних параметрів він лежить в межах від 10 до 22. У порівнянні з аналогічною залежністю для газотурбінного агрегата (ГТА) простого циклу даний графік, по-перше, є більш пологим, тому відхилення від оптимуму ведуть до меншого погіршення ККД, а по-друге, оптимальні значення міри підвищення тиску є дещо меншими, що спрощує конструкцію компресора газотурбінного агрегата.

3) Збільшення температури газу перед газовою турбіною веде як до збільшення ККД газотурбінного агрегата, так і до збільшення ККД паротурбінної частини установки. Через що зростає і ККД парогазової установки в цілому.

4) Ефективність паротурбінної частини установки зі збільшенням міри підвищення тиску у компресорі газотурбінного агрегата зменшується. Це пояснюється її суттєвою залежністю від температури випускних газів цього агрегата, яка залежить від міри підвищення тиску аналогічним чином. При температурі випускних газів менше, ніж 600 К, ККД паротурбінної частини ПГУ з НПГ майже нічим не відрізняється від ККД паротурбінної установки без впуску газів з газової турбіни.

5) При фіксованій потужності газотурбінного агрегата (25 МВт) залежність потужності паротурбінної частини установки (а отже і потужності ПГУ в цілому) від міри підвищення тиску у компресорі ГТА має мінімум. При цьому оптимальні значення міри підвищення тиску майже співпадають зі значеннями цього параметра для залежності від нього ККД парогазової установки. Це пояснюється впливом на потужність паротурбінної частини температури і кількості випускних газів газотурбінного агрегата.

6) При прийнятих вихідних параметрах доля потужності газотурбінного агрегата в сумарній потужності парогазової установки становить від 12 до 21%. Більші значення – для більшої температури газів перед турбіною ГТА.

7) Додаткова кількість атмосферного повітря, яке подається в топку парогенератора для збільшення вмісту кисня (до 15%) у робочому тілі, залежить від марки використовуємого палива та від надлишку повітря у камері згоряння ГТА. Для прийнятих вихідних даних додаткове повітря слід подавати в парогенератор при значеннях коефіцієнта надлишку повітря, меншим ніж 3,65. Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння газотурбінного агрегата зменшується зі збільшенням температури газів на виході з цієї камери та зі зменшенням міри підвищення тиску у компресорі.

8) У розглянутому діапазоні вихідних параметрів доля додаткового повітря у сумарній кількості робочого тіла парогенератора може досягати 37%.

9) Залежність паропродуктивності парогенератора від міри підвищення тиску аналогічна залежності потужності паротурбінної частини установки від цього параметра і пояснюється тими же причинами.

REFERENCES

[1] Арсеньев, Л. В., & Тырышкин, В. Г. (1982). *Комбинированные установки с газовыми турбинами*. Ленинград: Машиностроение.

[2] Цанев, С. В., Буров, В. Д., & Ремезов, А. Н. (2009). *Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций*. Москва: МЭИ.

[3] Установки парогазовые стационарные. Методика расчета тепловых схем установок и высоконапорных парогенераторов. РТМ 108.020.22–84. (1984).
[4] АООТ "НПО ЦКТИ". (1998). *Тепловой расчет котла (нормативный метод)*. С.-Петербург: НПО ЦКТИ.
[5] Романовський, Г. Ф., Сербін, С. І., & Патлайчук, В. М. (2005). *Сучасні газотурбінні агрегати: Агрегати виробництва України та Росії* (Т. 1). Миколаїв: НУК.
[6] Романовський, Г. Ф., Сербін, С. І., & Патлайчук, В. М. (2016). *Газотурбінні агрегати: Загальна будова та класифікація* (Т. 1). Миколаїв: НУК.

Patlaichuk V. M., Kaluzhniy D. V.

Research of the parameters of a combined cycle gas turbine plant with a low-pressure steam generator based on a 25 MW gas turbine engine

Text of the annotation. *For a combined-cycle plant with a low-pressure steam generator, which is based on a 25 MW gas turbine unit, a thermal circuit has been developed, a design procedure has been determined, and thermal calculations have been performed with variable initial gas parameters in front of the gas turbine. The analysis of the results obtained during the study is carried out..*

Keywords*: combined-cycle plant; gas turbine unit; low-pressure steam generator; steam turbine; efficiency.*

Патлайчук В. Н., Калюжный Д. В.

Исследование параметров парогазовой установки с низконапорним парогенератором на основе газотурбинного двигателя мощностью 25 МВт

Текст аннотации. *Для парогазовой установки с низконапорним парогенератором, которая создана на основе газотурбинного агрегата мощностью 25 МВт, разработана тепловая схема, определена методика проектирования и выполнены тепловые расчеты при переменных начальных параметрах газа перед газовой турбиной. Проведен анализ полученных в ходе исследования результатов.*

Ключевые слова*: парогазовая установка; газотурбинный агрегат; низконапорный парогенератор; паровая турбина; эффективность.*

УДК 621.184.4

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ТА РОЗРОБКА ТЕРМОСИФОННИХ ЕКОНОМАЙЗЕРІВ ДЛЯ КОТЕЛЬНИХ АГРЕГАТІВ МАЛОЇ ПОТУЖНОСТІ

Єпіфанов Олександр Анатолійович, к.т.н, професор, epifanov.nuk@gmail.com.,
Димо Борис Васильович, к.т.н, професор, dymobv@gmail.com.,
Долганов Юрій Анатолійович, к.т.н, асистент, yuri.dolganov1987@gmail.com.,
Анастасенко Сергій Миколайович, к.т.н, ст. викладач, ondi2008@rambler.ru.,
Пацурковський Павел Анатолійович, к.т.н, асистент, pavlo.patsurkovskyi@nuos.edu.ua.,
Язловецький Андрій Валерійович, асистент, andrei.yaz83@gmail.com.
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова

Анотація. *Отримано експериментальні дані з теплопередавльної здатності двофазних гравітаційних термосифонів в режимних умовах, характерних для економайзерів котлів малої потужності. Проведено візуальні дослідження процесу кипіння робочої рідини. Рекомендовані залежності для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі при кипінні і конденсації робочої рідини. Розроблено конструкцію та методику теплового розрахунку термосифонних економайзерів.*

Ключові слова: *економайзер; термосифон; експериментальні дослідження.*

Вступна частина

Котельні агрегати малої потужності паропродуктивністю до 20 т/год типів ДЕ, КЕ, ДКВР обладнують чавунними економайзерами [1]. Недоліком конструкції таких економайзерів є висока ціна, великі маса і габарити. Наприклад, маса чавунного економайзера ЕП-2-236, що встановлюється за котельнями агрегатами ДКВР-6,5-13 ГМ, становить 7660 кг. Економайзери збирають з оребрених труб, які зазнають значного забруднення, а при використанні сірковмісних палив – низькотемпературної сірчистої корозії. Через складність забезпечення газощільності газоходу економайзерів присоси повітря можуть перевищувати 10 %, що знижує ефективність роботи котлів.

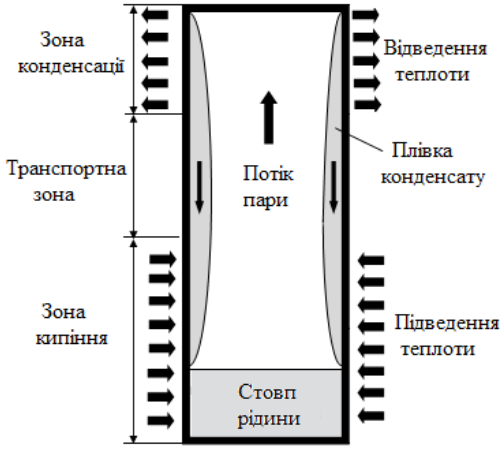


Рис. 1. Двофазний гравітаційний термосифон.

Перспективним рішенням для зниження масогабаритних показників і підвищення надійності економайзерів може бути виконання їх поверхні нагрівання з двофазних гравітаційних термосифонів. Такий термосифон складається з вакуумованої герметичної труби, яка частково заповнена робочою рідиною (рис. 1) [2]. При підведенні теплоти до зони кипіння робоча рідина починає кипіти, пара, що утворюється, рухається в зону конденсації. Теплота конденсації передається охолодному середовищу. Конденсат під дією гравітаційних (або інших масових сил) повертається в зону кипіння. У транспортній зоні зазвичай створюються адіабатні умови. Завдяки надійності роботи і високій тепловій ефективності термосифони знаходять широке застосування для утилізації теплоти відхідних газів печей і теплових двигунів, охолодження електродвигунів, трансформаторів і атомних реакторів, а також в сонячній енергетиці та системах охолодження електроніки.

Теплові характеристики термосифона, як показано в [2, 3], залежать від типу робочої рідини, ступеня заповнення (відношення об'єму рідини до об'єму випарника), геометричних розмірів, кута нахилу до горизонту, тиску в порожнині термосифона, витрати і температури охолоджуючого теплоносія.

Для вибору типу рідини в роботах [2, 3] рекомендується використовувати показник якості FOM (figure of merit):

$$\mathrm{FOM} = \left(r\,\lambda_{ж}^{3}\rho_{ж}^{2}\,\mu_{ж}^{-1}\right)^{0,25},$$

де r – теплота пароутворення, Дж/кг; $\lambda_{ж}$ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К); $\rho_{ж}$ – густина, кг/м^3; $\mu_{ж}$ – динамічний коефіцієнт в'язкості, Па·с.

У діапазоні температур 30...200 °С вода має найбільш високий показник якості FOM. Вона є дешевою, нетоксичного та легко доступною. Холодоагенти є прийнятними рідинами для охолодження електроніки.

В експериментальній практиці оптимальний ступінь заповнення рекомендується визначати для кожної робочої температури за умови мінімального загального термічного опору термосифона. Як показано в [2] недостатня кількість рідини в термосифоні призводить до висихання плівки конденсату, що стікає, а надмірна – її закиданню до конденсатора. В статті [4] показано, що оптимальний ступінь заповнення знаходиться в діапазоні 18...22 %.

Різні кризи теплопереносу в термосифонах, які виникають в результаті висихання плівки конденсату, її пригальмовування, затоплення конденсатора (виносу рідини в зону конденсації), переходу до плівкового режиму кипіння вивчені в роботах [2-4]. Кореляція для коефіцієнта тепловіддачі при бульбашковому кипінні в стовпі рідини, яке є домінуючим механізмом в випарнику термосифона при ступені заповнення вище 30 %, була запропонована в роботі [4]

$$\alpha_{\text{кип}} = 0.32 \frac{\rho_{\text{ж}}^{0.65} \lambda_{\text{ж}}^{0.3} c_{p\text{ж}}^{0.7} g^{0.2} q^{0.4}}{\rho_{\text{п}}^{0.25} r^{0.4} \mu_{\text{ж}}^{0.1}} \left(\frac{p_s}{p_{\text{ат}}} \right)^{0.3}. \quad (1)$$

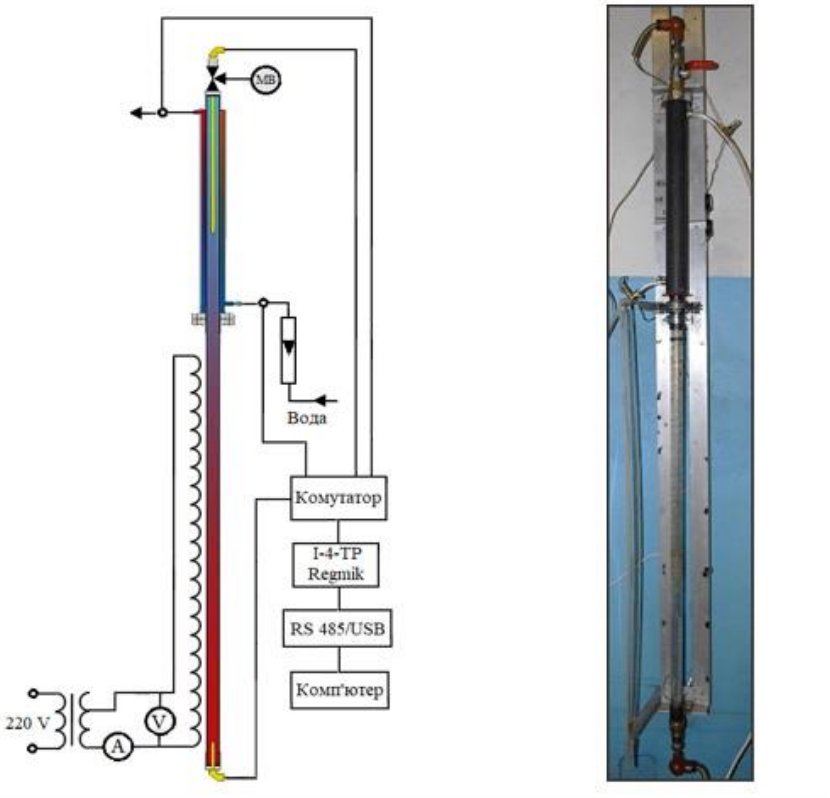
В роботі [3] експериментальні значення коефіцієнтів тепловіддачі в конденсаторі виявилися набагато нижчими за прогнозовані за формулою Нуссельта через протитечійну взаємодію рідкої і парової фаз, і, як наслідок, збільшення товщини плівки конденсату. Періодичне вибухове кипіння в термосифонах, назване гейзерним кипінням, було досліджено в [5]. Встановлено, що гейзерне кипіння може значно змінити теплову потужність термосифона, викликає вібрацію термосифона і супроводжується шумом. Показано, що гейзерне кипіння спостерігалося тільки в тих випадках, коли ступінь заповнення був більше 30 %.

Аналіз літератури показав, що експериментальних даних недостатньо для прогнозування можливості використання двофазних гравітаційних термосифонів в конструкції економайзерів котельних агрегатів, а також розробки методики їх розрахунку.

Мета роботи – дослідження працездатності і теплової ефективності двофазних гравітаційних термосифонів в режимних умовах, характерних для економайзерів котельних агрегатів малої потужності.

Основна частина

Візуалізація робочих процесів в термосифонах виконана на стенді, схема якого представлена на рис. 3, *а*. Термосифон виготовлений з кварцової прозорою труби внутрішнім діаметром 25 мм (рис. 3, *б*). Довжина випарника 1,0 м, а конденсатора – 0,5 м. Робоча рідина – дистильована вода. Ступінь заповнення становив 20...40 %. Електричний нагрівник виконаний з ніхромового дроту. Тиск всередині термосифона вимірювався мановакуумметром, а температура в випарнику і конденсаторі – датчиками ТХК-002, заведеними з нижнього і верхнього торців труби. Вакуумування термосифона здійснювалося випарюванням частини води через верхній кран до появи стійкого струменя пара. Теплова потужність термосифона визначалася за витратою охолодної води і зміною її температури.



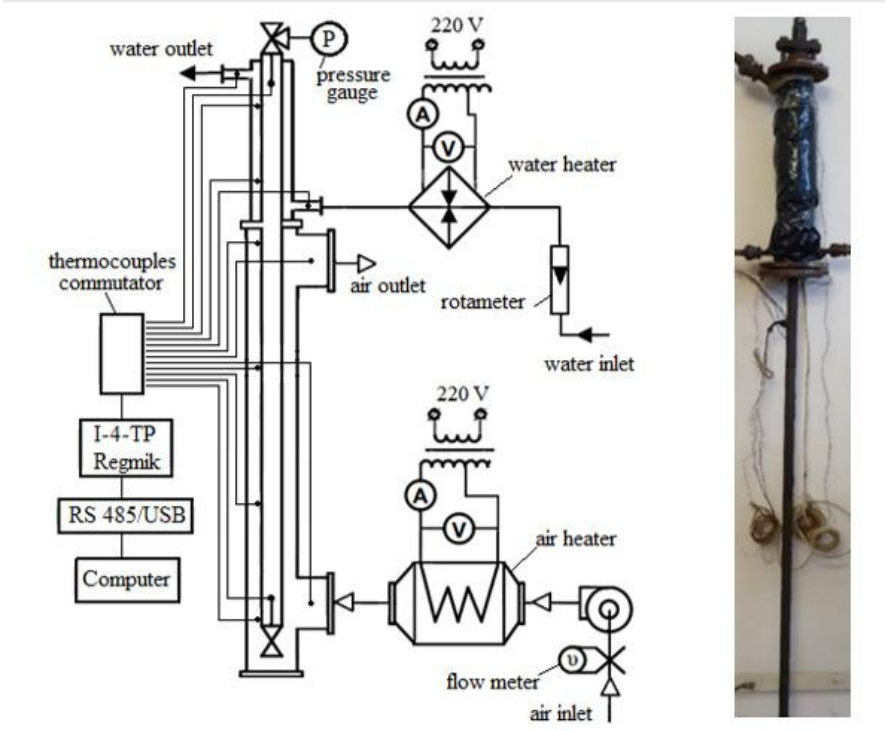
а *б*

Рис 3. Експериментальний стенд для візуалізації робочих процесів в термосифоні:
а – загальний вигляд стенду; *б* – кварцовий прозорий термосифон.

Візуальні спостереження проводилися в діапазоні теплових навантажень 1,0...12,0 кВт/м^2. При малій густині теплового потоку q < 3,0 кВт/м^2 у випарнику спостерігався безпульсаційний режим кипіння, рис. 4, *а*. Викид рідини із зони кипіння не спостерігався. При густині теплового потоку q > 3,0 кВт/м^2 відбувався перехід до пульсаційного гейзерного режиму кипіння (рис. 4, *б* і *в*). Обмежені розміри поперечного перерізу термосифона були причиною того, що не всі бульбашки встигали вийти через дзеркало випаровування. У стовпі киплячої рідини відбувалося їх злиття в крупні бульбашки, розміри яких співрозмірні з внутрішнім діаметром термосифона. При руйнуванні цих бульбашок спостерігався викид рідини (рис. 4, *в*), який досягав верхнього торця термосифона і супроводжувався шумовим ефектом.

Як тільки переохолоджена рідина поверталася до випарника, наступав період спокою, коли температура у ванні з рідиною піднімалася до необхідного перегріву, щоб відбувся наступний процес кипіння. Зі збільшенням густини теплового потоку проміжок часу між викидами зменшувався. Хоча гейзерне кипіння небажано, такий режим не є кризою теплопереносу, а тільки псевдостабільним станом роботи термосифона.

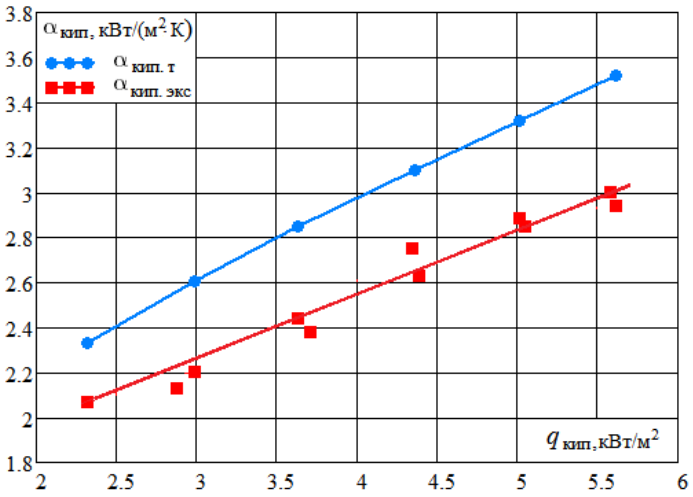
Дослідження теплової ефективності і робочих процесів в термосифоні виконано на експериментальному стенді, схема якого представлена на рис. 5, *а*. Робоча ділянка термосифона, рис. 5, *б*, виготовлена з труби діаметром 32 × 2,5 мм (матеріал сталь 20) загальною довжиною 2 м: довжина зони кипіння 1,5 м, а зони конденсації – 0,5 м. В якості робочої рідини використовувалася дистильована вода. Вакуумування термосифона здійснювалося випаровуванням робочої рідини. Ступінь заповнення 30 %. Дослідження проводилися в режимних умовах роботи економайзерів котельних агрегатів малої потужності: температура живильної води 50...100 °С, а продуктів згоряння – 250...310 °С [1]. Обігрів термосифона здійснювався повітрям. Температура повітря регулювалася зміною потужності електрокалорифера. Повітря нагніталося вентилятором в сталевий кожух діаметром 108 × 4 мм, в якому розміщувалася зона кипіння термосифона. Масова витрата повітря залишалася постійною (об'ємна витрата при нормальних умовах 180 м^3/год). Конденсаційна зона охолоджувалася водою, яка подавалася в кільцевий простір між трубою термосифона і водяним кожухом діаметром 57 × 3 мм. Температура води змінювалася в діпазоні 50...100 °С, а її масова витрата – від 0,005 до 0,028 кг/с. Зовні повітряний і водяний кожухи ізолювались пухшнуром з товщиною шару 40 мм.



а *б*

Рис. 5.

Температура води і повітря, стінки термосифона і робочої рідини вимірювалася за допомогою хромель-копелевих термопар. Аналоговий сигнал від термопар оброблявся в цифрових вимірювачах темпратури Regmik типу I-4 (чотирьохканальних) і далі по лініях зв'язку через інтерфейс-перетворювач типу RS 485/USB подавався на комп'ютер. Витрата повітря вимірювався за допомогою вхідного вимірювального пристрою – лемніскати, а води – ротаметром РС-5. Точність результату непрямого вимірювання оцінювалася середньої квадратичної похибкою. Відносна похибка визначення теплової потужності термосифона не перевищувала ±

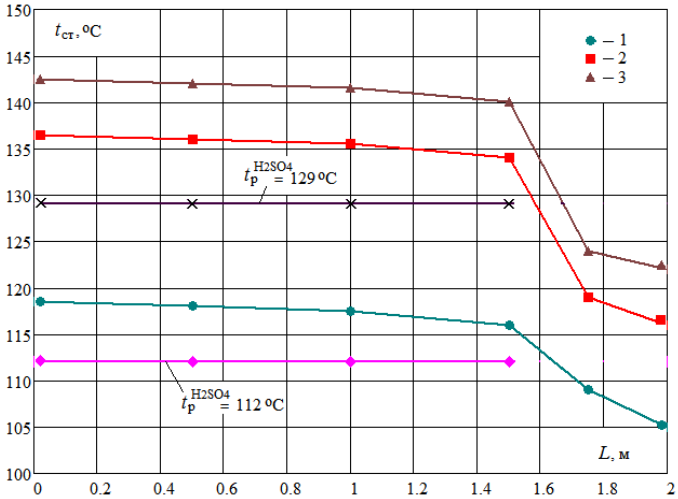


7,5% для мінімальних значень величин і ± 3,5% для максимальних, а коефіцієнтів тепловіддачі – відповідно ± 4 і ± 9,5%.

1 – $t_{\text{вод}}^{\text{вх}}$ = 60 °С; 2 – $t_{\text{вод}}^{\text{вх}}$ = 80 °С; 3 – $t_{\text{вод}}^{\text{вх}}$ = 100 °С.

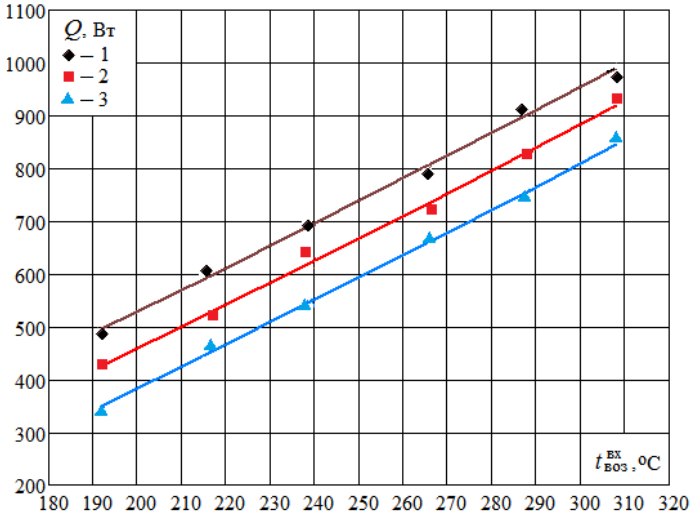
Рис. 6. Залежність теплової потужності термосифона від температури повітря, $G_{\text{вод}}$ = 0,028 кг/с.

У досліджуваному інтервалі режимних параметрів теплова потужність термосифона змінювалася в діапазоні

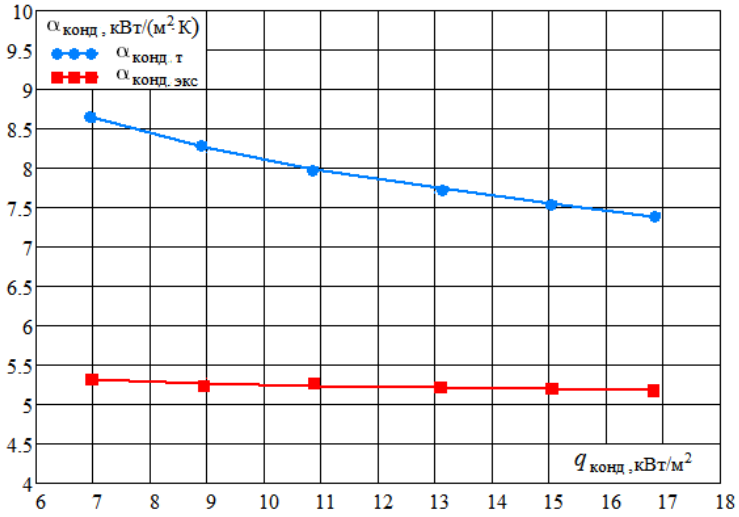


350...990 Вт, рис. 6. Густина теплового потоку в зоні кипіння становила 2192...6572 Вт/м², а в зоні конденсації – 6963...19720 Вт/м².

Рис. 9. Зіставлення експериментальних
коефіцієнтів тепловіддачі при конденсації з формулою Нуссельта (2).



При цьому обмежень теплопереносу не спостерігалося. При густині теплового потоку в зоні кипіння більше 3000 Вт/м^2 спостерігався гейзерним режим кипіння. Значний вплив на теплову потужність термосифона справляє режим охолодження зони конденсації. Зростання температури охолоджуючої води призводить до зниження теплової потужності термосифона. Зі збільшенням витрати води теплова потужність термосифона збільшується.



На рис. 7 показано зміну температури зовнішньої стінки термосифона по його висоті, а також температуру точки роси продуктів згоряння сірчистого (S^r=1,4%), і високосірчистого (S^r=2,8%) мазутів. Температура точки роси визначалася за емпіричною формулою [1], °С,

$$t_{\text{р}}^{H_2SO_4} = t_s + 2 \cdot 10^3 \sqrt[3]{S^r / Q_i^r} \ ,$$

Рис. 8. Зіставлення експериментальних коефіцієнтів тепловіддачі при кипінні з кореляцією (1).

де t_s – температура насичення водяної пари при її парціальному тиску в продуктах згоряння, °С; S^r – вміст горючої сірки на робочую масу, %; Q_i^r – нижча теплота згоряння палива, кДж/кг.

При температурі води 100 °С і повітря 308 °С температура стінки термосифона перевищувала точку роси як для сірчистого (112 °С), так і для високосірчистого мазутів (129 °С), що дозволить запобігти руйнуванню стінки через низькотемпературну корозію. Тільки при мінімальній температурі повітря 192 °С температура стінки термосифона менше точки роси для високосірчистого мазуту.

Як показано на рис. 8, кореляція (1) дає завищені значення коефіцієнтів тепловіддачі в зоні кипіння в порівнянні з експериментальними даними на 11,2... 16,4% в діапазоні густин теплового потоку 2,3...5,6 кВт/м^2. Це можна пояснити гейзерним характером кипіння – необхідністю для початку процесу кипіння підігрівання переохолодженої рідини, яка повертається в зону кипіння після викиду. Зі зростанням густини теплового потоку розбіжність між значеннями збільшується, бо період між викидами зменшується.

1 – $G_{вод}$ = 0,028 кг/с, $t_{воз}^{вх}$ = 192 °С; 2 – $G_{вод}$ = 0,028 кг/с, $t_{воз}^{вх}$ = 308 °С; 3 – $G_{вод}$ = 0,012 кг/с, $t_{воз}^{вх}$ = 308 °С.

Рис. 7. Зміна температури зовнішньої стінки термосифона по висоті, $t_{вод}^{вх}$ = 100 °С.

Для коефіцієнтів тепловіддачі в зоні конденсації термосифона отримані значні розбіжності між прогнозованими формулою Нуссельта [3]

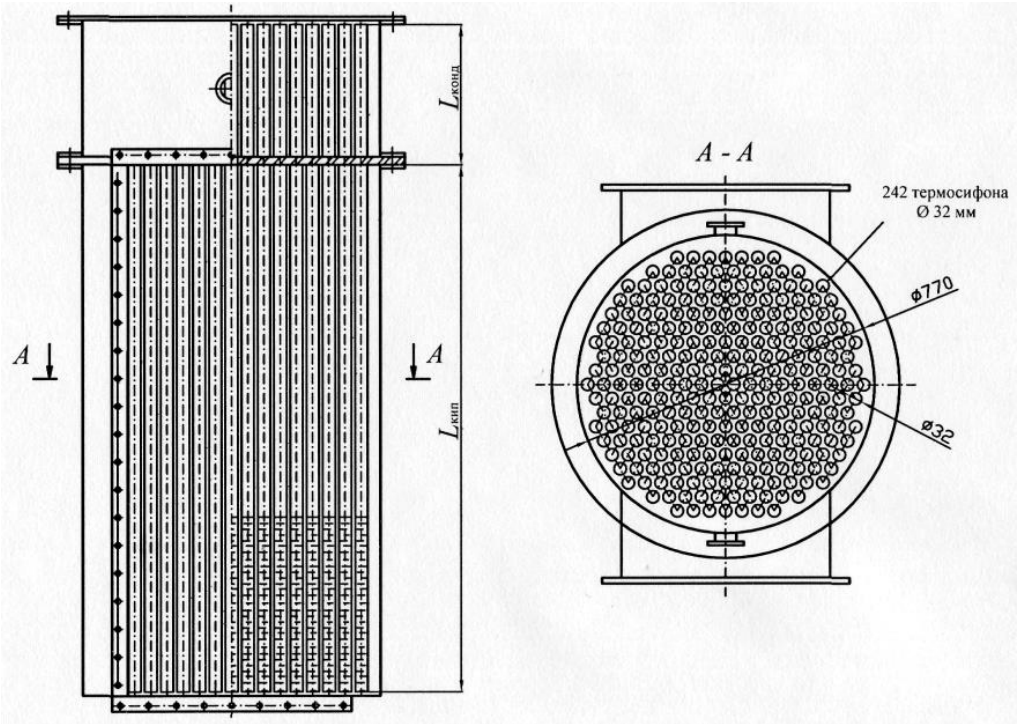
$$\alpha_N = 0.943\left(\frac{\left(\rho_l - \rho_v\right)g\lambda_l^3\left(r + 0.68c_{pl}\left(t_s - t_w^{cond}\right)\right)}{\nu\left(t_s - t_w^{cond}\right)L_{cond}}\right)^{0.25} \quad (2)$$

і експериментальними даними, рис. 9.

Формула (2) дає завищені на 38,6...29,9 % значення в діапазоні густин теплового потоку 6,9...16,8 кВт/м^2. Розбіжність експериментальних і теоретичних значень можна пояснити збільшенням товщини плівки конденсату через її пригальмовування парою, наявністю в порожнині термосифона газів (повітря), що не конденсуються, викидами робочої рідини.

Конструкція термосифонного економайзера показана на рис. 10. Особливість методики теплового розрахунку термосифонного економайзера – необхідність визначення температури насичення робочої рідини і коефіцієнтів тепловіддачі при кипінні і конденсації всередині термосифонів, а також перевірка термосифонів на критичні теплові навантаження [6].

Виконано тепловий розрахунок термосифонного економайзера для котельних агрегатів типу ДКВР паропродуктивністю 2,0, 4,0 і 6,5 т/год (тиск пара 1,4 МПа; паливо – мазут сірчистий). У порівнянні з чавунними маса термосифонних економайзерів менше в 2,4 рази для котлів ДКВР-4,0-13 і в 3,1 рази для котлів ДКВР-6,5-13. Результати розрахунку представлені в таблиці 1. Крім того, за рахунок виключення присосов повітря в газохід економайзера забезпечується підвищення ККД котла на 0,3...0,5%.



Таблиця 1. Розрахункові характеристики термосифонного економайзера

Характеристика	Тип котла		
	ДКВР-2,5-13	ДКВР-4,0-13	ДКВР-6,5-13
Теплова потужність економайзера, кВт	108	165	244
Температура живильної води, °С	100	100	100
Температура газів на вході, °С	300	295	285
Кількість термосифонів	242	242	242
Діаметр термосифонів, мм	32 × 3	32 × 3	32 × 3
Довжина зони кипіння, мм	890	1400	1800
Довжина зони конденсації, мм	220	345	440
Поверхня зони кипіння, м^2	21,6	34,1	43,7
Поверхня зони конденсації, м^2	5,4	8,5	10,9
Газодинамічний опір, Па:	198	224	282
Маса, кг	1385	1993	2454

Висновки

1. Досліджено працездатність і теплову ефективність одиночного сталевого (сталь 20) термосифона загальною довжиною 2,0 м (довжини зон кипіння і конденсації відповідно 1,5 і 0,5 м) і внутрішнім діаметром 0,028 м в режимних умовах роботи економайзерів котельних агрегатів малої потужності. Встановлено, що теплова потужність термосифона змінюється в діапазоні 350...990 Вт. При цьому обмежень теплопереносу не спостерігалося.
2. Показано, що температура стінки термосифона перевищує точку роси продуктів згоряння як для сірчистого, так і для високосірчистого мазутів, що дозволить запобігти низькотемпературній корозії.
3. Показано, що експериментальні значення коефіцієнтів тепловіддачі в зоні кипіння і конденсації добре узгоджуються з літературними даними. Рекомендовані залежності для розрахунку термічних опорів при фазових переходах робочої рідини.

Список літератури

[1] Єпіфанов, О. А. (2004). *Тепловий розрахунок котельних агрегатів малої потужності*. Миколаїв: НУК.

[2] Reay, D., Kew, P. (2006). *Heat Pipes: Theory, Design and Applications* (5th ed.). Butterworth Heinemann: Oxford.

[3] Smith, K. (2016). Two-Phase Flow and Heat Transfer in Reflux Thermosyphons. (A thesis of Doctor in Philosophy). Department of Mechanical & Manufacturing Engineering University of Dublin, Trinity College.

[4] Imura, H., Ssaguchi, K., Kozai,H. (1983). Critical heat flux in a closed two-phase thermosyphon. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 26 (8), pp.1181–1188.

[5] Khazaee, I., Hosseini, R., Noie, S.H. (2010). Experimental investigation of effective parameters and correlation of geyser boiling in a two-phase closed thermosyphon. Retrieved from www.elsevier.com/locate/apthermeng.

[6] Епифанов, А.А., Дымо, Б.В., Долганов, Ю.А., Анастасенко, С.Н. (2020). Экспериментальное исследование двухфазных закрытых термосифонов для экономайзеров котлов. *Проблемы региональной энергетики*, № 2 (46), 65-78.

[1] Yepifanov O. A. (2004). *Teplovyy rozrakhunok kotel'nykh ahrehativ maloyi potuzhnosti*. Mykolaiv: NUK. (in Ukranian).

[2] Reay, D., Kew, P. (2006). *Heat Pipes: Theory, Design and Applications* (5th ed.). Butterworth Heinemann: Oxford.

[3] Smith, K. (2016). Two-Phase Flow and Heat Transfer in Reflux Thermosyphons. (A thesis of Doctor in Philosophy). Department of Mechanical & Manufacturing Engineering University of Dublin, Trinity College.

[4] Imura, H., Ssaguchi, K., Kozai,H. (1983). Critical heat flux in a closed two-phase thermosyphon. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 26 (8), pp.1181–1188.

[5] Khazaee, I., Hosseini, R., Noie, S.H. (2010). Experimental investigation of effective parameters and correlation of geyser boiling in a two-phase closed thermosyphon. Retrieved from www.elsevier.com/locate/apthermeng.

[6] Yepifanov, A.A., Dymo, B.V., Dolhanov, YU.A., Anastasenko, S.N. (2020). Eksperymental'ne doslidzhennya dvofaznykh zakrytykh termosyfoniv dlya ekonomayzeriv kotliv. Problemy rehional'noyi enerhetyky, № 2 (46), 65-78. (in Russian).

Yepifanov A. A., Dymo B. V., Dolganov Yu. A., Anastasenko S. N., Patsurkovskyi P.A., Yazlovetsky A.V

STUDY OF WORKING PROCESSES AND DEVELOPMENT OF THERMOSYPHONE ECONOMIZERS FOR BOILER UNITS OF LOW POWER

Annotation. Experimental data on the heat transfer capacity of two-phase gravitational thermosyphons in operating conditions typical for low-power boilers economizers are obtained. Visual studies of the boiling process of the working fluid were carried out. Dependencies for calculating of heat transfer coefficients during boiling and condensation of a working fluid are recommended. The design and method of thermal calculation of thermosyphon economizers are developed.

Key words: economizer; thermosyphon; experimental studies.

УДК 539.3

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫХ МОДЕЛЕЙ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ГТД

Моргун С.А., канд. техн. наук, доцент
Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Украина, Николаев
serhii.morhun@nuos.edu.ua
https://orcid.org/0000-0003-2881-7541

Аннотація. *Викладено методику побудови уточненої скінчено-елементної моделі лопаткових конструкцій, що мають значне розповсюдження в енергомашинобудуванні. З використанням розроблених тривимірних криволінійних скінчених елементів вирішено задачу визначення частот власних коливань робочих лопаток турбіни. Отримано кращу збіжність чисельного рішенння порівняно з використанням розповсюджених типів скінчених елементів.*

Ключові слова*: тривимірні скінчені елементи, лопатки турбомашин, частоти власних коливань, чисельне рішення, збіжність.*

Введение

С момента появления метода конечных элементов (МКЭ) одной из сфер его применения были расчеты на прочность. Свойства конечно-элементных моделей определяются используемыми конечными элементами. В зависимости от сложности исследуемых конструкций возникает необходимость использовать имеющиеся или разрабатывать новые конечные элементы.

Лопатки являются составными частями для многих изделий, используемых в энергомашиностроении. Детали данного типа обладают высокой трудоемкостью при изготовлении, что, в свою очередь, обусловлено появлением конструктивной неоднородности во время их формообразования. Поэтому вопросы, связанные с рациональным проектированием подобных конструкций на основе метода конечных элементов, нашли свое отражение в работах ряда авторов. Так в работах [1, 2] при помощи МКЭ исследуются как охлаждаемые, так и не охлаждаемые лопатки турбины, однако, недостатком предложенных методик является то, что перо лопатки, а тем более его полость не могут быть корректно смоделировано двумерными конечными элементами. Это, в свою очередь, снижает достоверность полученных результатов. Поэтому в ряде работ [3 − 5] используются трехмерные конечно-элементные модели лопаток. Так в [3] при моделировании пера лопатки применяются четырехузловые конечные элементы оболочечного типа, а для бандажной полки и замковой части – восьмиузловые призматические элементы. При исследовании лопаточных венцов в работе [4] для конечно-элементной аппроксимации использовались восьмиузловые призматические элементы, а в [5] – четырехузловые элементы секторного типа. Комплексные исследования лопаточного аппарата турбомашин при помощи МКЭ в трехмерной постановке проводились Ю.С. Воробьевым [6 − 8].

Анализ приведенных выше работ позволяет сделать вывод о том, что метод конечных элементов обладает наибольшей вычислительной точностью только в случае рационального выбора всех типов элементов, описывающих составные части лопатки. Поэтому задача разработки уточненных математических моделей лопаточных конструкций с использованием трехмерных конечных элементов, учитывающих все их конструктивные особенности, является актуальной.

Целью работы является построение уточненных конечно-элементных моделей лопаток турбомашин с использованием трехмерных криволинейных конечных элементов. Следует отметить, что конструкция пера лопатки, являющаяся сложной пространственной криволинейной поверхностью, представляет особый интерес. Остальные конструктивные части лопатки, такие как хвостовик, полка и бандажи вполне удовлетворительно могут быть описаны стандартным набором восьмиузловых призматических конечных элементов [9].

Изложение основного материала

Постановка задачи. Рассматривается задача определения собственных частот колебаний неохлаждаемой рабочей лопатки турбины. Исследуемая лопатка расположена в прямоугольной системе координат *xyz* с началом в центре масс корневого сечения, которая вращается вместе с лопаткой с угловой скоростью Ω. Ось *z* направлена по радиусу от оси вращения ротора турбины, а ось *x* – параллельна оси вращения (рис. 1).

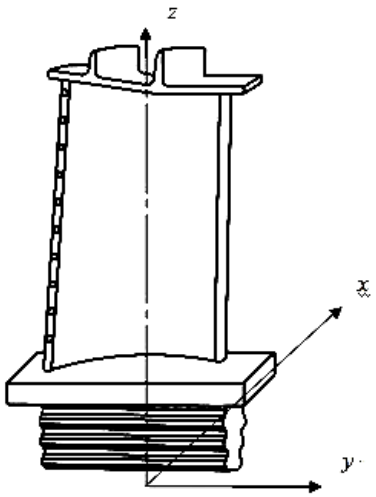


Рис.1 − Рабочая лопатка турбины в декартовой системе координат

Колебания трехмерной конечно-элементной модели твердого тела могут быть описаны при помощи вариационного принципа Лагранжа II рода:

$$\frac{\partial L}{\partial q_i} - \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i}\right) = 0\,, \qquad (1)$$

$$i = (1,\ldots..,n)$$

где $L = П - T$ – функция Лагранжа; $П$ – потенциальная энергия деформации элемента; T – кинетическая энергия колебаний элемента; q_i – обобщенная координата i-го узла; n − число узлов элемента.

На основе зависимостей, приведенных в работе [6], потенциальная энергия деформации конечно-элементной модели вычисляется так:

$$П = \frac{1}{2}\iiint_V \boldsymbol{\varepsilon}^{\mathrm{T}}\mathbf{D}_{\sigma}\boldsymbol{\varepsilon}dV = \frac{1}{2}\iiint_V \mathbf{B}^{\mathrm{T}}\mathbf{D}\mathbf{B}dV = \frac{1}{2}\left(\boldsymbol{\delta}^{\mathrm{T}}\mathbf{K}\boldsymbol{\delta}\right), \qquad (2)$$

где K – матрица жесткости рассматриваемого конечного элемента; δ – вектор обобщенных перемещений узлов элемента.

Кинетическая энергия определяется следующим образом:

$$T = \frac{1}{2}\iiint_V \rho\boldsymbol{\delta}^{\mathrm{T}}\mathbf{B}^{\mathrm{T}}\mathbf{N}^{\mathrm{T}}\mathbf{B}\mathbf{N}\boldsymbol{\delta}dV = \frac{1}{2}\left(\boldsymbol{\delta}^{\mathrm{T}}\mathbf{M}\boldsymbol{\delta}\right), \qquad (3)$$

где M – матрица масс рассматриваемого конечного элемента.

Решение задачи.

Для аппроксимации представленной модели применяется восьмиузловой суперпараметрический криволинейный конечный элемент [10]. С использованием зависимостей (2, 3) формула (1) преобразуется следующим образом:

$$\mathbf{M}_{ij}\ddot{\boldsymbol{\delta}}_i + \mathbf{K}_{ij}\boldsymbol{\delta}_i = 0 \quad (4)$$

($i, j = 1,\ldots,8$)

Тогда с учетом (4) и зависимостей, приведенных в работе [10], частотное уравнение для рассматриваемой конечно-элементной модели будет иметь вид:

$$\mathbf{K}_{ij}a_i - f^2\mathbf{M}_{ij}a_i = 0\,, \quad (5)$$

где f – частота свободных колебаний лопатки; a_i –амплитуда колебаний.

Обсуждение результатов

Для проверки адекватности математической модели и эффективности алгоритма расчета проведено исследование сходимости полученных результатов для разных комбинаций конечноэлементной аппроксимации пера лопатки. Материал лопатки − жаропрочная сталь СМ88У-ВИ.

На рис. 1 приведен график, показывающий количественную характеристику сходимости численного решения МКЭ по собственным частотам колебаний рассматриваемой лопатки турбины.

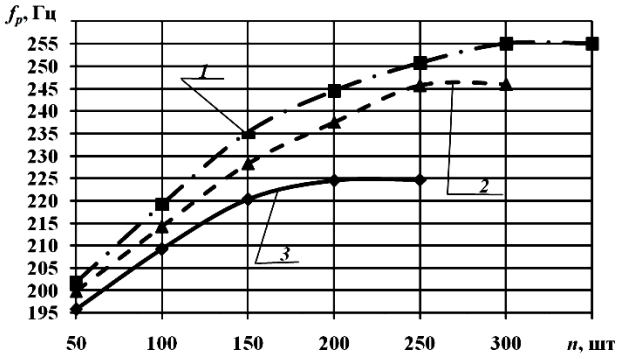


Рис. 1. График сходимости частоты свободных колебаний лопатки турбины в зависимости от плотности конечно-элементной сетки по высоте лопатки:
1) − четырехузловой конечный элемент типа «тетраэдр»; 2) – восьмиузловой конечный элемент типа «призма»; 3) – восьмиузловой криволинейный конечный элемент

Кривые сходимости приведены для трех разных типов конечных элементов с равной степенью дискретизации конечно-элементной сетки для каждого из них.

Все три графические зависимости, приведенные выше, показывают устойчивую сходимость численного решения МКЭ для рассматриваемой задачи. Однако, варианты дискретизации твердотельной модели лопатки конечными элементами типа «тетраэдр» или «призма» дают завышенные значения частот собственных колебаний и, следовательно, являются менее предпочтительными.

Выводы

Решена задача построения уточненной конечно-элементной модели лопаток турбомашин с использованием трехмерных криволинейных конечных элементов. С ее помощью определены частоты собственных колебаний лопаток турбины. Получена лучшая сходимость численного решения задачи в сравнении с другими типами конечно-элементной дискретизации. Следовательно, применение конечно-элементной модели подобного типа является предпочтительным при решении задач о колебаниях лопаток. В дальнейшем с ее использованием возможно провести исследования вынужденных колебаний и напряженно-деформированного состояния лопаток турбомашин.

Список литературы

1. **Jiang, D.** (2005). The construction of non-linear modes for systems with internal resonance / **D. Jiang, C. Pierre, S. W. Shaw** // *International Journal of Non-Linear Mechanics* – № 40. − P. 729-746. https://doi:10.1016/j.ijnonlinmec.2004.08.010.

2. **Chen, L. W.** (1995). Dynamic stability of rotating blades with geometrical non-linearity / **L. W. Chen, W. K. Peng** // *Journal of Sound and Vibration*. – № 187. − P. 421-433.

3. **Liew, K. M.** (1994). Vibration of doubly-curved shallow shells / **K. M. Liew, C. W. Lim** // *Acta Mechanica.* – № 114. – P. 95-119.

4. **Mohamed, Nabi S.** (1996). Comparison of beam and plate theories for free vibrations of metal matrix composite pre-twisted blades / **Nabi S Mohamed. N Ganesan.** // *Journal of Sound and Vibration* – № 189. − P. 149-160. https://doi:10.1006/jsvi.1996.0012.
5. **Abe, A.** (2000). Non-linear vibration characteristics of clamped laminated shallow shells / **A. Abe, Y. Kobayashi, G. Yamada //** *Journal of Sound and Vibration* – № 234. P. 405-426. https://doi:10.1006/jsvi.1999.2877.
6. **Воробьев, Ю. С.** Колебания лопаточного аппарата турбомашин / **Ю. С. Воробьев**. – К.: Наук. думка, 1988. – 224 с.
7. **Vorobiov, Yu. S.** (2006). Analisys of turbomachinery blading vibrations using new materials / **Yu. S Vorobiov, V. N. Romanenko, M. A. Storozhenko** // Proceedings of the 3rd Korea-Ukraine Gas Turbine Technology Symposium (Korea Institute of Machinery and Materials) Korea, Dacejon. 20-23 November 2006 − P.1 – 9.
8. **Vorobiov, Yu. S.** (2012). Vibration stress localization in turbomachinery blading / **Yu. S. Vorobiov, A. M. Chugay, J. S. Rao** // VETOMAC VII International Conference On Vibration Engineering And Technology of Machinery. – Gdansk, Poland. − P.324 – 331.
9. **Hu, X. X.** (1999). Free vibration analysis of curved and twisted cylindrical thin panels / **X. X. Hu, T. Tsuiji** // *Journal of Sound and Vibration* − № 219. − P. 63-68.
10. **Morhun, S.** (2018). The influence of the blade feather constructional inhomogeneity on the turbine cooling blades stress-strain state / **S. Morhun //** *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Series: Applied Mechanics* – № 2/7. − P. 11-17. https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.125937

THE GAS TURBINE ENGINE BLADES FINITE ELEMENTS MODELS DEVELOPMENT

Morhun S., PhD (Tech), Associate Professor
Admiral Makarov National University of Shipbuilding
Department of Engineering Mechanics and Technology of Machinebuilding
Ukraine, Nikolaev
serhii.morhun@nuos.edu.ua
https://orcid.org/0000-0003-2881-7541

Abstract *The problem of turbine engines blades finite elements models development has been studied. All calculations have been provided for the turbine blades constructions that are widely spread in the power-plant engineering. The matter is that turbine blades have constructional non-homogeneity, which hardly ever could be correctly explained, using well-known finite elements and their mathematical dependences. On the other hand, the mathematical model should be as simple as possible for the purpose of its wide usage in the process of blades design. That is why the new finite elements model, which consists of three-dimensional curvilinear isoparametric finite elements, has been developed. It has been used for the free oscillation frequencies calculation. The developed three-dimensional finite elements of curvilinear type and the mathematical model, based on them could be used for the turbine and compressor blades stress-strained problem solution.*
Key words: *three-dimensional finite elements, turbine blades, free oscillation frequencies, numeric calculation, convergence.*

УДК 621.438

ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСТОТ ТА ФОРМ РЕЗОНАНСНИХ КОЛИВАНЬ ЛОПАТОК ГТД МЕТОДОМ СПЕКЛІНТЕРФЕРОМЕТРІЇ

Ткач М.Р., д-р техн.. наук, проф., ORCID ID: 0000-0003-4944-7113, Моргун С.О., канд. техн. наук, доц. e-mail: serhii.morhun@nuos.edu.ua, Проскурін А.Ю., канд. техн. наук, доц. ORCID ID: 0000-0002-5225-6767, Галинкін Ю.М., канд. техн. наук, ORCID ID: 0000-0001-5272-4156, Золотий Ю.Г. e-mail: goldspekl@ukr.net.
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Миколаїв, Україна

Анотація. *Експериментальні дослідження вільних коливань лопаток проведено методом спеклінтерферометрії. Наведено опис експериментального стенду, вказані особливості використання оптичного устаткування і блоків обробки. Описано реалізований алгоритм проведення*

експериментальних досліджень, зазначені особливості оцифровки оптичних сигналів, які використовуються в розробленому програмному забезпеченні.

Ключові слова: *Вільні коливання, компресорні лопатки, метод кінцевих елементів, спеклінтерферометрія, форми коливань, частотний спектр*

У сучасних умовах розвитку газотурбінних двигунів переважною тенденцією є збільшення потужності перспективних турбін і компресорів. Щоб забезпечити необхідний рівень надійності розроблених двигунів, необхідно вирішити ряд завдань в області механіки твердого тіла. Однією з них є дослідження коливань лопаток газотурбінного двигуна (ГТД), оскільки без забезпечення вібраційної міцності таких лопаток неможливо досягти заданого ресурсу всього двигуна.

Режими і частоти власних коливань лопаток компресора можуть бути визначені числовими і експериментальними методами. Дослідження вібраційних характеристик робочих лопаток компресорів і турбін числовими методами наведено в роботах [1, 2, 3]. Велика частина сучасних досліджень в цій області проводилася з використанням методу кінцевих елементів. Однак математичні моделі, засновані на кінцево-елементній апроксимації тривимірного континууму складної геометричної форми, мають ряд недоліків зумовлені здебільшого складністю вибору оптимальних функцій форми кінцевого елемента і наявністю розривів між границями різнорідних кінцевих елементів суміжних слоїв.

Експериментальні методи неруйнуючих досліджень, а саме голографія і спеклінтерферометрія [4, 5], широко використовуються для визначення власних форм і частот коливань твердих тіл. Експериментальні методи не мають вищевказаних недоліків, пов'язаних з обчислювальними числовими методами, проте, властиві похибки вимірювання, що знижує достовірність результатів.

Досліджувана лопатка розміщена на масивній віброзахищеній сталевій плиті (2,5м×1,5м) інтерферометричного столу.

Лопатка закріплювалася в спеціальному зажимному пристрої, що забезпечує жорстку фіксацію її у замку (рис. 1.1 а). У циліндричному отворі корпусу зажимного пристрою вмонтовано хвильовий п’єзокерамічний віброзбуджувач, який виконано на базі набору цирконат-титанат-свинцевих шайб. Штовхач віброзбуджувача впирається в затискний елемент, де розміщено хвостовик лопатки, збуджуючи в ньому деформаційні хвилі, що передаються лопатці. На власних частотах її коливань це призводить до інтенсивних переміщень її пера. При такому методі збудження усувається вплив збудника на власні частоти та форми коливань і мінімізується можливість пропуску резонансних мод. На набор віброзбуджуючих шайб подається синусоїдальний сигнал звукового генератора, посилений підсилювачем низької частоти.

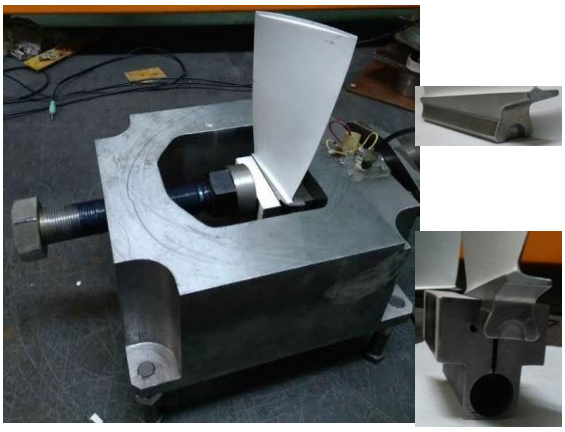


Рисунок 1 – Розташування лопатки у зажимному пристрої

Оптична схема установки і її апаратного забезпечення наведено на рис. 1.2. Джерелом світла є лазерний модуль 1 з діодним накачуванням потужністю випромінювання 50 мВт при довжині хвилі λ = 0,532 мкм. Живлення і температурний режим роботи лазера забезпечується мікроконтролерним блоком (МКБ) 13. Луч розширюється вмонтованою лінзою 2 і через світлодільник 3 освітлює вібруючу лопатку 4. Дифузно віддзеркалене лопаткою світло проходить через світлодільник 10, і фокусується об'єктивом відеокамери 11 на її відеоматриці, утворюючи предметне спекл-поле.

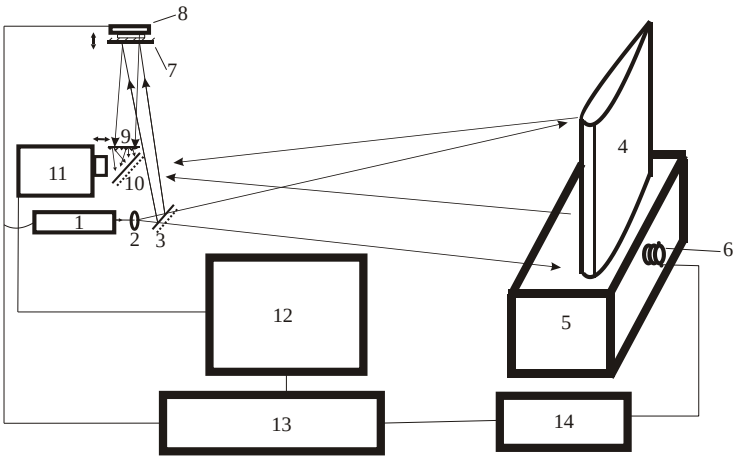


Рисунок 1.2 – Оптична схема установки

Віддзеркалена від світлодільника 3 світлова хвиля плоским дзеркалом 7 перевіддзеркалюється на матовий розсіювач 9. Отриманий дифузний пучок світла після віддзеркаленняя від світлодільника 10 через об'єктив відеокамери потрапляє на матрицю відеокамери, утворюючи опорне спекл-поле. При додаванні предметної і опорної хвиль на матриці камери виникає результуюча картина спеклів, статична при нерухомій лопатці і незмінній геометрії оптичної схеми. Коливання точок поверхні лопатки призводять до осциляції яскравості кожного із спеклів її зображення. За умови, що час реєстрації відеокадра перевищує період коливань точки лопатки, спекл-картина в цій точці зображення "змазується", а контраст її знижується. У цьому випадку функція контрасту в точках результуючого спекл-поля відповідає амплітудам коливань точок поверхні лопатки [4]. Для реалізації розробленої комп`ютерної методики побудови електронної спеклограми коливань здійснено низькочастотну осциляцію результуючої картини спеклів, яка впевнено розділяється відеокамерою. Це забезпечується фазовою модуляцію опорної хвилі. Фазозміщуючий пристрій (ФСУ) 8 призводить дзеркало 7 в коливальний рух з частотою 2…4 Гц в нормальному напрямку з амплітудою λ/8. З такою ж частотою інвертується результуюча спекл-картина. Сигнал управління роботою ФСУ задається ПК 12 і формується мікроконтролерним блоком (МКБ) [6].

Віброзбудження досліджуваної конструкції здійснюється п'єзокерамічним віброперетворювачем, на який подається синусоїдальний сигнал, що формується мікроконтролерним блоком 13 і посилений по потужності та напрузі підсилювачем низької частоти 14. Звуковий генератор в МБК зібраний на базі мікроконтролера і мікросхеми генератора сигналів AD9850. Це дозволяє керувати частотою і рівнем сигналу віброзбудження за допомогою ПК 12 в ручному або автоматичному режимах.

Видима в реальному часі на спекл-інтерферограмі коливальна форма (при зміні частоти збудження) дозволяє досить точно визначити момент виникнення резонансних коливань лопатки і значення частоти віброзбудження визначити як її власну частоту.

Визначити форми коливань і отримати їх зображення при візуальному спостереженні картини спеклів дуже складно через низький контраст смуг. Поліпшити візуалізацію та отримати зображення форми коливань з розподілу контрасту в спекл-картині вдалося за допомогою комп’ютерної обробки.

Програмний комплекс розроблений на мові програмування С++. Принцип обробки полягає в наступному. При відсутності вібрації лопатки спостерігаємо мерехтіння спеклів по всій поверхні лопатки, але при високочастотної вібрації об’єкта відбувається змазування спеклів. Визначення форми коливань засноване на ефекті того, що на резонансній частоті в вузлах коливань переміщення відсутні (спостерігається мерехтіння спеклів).

Компютерна програма виділяє мерехтливі пікселі і накладає відповідну їм маску, в результаті чого ми отримуємо форму коливань. Визначення мерехтливих спеклів засноване на зміні яскравості відповідних пікселів. Оскільки обчислення значення яскравості для колірної моделі RGB(Y=0,3R+0,59G+0,11B) вимагає додаткових обчислювальних витрат, аналіз проводився лише для однієї колірної складової – кольору лазера. Оптимальний розмір буфера склав 8 кадрів [7].

Після реєстрації кожного наступного зображення дифузор зміщується в своїй площині на відстань, що перевищує поперечний розмір спекла (приблизно 100 мкм). В результаті кожне зображення однієї і тієї ж інтерферограми має різні флуктуації спекл-шуму, які зменшуються при усередненні (рис. 3).

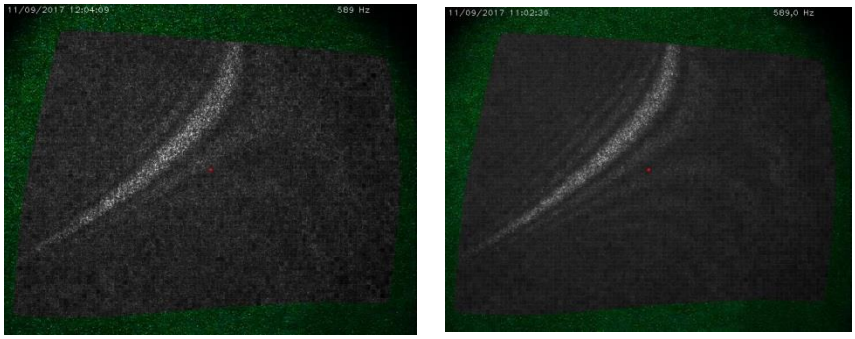
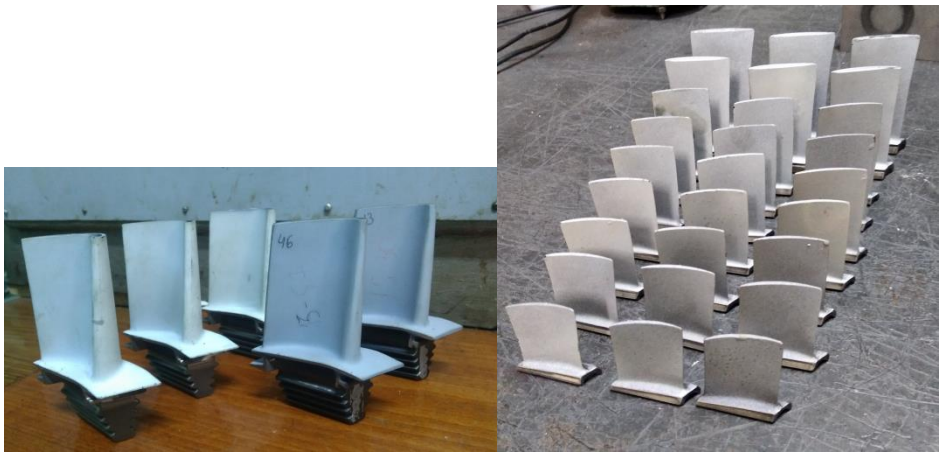


Рисунок 3 – Зменшення спекл-шуму методом усереднення спеклограми:
а) одиничне зображення; б) усереднене зображення

Протягом останніх трьох років Національний університет кораблебудування проводить інтенсивні дослідження на замовлення лідерів вітчизняного газотурбобудування «Науково-виробничого комплексу газотурбобудування «Зоря»-«Машпроект» та ГП «Івченко-Прогресс» (рис. 4). При реалізації договору №2105 було досліджено 137 лопаток сучасного перспективного двигуна ДА32 у діапазоні від 25 Гц до 7кГц та отримано більше трьох тисяч форм коливань. Робота виконувалась у 2017-2020 роках.



а) б)

Рисунок 4 – Фото другої (а) та третьої (б) партії лопаток, наданих НВКГ «Зоря»-«Машпроект» для випробувань

Для ДП «Івченко-Прогресс» проведено попередні дослідження зразку композиційного матеріалу метою яких було виявлення частот виникнення та відповідних форм резонансних коливань та виявлення внутрішніх дефектів матеріалу.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Mrinaline, M. Steady state structural analysis of single crystal turbine blade. International Journal of Engineering Research and Technology, 5(10), pp. 382–384, 2016. doi: 10.17577/ijertv5is100314

[2] Ugargol, R., Narayanaswamy, K. S., Sesha-Kumar, C. V. Life estimation of turbine blisk for a gas turbine engine. International Journal of Mechanical Engineering and Technology, 8(6), pp. 393–399. 2017.

[3] Rzadkowski, R., Gnesin, V., Kolodyazhnaya, L. Unsteady forces acting on the rotor blades in the turbine stage in 3D viscous flow in nominal and off-design re-gimes. Journal of Vibration Engineering, and Technol-ogies, 2(2), pp. 89–95. 2014.

[4] Ostrovsky, Yu. I., Shchepinov, V. V., Ya-kovlev, V. V. Holographic interference methods for measuring deformations. Nauka Press. Moscow 1988.

[5] Jones, R., Wykes, C. Holographic and speckle interferometry. A discussion of the theory, practise and application of the technique. Cambridge University Press. Cambridge, 1989.

[6]Ткач М. Р., Золотий Ю. Г., Проскурін А.Ю., Галинкін Ю. М., Жук І. Ю., Довгань Д.В. (2019) Спосіб визначення порядків інтерференційних смуг при дослідженні резонансних коливань методом стробоголографічної віброметрії. Заявка на винахід № а 2019 00695 Україна

[7] Ткач, М. Р. Золотой, Ю.Г. Довгань, Д.В., Жук, И.Ю. (2011). Исследование форм собственных колебаний элементов ГТД методом голографической інтерферометрии в реальном времени. *Авиационно-космическая техника и технология*, №8 (85), 51-56.

Tkach M.R, Morgun S. A., Zloty Y. H. Proskurin A. Y. Halynkin Y. M.

DETERMINATION OF FREQUENCIES AND FORMS OF RESONANT OSCILLATIONS OF GTE BLADES BY SPECLE INTERFEROMETRY

Experimental studies of free oscillations of the blades were performed by speckle interferometry. The description of the experimental stand is given, features of use of the optical equipment and processing units are specified. The realized algorithm of carrying out experimental researches is described, features of digitization of optical signals which are used in the developed software are specified.

Keywords: Free oscillations, compressor blades, finite element method, speclinter interferometry, oscillation forms, frequency spectrum

УДК 621.89

ВПЛИВ ГЕОМОДИФІКУЮЧИХ ДОБАВОК НА ОСНОВІ СЕРПЕНТИНІВ ДАШУКІВСЬКОГО РОДОВИЩА НА ТРИБОЛОГІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ЗМАЩУВАЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ

Боду С.Ж., ст. викл.[1], Бобошко В.О., канд. техн. наук, доцент[2]
[1,2] Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
[1,2] Україна, Миколаїв
[1] svitlana.bodu@nuos.edu.ua, [2] boboshko.143@gmail.com

***Анотація**. Проведено дослідження впливу геомодифікуючих добавок на основі серпентину Дашуківського родовища на властивості мастил. Виявлено поліпшення трибологічних властивостей таких мастильних композицій в порівнянні з контрольною парою, зокрема зниження коефіцієнту тертя, об'ємного зносу та підвищення протизадирної стійкості, що показує перспективність застосування даного матеріалу в якості геомодифікуючої добавки.*

***Ключові слова:** геомодифікатори; триботехнічні випробування; коефіцієнт тертя; ремонтно-відновлювальні технології.*

Вступ. Пошук рішення задачі підвищення несучої здатності вузлів тертя, їх довговічності та надійності може йти в декількох напрямках. Технологічні и конструкторські арсенали досить різноманітні і можуть включати як методи модифікування властивостей поверхневих шарів (термічне, хіміко-термічне, диференційоване зміцнення, методи поверхневого пластичного деформування, мікропрофілювання, наплавлення, напилення та багато інших), так і методи оптимізації конструкції вузлів тертя, способів змащування, використання функціональних присадок і т. ін. [1–4].

Складність вибору оптимального для конкретних умов методу полягає, крім іншого, в тому, що важко прогнозувати процеси зношування та спостерігати за їх зміною відповідно зі змінами діючих факторів (навантаження, швидкість, середовище тощо).

Тому особливу цінність отримують методи, пов'язані з саморегулюванням процесу зношування, до яких зокрема відноситься технологія безрозбірного відновлення. В якості спеціальних домішок, що можуть ініціювати відновлювальні процеси, використовуються природні мінерали класу серпентинів, що отримали назву «геомодифікатори тертя» (ГМТ).

Практика показала, що використання ГМТ призводить до зниження коефіцієнту тертя, температур в зоні контакту, навіть спостерігається збільшення маси, що свідчіть про відновлення зношуваних поверхонь [5–8, 9].

Ціль роботи – оцінка впливу геомодифікаторів на основі серпентину Дашуківського родовища на працездатність пар тертя.

Основна частина. Дані численних досліджень доводять позитивний вплив добавок з ГМТ на працездатність вузлів тертя. Спостерігається формування захисного металокерамічного шару товщиною до 20…30 мкм, а шорсткість поверхонь знижується до *Ra* = 0,03…0,05 мкм. Швидкість створення та товщина шару прямо пропорційні тиску та локальним спалахам температур на ділянках фактичного контакту. Таким чином, формування захисного шару в першу чергу та найбільш інтенсивно проходить на зношених ділянках,

що призводить до їх відновлення. Така особливість ГМТ дозволяє використовувати їх для ремонту вузлів без розбирання машин і виводу їх із експлуатації – так звані ремонтно-відновлювальні технології, або «РВС-технології» [10].

Механізми формування нових структур досі не з'ясовані. Існує декілька гіпотез, які намагаються пояснити процеси, що відбуваються при введені геомодифікуючих добавок у змащувальні матеріали. Незважаючи на суперечливі версії, ці гіпотези виділяють декілька основних етапів при формуванні захисних шарів: диспергування часток серпентину, шліфування поверхонь тертя, очищення від окисних плівок, нагартовування часток у поверхню. Під дією підвищених температур на локальних ділянках контакту відбуваються обмінні реакції заміщення атомів магнію на атоми заліза. Далі відбувається спікання часток з утворенням захисного шару [10]. Відбувається карбонізація масла і піроліз, що призводить до формування так званих РВС-плівок, які складаються з вуглецю C (30…35 %), заліза Fe (35…55 %) і кисню O (5…15%) [11].

Обов'язковими умовами формування плівок є висока температура, високий питомий тиск, присутність домішок, твердість яких має бути вище твердості матеріалу поверхонь тертя. Незважаючи на різні умови формування (матеріали пар тертя, мастильні матеріали, добавки, режими роботи), новоутворювані плівки мають декілька загальних рис: повільне формування, маслофільність, високу твердість, низьку шорсткість [8, 10, 11].

Складність використання серпентинів в якості ГМТ полягає в тому, що вони, як природні матеріали, маюсь великий розбіг властивостей по хімічному складу та наявності різних включень. Наприклад, волокнистий хризотил-азбест знижує адгезію часток серпентину, що погіршує його трибовластивості, а пластинчастий антігоріт як термостійка модифікація більш сприятливий для формування захисних шарів. Магнетит у вигляді великих реліктових зерен має занадто велику твердість та абразивну активність, що негативно позначається на зносостійкості деталей. Алюміній та похідні алюмосилікати мають низьку адгезію до сталей, що призводить до відшарування захисного покриття. Брусит $Mg(OH)_2$ має шарувату структуру, легко диспергується, при розпаді виділяє необхідні для іонообмінних процесів магній та воду [10].

Дуже важливим фактором також є розміри абразивних часток та їх кількість в серпентині. Цей фактор може стати вирішальним – чи будуть процеси проходити як «зміцнювальні» або як абразивна обробка.

Черкаське родовище налічує п'ять продуктивних горизонтів [12]. Воно не тільки найбільше в Європі, а й одне з найякісніших у світі – наприклад, другий горизонт представлений бентонітом зі змістом монтморилоніту до 95 %.

Для оцінки ефективності використання мастильних композицій з додаванням ГМТ на основі серпентину Дашуківського родовища в якості базового варіанту було використано індустріальне масло І-20 А ГОСТ 20799-88. Концентрація добавки становила 4 % за масою.

Випробування на тертя і знос проводились на серійній лабораторній машині СМЦ-2 за схемою «ролик / нерухомий ролик» в режимі граничного змащення.

Матеріали пар тертя: нерухомий ролик – сталь 45, рухомий ролик – ШХ-15, шорсткість поверхонь обох зразків Ra = 0,16 мкм, точність виготовлення IT = 7.

Частота обертання ролика ω = 16,6 ± 0,33 $с^{-1}$, що відповідає окружній швидкості $v_{ск}$ = 2,50 ± 0,1 м/с. Час випробувань 180 хвилин. Діапазон навантажень 200...1600 Н.

Випробування припинялися після закінчення відведеного часу або в разі появи скрипу і вібрації, що свідчило про настання схоплювання.

На початковому етапі випробувань дослідної змащувальної композиції при збільшенні навантаження спостерігалося зростання коефіцієнту тертя, що ймовірно пояснюється абразивним впливом геомодифікуючих частинок. Подальше зростання навантаження призводить до зниження коефіцієнтів тертя, рис. 1.

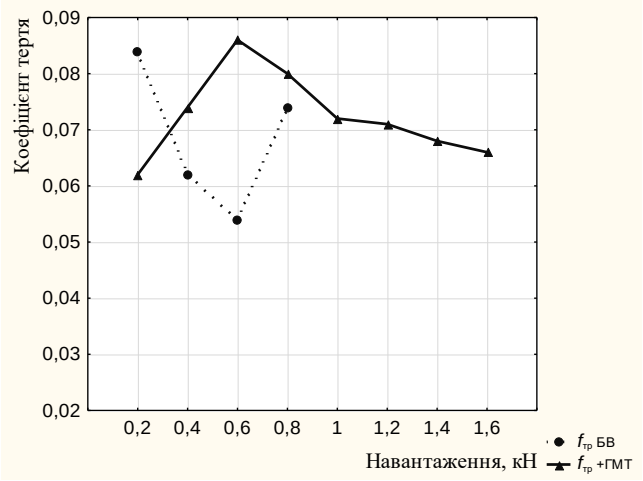


Рис. 1. Графіки залежності коефіцієнта тертя від навантаження для пари сталь 45 / ШХ 15

Інтенсивність зношування досягає максимуму при навантаженні 400 Н для базового варіанту і 600 Н для суміші з добавками ГМТ, але з подальшим збільшенням навантаження спостерігається зниження цих показників, рис. 2, 3.

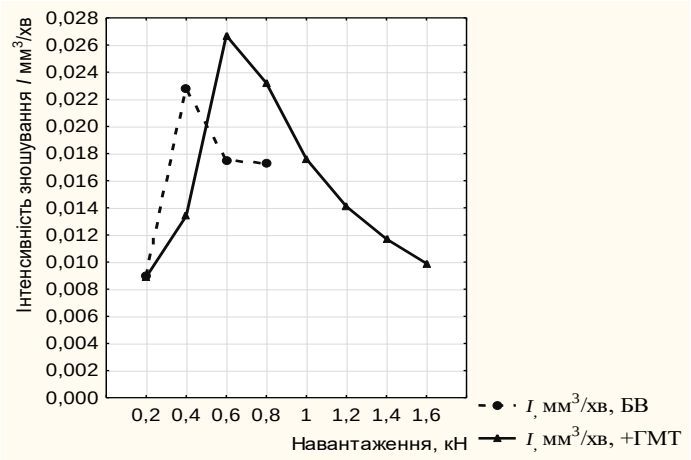


Рис. 2. Залежність інтенсивності зношування нерухомого ролика від навантаження

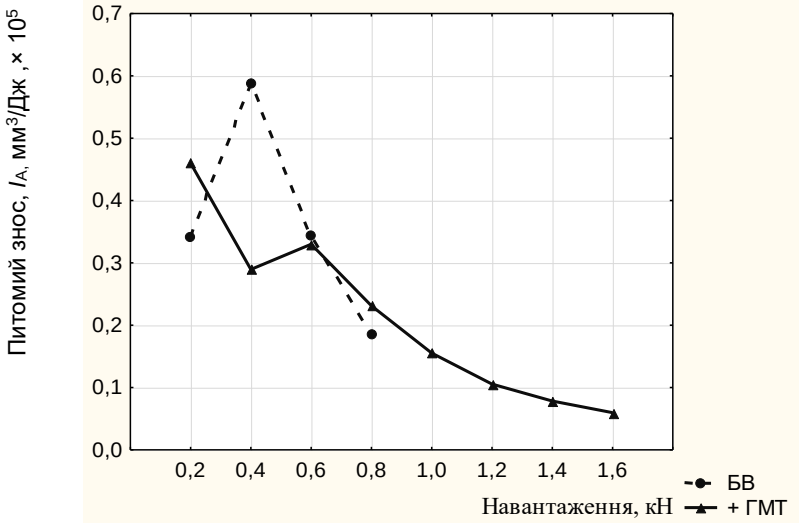
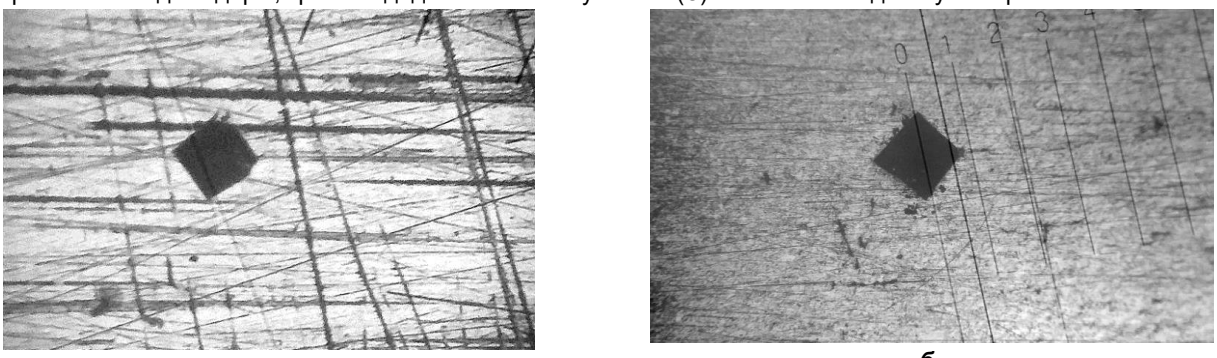


Рис. 3. Графік залежності об'ємного зносу від навантаження з урахуванням роботи тертя

Для базового варіанту перевищення навантаження 800 Н призводить до задирів та схоплення пари тертя. Варіант суміші з додавання 4 % ГМТ підвищило цю стійкість до 1600 Н, тобто в досліджуваному діапазоні задиру не відбувалося.

На рис. 4 представлені мікрофотографії поверхонь досліджуваних зразків: в базовому варіанті (***а***) спостерігаються сліди задирів, зразок з додаванням ГМТ у масло (***б***) має більш гладеньку поверхню.



а ***б***

Рис. 4. Поверхні тертя після випробувань базового варіанту (***а***) та з додаванням ГМТ (***б***) (400х)

Висновки. Технології геомодифікування дають можливість отримувати принципово нові поверхні тертя, фізичні і механічні властивості яких дозволяють збільшити ресурс, надійність і довговічність окремих вузлів і машин у цілому, а також проводити безрозбірне відновлення без виведення техніки з експлуатації.

Добавки на основі бентоніту Дашуковського родовища показали свою ефективність у якості геомодифікаторів тертя. Аналіз дослідних даних показує зниження коефіцієнту тертя, об'ємного зносу (з I_A = 0,6,×10 $^{-5}$ мм^3/Дж для базового варіанту до I_A = 0,06,×10 $^{-5}$ мм^3/Дж для варіанту з ГМТ). Протизадирні властивості таких домішок дозволили збільшити навантаження вдвічі (від 800 Н до 1600 Н) без настання схоплювання.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

1. Соловйов, С., Боду С., & Трофимова О. (2007) Порівняльний аналіз техніко-економічних і екологічних показників хіміко-термічної обробки. *Техногенна безпека*. *Наукові праці*. Миколаїв: Вид-во МДГУ ім. П.Могили. 61(48),74-76.
2. Соловьев, С. (2004) Управление несущей способностью трибосистем методами макропрофилирования рабочих поверхностей. *Проблеми трибології*. 2, 10-14.
3. Соловьев, С., & Боду, С. (2010) К назначению посадок и зазоров цилиндропоршневых сопряжений герметичных компрессоров. *Двигатели внутреннего сгорания. Всеукраинский научно-технический журнал*. 2, 127-129.
4. Чернец, М. (Ред.), Клименко, Л. (Ред.), Пашечко, М., & Невчас, А. (2010) *Трибомеханика. Триботехника. Триботехнологии.* Т. 3. Николаев: Изд-во ЧГУ им. Петра Могилы.
5. Балабанов, В., & Болгов, В. (2011). *Автомобильные присадки и добавки*. Москва: Эксмо.
6. Балабанов, В. (2003). *Безразборное восстановление трущихся соединений автомобиля: Методы и средства.* Москва: АСТ.
7. Белый, И., Меркулов, А., Белый, В., & Голубев, И. (2011). *Эффективное использование антифрикционных добавок к трансмиссионным и моторным маслам.* Москва: Росинформагротех.
8. Гаркунов, Д., & Балабанов, В. (1999). Восстановление двигателей внутреннего сгорания без их разборки. *Тяжелое машиностроение*, 2, 18-23.
9. Соловьев, С., & Боду, С. (2012) Повышение несущей способности тяжелонагруженных пар трения. *Техногенна безпека. Наукові праці.* Миколаїв: Вид-во МДГУ ім. П.Могили. 203(191), 27-31.
10. Телух, Д. Кузьмин, В., & Усачев, В. (2009) Использования слоистых гидросиликатов в трибосопряжениях. *Интернет-журнал «Трение, износ, смазка»*. 3.
11. Дунаев, А., Зуев, В., Васильков, Д., Лавров, Ю., Павлов, О., Пустовой, И., & Сокол С. (2013) *Гипотезы механизмов действия ремонтно-восстановительных серпентиновых трибопрепаратов*. Труды ГОСНИТИ, Т. 112, 2, 134-142.
12. Кадошников, В., Шехунова С., Задвернюк, Г., & Маничев В. (2013) Аутигенные минералы бентонитовой глины черкасского месторождения. *Мінералогічний журнал – Mineral. journ. (Ukraine)*. 35(3), 54-60.

Bodu S.Zh., Boboshko V.A.

Influence of geomodificative additives based on Dasukovsky deposit serpentins on tribological properties of lubricants

***Abstract**. The study of the influence of geomodifying additives based on serpentine of the Dashukovsky field on the properties of lubricants has been carried out. An improvement in the tribological properties of such lubricant compositions as compared with the control pair was revealed, in particular, a decrease in the coefficient of friction, wear, and an increase in extreme pressure resistance, which shows the promise of using this material as a geomodifying additive.*

***Key words**: geomodifiers; tribotechnical tests; coefficient of friction; repair and restoration technologies.*

УДК 629.128:621.359.7

ИССЛЕДОВАНИЯ КИНЕТИКИ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ КОРРОЗИОННЫХ ПРОЦЕССОВ

Горячкин Андрей Владимирович, к.т.н., доцент; Колбасенко Олег Васильевич, аспирант; Филипщук Александр Николаевич, ст. викладач; Дымо Борис Васильевич, к.т.н., професор;
Шевцов Анатолій Павлович, д.т.н., професор;
Херсонский филиал Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова;
Украина, Николаев;
orden2020@gmail.com, filipschuk5@gmail.com

***Аннотация.** Представлены результаты аналитических исследований влияния начального времени воздействия потока газов на точность измерений интенсивности коррозии на прогнозируемое время.*

***Ключевые слова:** начало процесса коррозии, начальная стадия процесса коррозии, прогноз развития коррозии.*

Так как проведение исследований коррозионных процессов длительностью 1000 ч на экспериментальной установке вызывает большие трудности (а при обеспечении постоянства параметров процессов горения и коррозии в такой продолжительности нет необходимости), с целью оценки интенсивности низкотемпературной сернокислотной коррозии (НТК) при сжигании водотопливних эмульсий (ВТЭ), а также сравнения НТК при сжигании различных топлив при разных режимах сжигания было принято решение о проведении исследований кинетики коррозионных процессов. Для этого в газоход экспериментальной установки одновременно помещались коррозионные образцы, которые затем извлекались последовательно через короткое время (2, 4, 6, 8, 12 ч), что обеспечивает практически одинаковые условия воздействия коррозионной среды с постоянными параметрами при проведении исследований на экспериментальной установке и, следовательно, достаточную воспроизводимость условий проведения опытов [1, 2].

Чтобы при проведении исследований коррозионных процессов при сжигании ВТЭ на экспериментальной установке обеспечить достоверность проводимых опытов, сначала были проведены исследования при сжигании стандартных топлив при соответствующих α, для которых имеются литературные данные с результатами длительных опытов, проведенных на действующих котлах или лабораторных установках.

Для получения зависимостей кинетики коррозионных процессов были проведены исследования при сжигании различных видов топлив с разными α. Всего было проведено 25 серий опытов при S^r в топливе от 0,7% до 2,0%, при α от 1,01 до 1,5, при содержании воды от 2,0 до 30,0%: при сжигании необводненного мазута М100 (W^r = 2%) с содержанием серы 0,96 и 2% при α, равных 1,01; 1,025; 1,05, продолжительностью до 100 ч, а также ВТЭ на основе М40 с содержанием воды 4, 10, 15, 17, 20 и 30 % при α, равных 1,5; 1,45; 1,35; 1,2; 1,15. Для сравнения результатов коррозионных испытаний при горении ВТЭ и стандартного топлива, но с впрыском воды и пара в корень факела сжигался мазут М40. В топку впрыскивалась вода и вводился пар в количествах, эквивалентных водосодержанию эмульсии 30%.

Аппроксимация экспериментальных данных по убыли массы (глубины коррозии) была проведена в виде степенной зависимости (СТ), как предлагается многими авторами [3, 4] в виде $\Delta G_к = A \cdot \tau^n$; где A, n – постоянные коэффициенты для каждого режима, которые определяют характер кривой. Для поиска

коэффициентов были использованы математические средства программного комплекса Microsoft Office, в частности Microsoft Excel, а также система Mathcad 2001. На основании полученных данных могут быть найдены аппроксимационные зависимости кинетики коррозии от времени воздействия дымовых газов: убыли металла $\Delta G = f(\tau)$; скорости коррозии $K = f(\tau) = (\Delta G)'$; ускорения коррозии $K' = f(\tau) = = (\Delta G)''$, которые дают возможность прогнозировать развитие этих процессов.

Графики и уравнения регрессии, полученные в результате обработки результатов экспериментов, а также значения коэффициентов детерминации R^2 при сжигании ВТЭ с содержанием воды 30% (S^r =1,8%; α = 1,45), при котором наблюдается минимальная интенсивность коррозии, и при сжигании стандартного топлива (М40+Ф12) (S^r = 1,5 %; α = 1,35), при котором наблюдается максимальная коррозия, представлены на рис. 1.

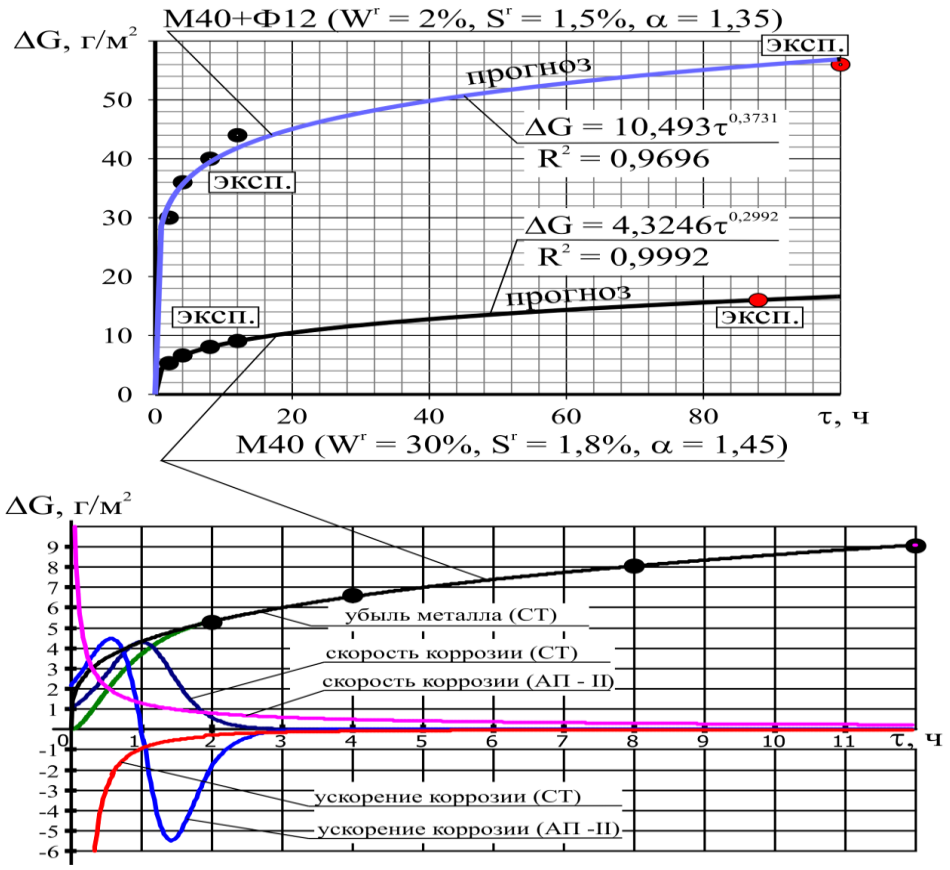


Рис. 1. Исследование динамики коррозионных процессов:
СТ – по степенной функции;
АП-II – по апериодической функции 2-го порядка

Как показали результаты стендовых коррозионных исследований время стабилизации коррозионного процесса, особенно при сжигании ВТЭ, составляет 2…3 ч. Это позволяет оценить уровень коррозионного процесса и прогнозировать процесс на длительное время по результатам исследований кинетики в течение 2…12 ч. В первые 1…3 ч процессы носят ускоренный характер, а затем идут с замедлением. После 4…5 ч практически наступает динамическое равновесие и коррозионный процесс идет с почти постоянной скоростью. Это позволяет расчетным путем при одинаковых условиях работы определить (прогнозировать) значение ΔG в течение любого периода эксплуатации, но при обеспечении стабильных режимов работы.

Исследования коррозии продолжительностью от 0 до 2 ч из-за методических трудностей не проводились и поэтому о характере прохождения процесса в этот период можно только предположить, так как он мог пойти по любой переходной функции, но заканчивается в течение 2 ч. Такое предположение допустимо, так как экспериментальные данные, полученные за 2, 4, 8 и 12 ч по всем 25 режимам, а по

основным режимам и в течение более длительного времени, достоверно аппроксимируются степенной зависимостью вида $\Delta G = A \cdot \tau^n$, проходящей и через точку при $\tau = 2$ ч (при высоких значениях R^2). При этом необходимо отметить, что на участке от 0 до 2 ч большое значение имеет точность измерений ΔG и ее влияние на оценку хода процесса. Если в течение этого времени значение ΔG находится на уровне точности измерений 5,6 г/м^2 (см. раздел 2), то "разгонный" участок заканчивается при $\tau = 1…2$ ч. Из-за различной интенсивности коррозии "разгонный" участок процесса не может на всех режимах заканчиваться в течение одного времени – двух часов. Поэтому необходимо оценить влияние этого начального участка на окончательные значения ΔG, например, в течение 8-часовых опытов, так как на их основании осуществлялось сравнение влияния различных факторов (W^r в эмульсии, S^r в исходном топливе, α) на интенсивность коррозионных процессов.

Методика определения времени релаксации (переходного) процесса с учетом данных [5] и влияния начального участка на результаты прогноза коррозионного процесса в течение 2, 4, 8 и 12 ч состояла в следующем. Сначала было принято решение оценить относительную погрешность результатов исследований коррозии, если пренебречь убылью металла за первые 2 ч воздействия потока дымовых газов (рис. 2). Тогда при сжигании ВТЭ на основе М40 ($S^r = 1{,}8\%$, $W^r = 30\%$) при $\alpha = 1{,}45$ относительная погрешность измерений коррозии за 8 часов составит 16,5 %, а относительная точность определения ΔG – 83,47%. Если переходная функция определяется по найденной апериодической функции второго порядка в виде зависимости $\Delta G = 6 + 2\exp(-5\cdot\tau) - 8\cdot\exp(-1{,}25\tau)$, то относительная погрешность – 13,1%, относительная точность определения убыли металла ΔG за 8 ч – 86,9%.

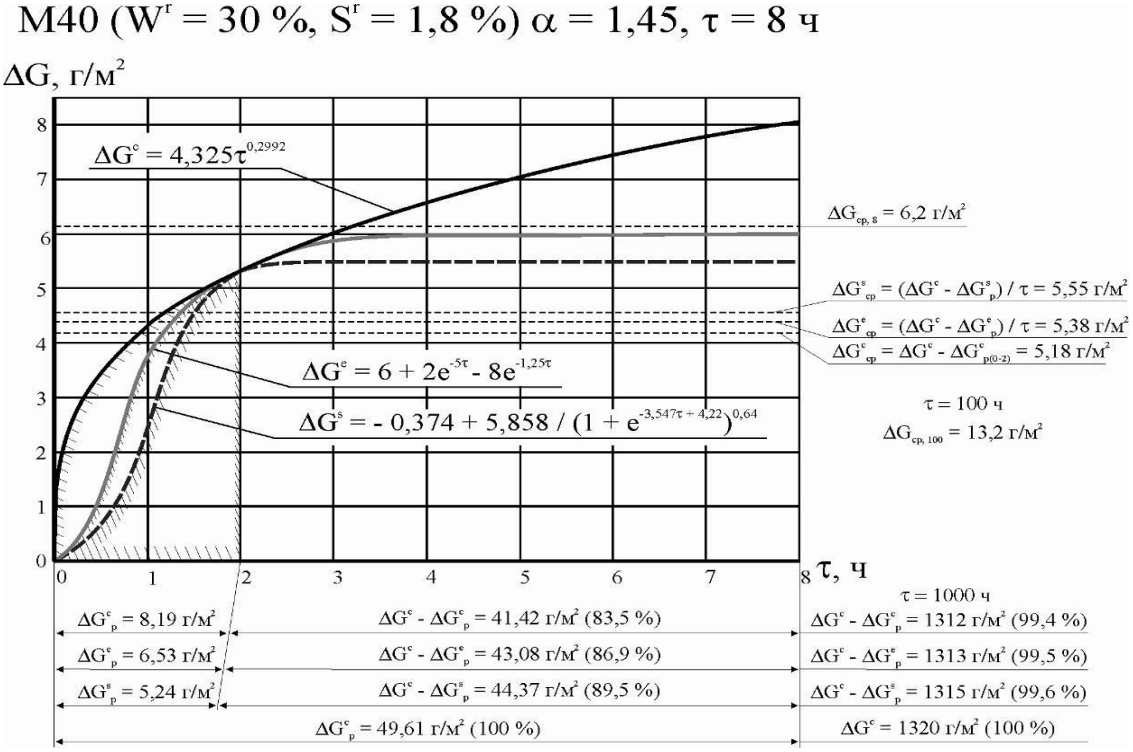


Рис. 2. Влияние интенсивности коррозии на начальном участке
(от 0 до 2 ч) на результаты прогноза развития коррозионного процесса

Влияние начального участка при прогнозе развития коррозии на 100 ч будет значительно меньшим: относительная погрешность – 0,62%, точность – 99,4%.

При анализе относительной погрешности процессов коррозии, идущих более интенсивно, величины погрешностей оценки убыли металла больше, а точность определения ΔG немного меньше. Так, при сжигании стандартного мазута (М40+Ф12) ($S^r = 1{,}5\%$; $W^r = 2{,}0\%$) при $\alpha = 1{,}35$ относительная погрешность измерений равна 18,9%. Точность определения ΔG составляет 81,1%. При учете развития коррозии на начальном участке по переходной функции $\Delta G = 33 + 11\exp(-5{,}56\cdot\tau) - 44\exp(-1{,}39\cdot\tau)$ относительная

погрешность в этом случае составит 14,31%. Точность определения ΔG будет равна 85,7%.

Если переходный процесс заканчивается в течение 1-го часа, то погрешность определения ΔG будет еще меньше. Считаем, что такое время развития коррозионного процесса на "разгонном" участке при проведении исследований на экспериментальной установке при обеспечении постоянства параметров более вероятно.

Таким образом, прогнозируемые по степенным зависимостям значения убыли металла вследствие НТК дают несколько завышенные значения скорости коррозии (при τ до 8 ч) при учете развития коррозии на начальном участке от 0 до 2-х часов по степенной зависимости. Но в этом случае наблюдается приемлемое совпадение прогнозируемых значений ΔG с полученными значениями за более длительное время (например, 100 ч).

Если оценить среднюю убыль металла ΔG за время от 0 до 2-х часов $\Delta G_{2ср}$ по степенной функции, аппроксимирующей развитие процесса и в течение последующих часов, то в этом случае будет иметь место максимальное значение $\Delta G_{2ср}$. Тогда учет этого значения $\Delta G_{2ср}$ на результаты восьмичасовых опытов, по которым и осуществлялось сравнение скорости коррозионных процессов при сжигании различных топлив, окажет максимальное влияние.

Так, при сжигании ВТЭ на основе мазута М40 (S^r=1,8%, W^r=30%), α=1,45 значение $\Delta G_{ср}$, определенное по степенной зависимости за 8 часов составляет 49,61 г/м^2, при прогнозе на 100 часов – 1320 г/м^2 (рис.3). Если пренебречь значением $\Delta G_{2ср}$ ($\Delta G_{2ср}$=8,19 г/м^2), тогда среднее значение убыли металла $\Delta G_{ср}$ за 8 часов будет равно 49,6 – 8,19 = 41,41 г/м^2. Относительная погрешность измерений коррозии за 8 часов составит $\frac{49,6-41,41}{49,6}\cdot 100 = 16,5\%$, а относительная точность определения ΔG – 83,47%. Если переходная функция определяется по найденной апериодической функции второго порядка в виде зависимости $\Delta G = 6 + 2\exp(-5\cdot\tau) - 8\cdot\exp(-1,25\tau)$, то значение $\Delta G_{2ср}$ составит 6,5 г/м^2. Тогда $\Delta G_{ср}$ за 8 часов составит 43,1 г/м^2, относительная погрешность – 13,1%, относительная точность определения ΔG за 8 часов – 86,9%.

Влияние начального участка при прогнозе развития коррозии на 100 часов стабильного воздействия потока дымовых газов будет еще меньшим. Если не учитывать начальный участок за время 0…2 часа, определяемый по степенной зависимости, тогда среднее значение убыли металла за 100 часов будет равно 1311,8 г/м^2, а относительная погрешность составит 0,62%. Точность определения ΔG будет равна 99,4%. При учете развития коррозии на начальном участке по приведенной выше формуле переходной функции относительная погрешность оценки коррозии за 100 часов уже составит только 0,49%. Точность определения ΔG за 100 часов составит 99,5%.

Если принять, что “разгонная” линия идет по уравнению сигноидальной кривой $\Delta G = -0,3742 + 5,858/(1 + \exp(-3,54\cdot\tau + 4,22))^{0,64}$, то площадь под ней за 2 часа будет равна 5,24 г/м^2, точность определения ΔG 8-часового опыта будет составлять 89,5%, а прогнозы на 100 часов – 99,6%.

В рассмотренных вариантах оценки влияния начального участка принято, что переходный процесс заканчивается в течение 2-х часов, а через 3…4 часа значение скорости коррозии стабилизируется. Если считать, что в начальной стадии коррозионный процесс проходит в кинетическом режиме, то окончание этого процесса и переход его в диффузионный режим может происходить по-разному в зависимости от скорости

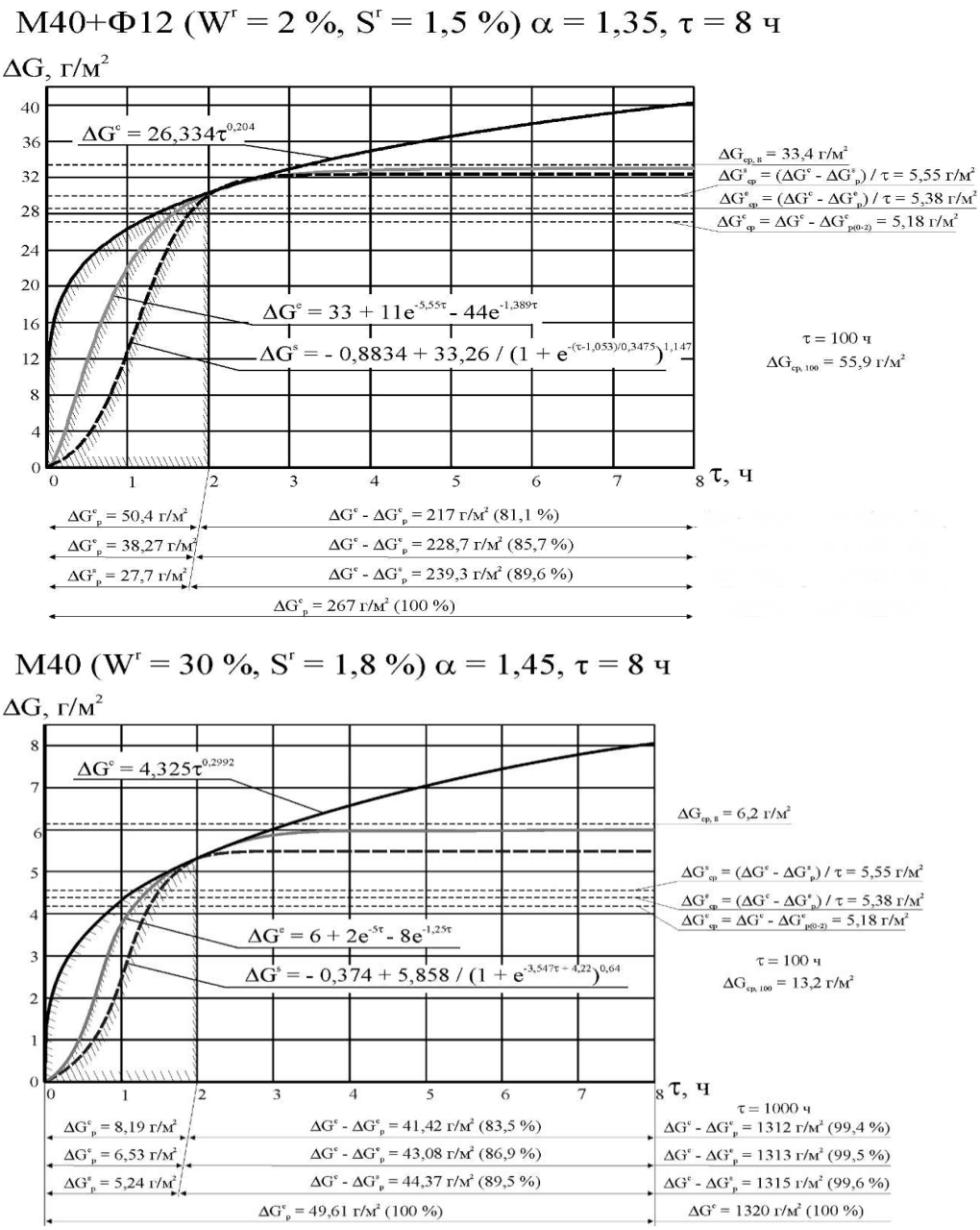


Рис. 3. Влияние интенсивности коррозии на начальном участке на начальном участке (от 0 до 2-х часов) на результаты прогноза развития коррозионного процесса

кинетического процесса, что и определяет с учетом роста слоя отложений и продуктов коррозии характер запаздывания процесса (разгонной кривой). При небольшой скорости кинетического процесса (прямая 1) (рис. 4, а) переход в диффузионный режим может проходить дважды по отношению к фактической зависимости $\Delta G = f(\tau)$: при небольшой продолжительности τ_1 или при большом разгонном участке τ_2. При максимально возможной скорости процесса в кинетическом режиме (прямая 2) переход в диффузионный режим с почти постоянной скоростью достигается в точке касания прямой 2 с кривой "реальной" зависимости $\Delta G = f(\tau)$ при τ_p, т.е. при времени окончания процесса релаксации (перехода на стабильный режим).

При $\tau < \tau_p$ скорость коррозионного процесса растет быстро и точность оценки измерений интенсивности процесса непрерывно повышается. При $\tau > \tau_p$ точность измерений продолжает возрастать, но при более медленном росте значений ΔG.

Время, при котором не удается с достаточной достоверностью оценить убыль металла ΔG, считаем временем чистого запаздывания $\tau_з$, которая определяется предельным значением $\Delta G_{пр}$=5,6 г/м^2, при котором достигается предельное значение погрешности измерений скорости коррозии 10% в течение первого часа воздействия потока газов. Так как развитие коррозионного процесса в диффузионном режиме аппроксимируется по результатам измерений при затратах времени 2, 4, 8 и 12 часов степенной функцией $\Delta G = c\cdot\tau^n$, то время чистого запаздывания $\tau_з$ определяется по формуле

$$\tau_з = \sqrt[n]{\Delta G_{пр} / c} = \sqrt[n]{5{,}6 / c}\,.$$

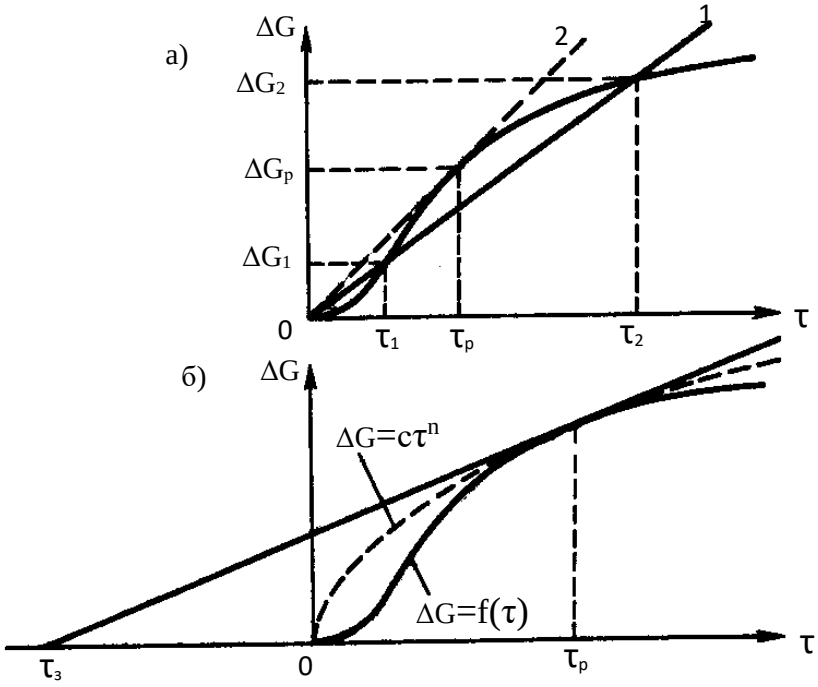


Рис. 4. Определение времени релаксации $\tau_р$

Результирующая интенсивность развития начального участка коррозионного процесса определяется суммой времени чистого запаздывания $\tau_з$ и времени релаксации $\tau_р$ прохождения процесса после окончания.

Графическое построение для определения времени релаксации (перехода) от кинетического режима к диффузионному, т.е. времени "разгона" коррозионного процесса, представлено на рис. 4. Так как точка касания прямой в зависимости от времени $\tau_з$ может располагаться на любом участке "реальной" кривой разгонного участка $\Delta G = f(\tau)$, то на рисунке одновременно показана штриховая часть линии $\Delta G=c\cdot\tau^n$ (кривая вида $\Delta G = c\cdot\sqrt[\beta]{\tau}$), аппроксимирующая участок фактической кривой, содержащей точку касания. Тогда в точке касания, приравнивая наклон касательной $\Delta G/(\tau_з+\tau_р)$ производной $d\Delta G/d\tau = n\cdot c\cdot\tau^{n-1}$, получаем

$$c\cdot\tau^n / (\tau_з + \tau_р) = c\cdot n\cdot\tau_р^{n-1}.$$

Тогда

$$(\tau_з + \tau_р) = \tau_р^n / (n\cdot\tau_р^{n-1}) = \tau_р / n,$$

$$\tau_р = \tau_з / (1/n - 1) = \left(\sqrt[n]{5{,}6 / c}\right) / (1/n - 1).$$

С учетом времени воздействия потока дымовых газов на образцы в период установки в газоход и оптимизации параметров после пуска дымовых газов из топки в этот газоход в течение 10мин (0,167 часа) общее время запаздывания будет равна сумме $\tau_з$ + 0,167.

Тогда

$$\tau_p = (\tau_з + 0{,}167)/(1/n - 1) = \left(\sqrt[n]{5{,}6/c} + 0{,}167\right)/(1/n - 1).$$

Полученные соотношения для определения значения времени τ_p предположительного окончания процесса релаксации соответствуют варианту, когда размер случайной погрешности известен заранее.

Выводы

Приведенные значения погрешностей оценки коррозии получены при минимальной интенсивности коррозионного процесса, наблюдаемого при сжигании ВТЭ с содержанием воды 30%. При анализе относительной погрешности процессов коррозии, идущих с большей интенсивностью, величины погрешностей больше, а точность определения ΔG немного меньше. Так, при сжигании стандартного мазута М40 (S^r = 1,5%; W^r = 2,0%) при α=1,35, погрешность измерений $\Delta G_{2ср}$, определенная по степенной зависимости за время от 0 до 2-х часов, будет равна 18,9%. При учете развития коррозии на начальном участке по переходной функции $\Delta G = 33 + 11\exp(-5{,}56\cdot\tau) - 44\exp(-1{,}39\cdot\tau)$ относительная погрешность в этом случае уже составит 14,31% (при сжигании ВТЭ 13,1%).

Оценка влияния начального участка при прогнозе развития коррозии на 100 часов по степенной функции приводит к погрешности 0,9%, по формуле переходной функции – 0,69%, по уравнению сигноидальной кривой – 0,5%.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Горбов, В.М, Горячкин, А.В. (Ред.). (2003) Исследование интенсивности коррозионных процессов при сжигании водомазутных эмульсий, *Зб. наук. праць УДМТУ*, №5(391), 87-95.

[2] Горячкин, А. (Ред.). (2002) *Исследование кинетики низкотемпературных коррозионных процессов при сжигании водомазутных эмульсий*, Суднова енергетика: стан та проблеми: Матер. міжнар. наук.-техніч. конф. студентів, аспірантів, мол.учених та мол.спеціалістів.- Миколаїв: НУК.

[3] Герасимов В.В. (1989) *Прогнозирование коррозии металлов*. Москва: Металлургия.

[4] Отс А.А. (1987) *Коррозия и износ поверхностей нагрева котлов*. Москва: Энергоатомиздат.

[5] Ротач, В.Я. (1985) *Теория автоматического управления теплоэнергетическими процессами*. Москва: Энергоатомиздат.

Horyachkin A.V., Kolbasenko O.V.,Filipshchuk O.M., Dymo B.V., Shevtsov A.P.

Investigation of the kinetics of low-temperature corrosion processes

The results of analytical studies of the influence of the initial time of the influence of the gas flow on the accuracy of corrosion intensity measurements on the predicted time are presented.

Key words: *beginning of corrosion process, initial stage of corrosion process, forecast of corrosion development.*

Горячкін А.В., Колбасенко О.В.,Філіпщук О.М., Димо Б.В., Шевцов А.П.

Дослідження кінетики низькотемпературних корозійних процесів

Представлені результати аналітичних досліджень впливу початкового часу впливу потоку газів на точність вимірів інтенсивності корозії на прогнозований час.

Ключові слова: *початок процесу корозії, початкова стадія процесу корозії, прогноз розвитку корозії.*

УДК 629.128:621.359.7

ВОЗМОЖНОСТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОТЛОВ ПРИ СЖИГАНИИ ВОДОТОПЛИВНОЙ ЭМУЛЬСИИ

Горячкин Андрей Владимирович, к.т.н., доцент; Корниенко Виктория Сергеевна, к.т.н., доцент без ученной степени; Колбасенко Олег Васильевич, аспирант; Филипщук Александр Николаевич, ст. викладач; Дымо Борис Васильевич, к.т.н., професор; Шевцов Анатолій Павлович, д.т.н., професор;
Херсонский филиал Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова;
Украина, Николаев;

orden2020@gmail.com, Filipschuk5@gmail.com

Аннотация *Представлены результаты тепловых расчетов котлов с различными вариантами конвективных поверхностей нагрева.*
Ключевые слова: *тепловые потери, перевод котлов на эмульсии, оптимальная температура уходящих газов.*

Кроме рассмотренных тепловых потерь (q_2, $q_{исп}$, $q_п$) на величину КПД котла, а значит и на условия обеспечения постоянства КПД или возможный его рост, оказывают потери теплоты от химического недожога q_3 и механического недожога q_4. Для измерений и расчетов потерь q_3 и q_4 применялись стандартные и специальные методики [1, 2].

С увеличением W^r в эмульсии выше 5…10% потеря q_3 (рис. 1, *а*) существенно снижается, особенно при α =1,05: с 0,85% при $W^r \approx 2$ % до 0,4% при W^r =5 %, т.е. в 2,1 раза, а затем до 0,35 при $W^r \approx 10$ %. При дальнейшем увеличении W^r до 30 % q_3 снижается только до 0,18%. При α = 1,3…1,4 q_3 снижается с 0,35% до 0,08% при увеличении W^r с 2 до 5%, т.е. в 4,3 раза, а затем при увеличении W^r до 30% q_3 медленно снижается до 0,02%.

При увеличении содержания W^r в ВТЭ потеря q_4 (рис.1, *б*) снижается не так резко. Так, при α = 1,05 потеря q_4 снижается с 0,8% при W^r = 2% до 0,4% при W^r = 5%, а затем до 0,28% при W^r = 10%. При α = 1,4 значение q_4 снижается с 0,3 до 0,15% (т.е. в 2 раза) при увеличении W^r с 2 до5 %.

а *б*

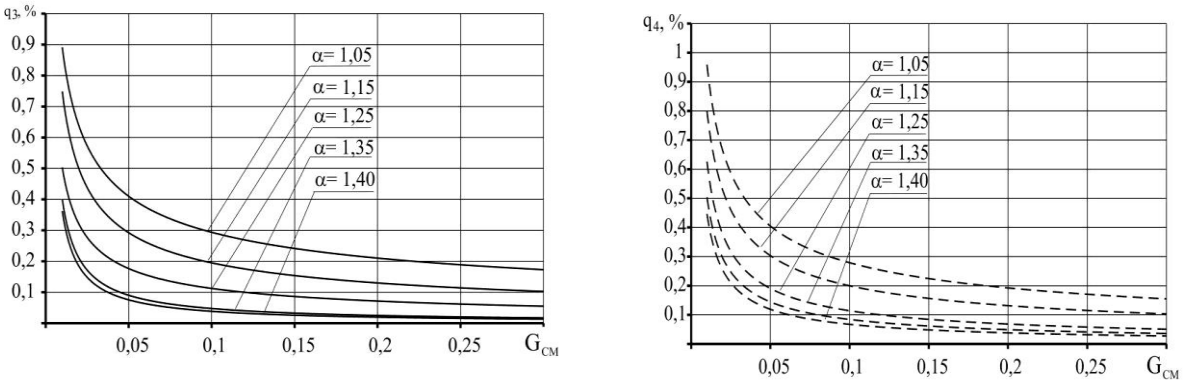


Рис. 1. Зависимости потерь теплоты от содержания воды в ВТЭ ($G_{СМ} = G_В/G_Т$)
(топливо на основе мазута М40; S^r = 2 %):
А - химический недожог q_3; *б* - механический недожог q_4

Исследования скорости нтк при сжигании втэ показывают, что в области $t_{ст}$ = 130…70 °с скорость коррозии меньше, чем при сжигании необводненного топлива. С увеличением w^r до 30% скорость коррозии в области "кислотного пика" снижается в 3…5 раз, что позволяет снизить $\vartheta_{ух}$ и компенсировать снижение кпд котлов при сжигании втэ с большим содержанием воды. С уменьшением α скорость коррозии снижается при сжигании как обводненных, так и необводненных топлив. Поэтому для сохранения или повышения кпд необходимо снижать α. Для оценки влияния этих факторов были проведены расчетные исследования технико-экономических показателей для следующих вариантов тепловых схем котлов (рис. 5.3):

- Вариант i – тепловая расчетная схема котла, рассчитанного на сжигание необводненного топлива с экономайзером, при переводе его на обводненное топливо (рис. 2,*а*);
- Вариант ii – тепловая расчетная схема котла с экономайзером, рассчитанного на сжигание обводненного топлива с учетом снижения скорости низкотемпературной коррозии (рис. 2, *б*);
- Вариант iii – котел с гвп с учетом снижения скорости низкотемпературной коррозии при сжигании втэ (рис. 2, *в*);
- Вариант iv – ук с экономайзером, не включенным в контур циркуляции, рассчитанной на сжигание втэ в двс и гтд (рис. 2, *г*).

При сжигании обычного (необводненного) мазута с α = 1,1 и выше из-за высокого значения "пика" нтк

при $t_{ст}$ стенки ниже 120…130°с, (около 1,2 мм/год) необходимо обеспечить температуру воды на входе в экономайзер котла по і варианту тепловой схемы выше 120 °с, установив, например, подогреватель воды в водяном коллекторе котла. Поэтому при расчетах котлов по варианту і $\vartheta_{ух}$ должна составлять 140…170°с.

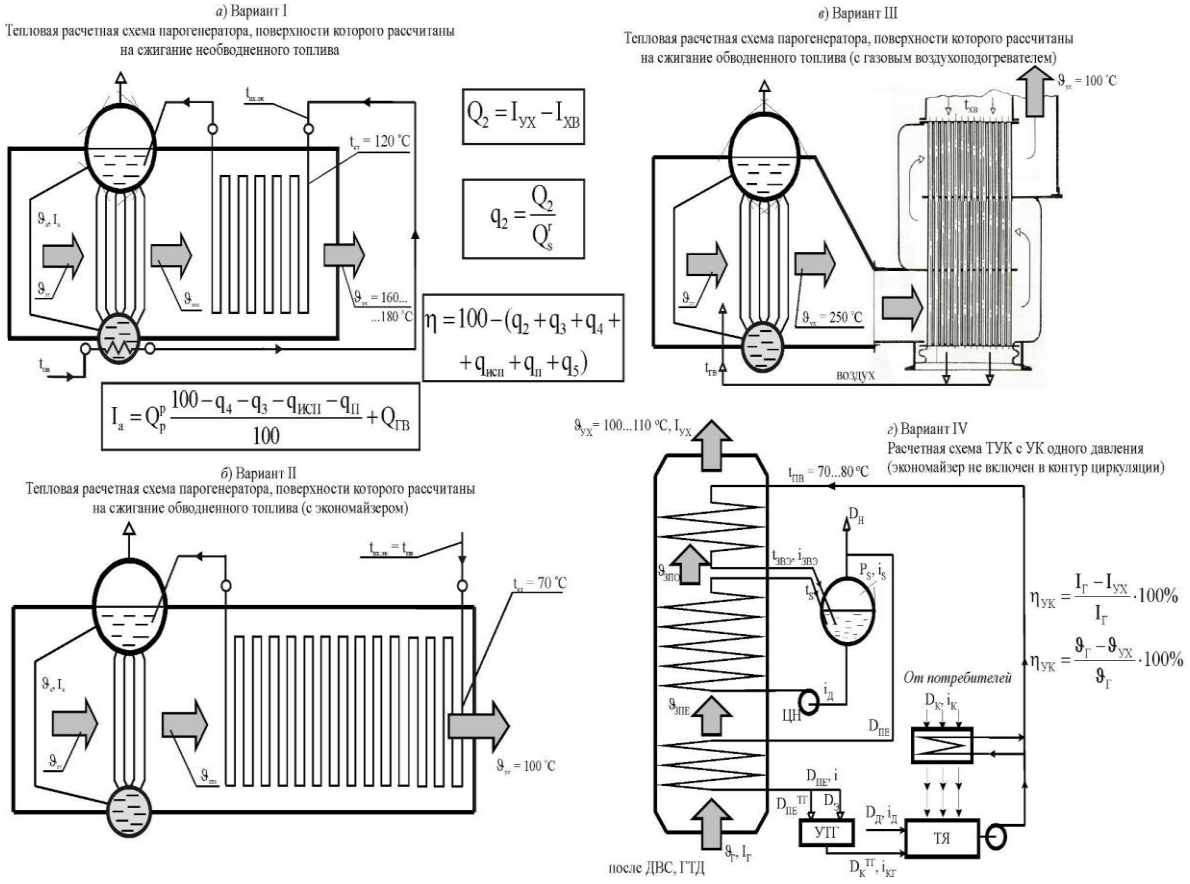


Рис. 2. Расчетные тепловые схемы котлов

Расчеты при w^r = 30% проводились при тех же значениях паропроизводительности котла, которые были приняты в варианте і, при $\vartheta_{ух}$ = 110°с. Температура воды на входе в экономайзер, выполненный по противотоку, принималась равной температуре питательной воды $t_{эк} = t_{пв}$ = 70°с, что возможно вследствие снижения скорости коррозионных процессов с увеличением w^r в топливе.

Расчеты по варианту iii проводились также при $\vartheta_{ух}$ = 110°с при условии обеспечения средней температуры металла 80°с в "холодной" секции гвп.

Чтобы оценить влияние на экономические показатели котлов увеличение W^r в эмульсии, улучшение теплообмена и снижение интенсивности НТК, было проведено 16 вариантов расчетов котлов с экономайзером при разных вариантах сжигания топлива ("сухое" топливо мазут М100 с W^r = 2%) и при сжигании ВТЭ с W^r = 10...30% при разных α. Расчеты проводились согласно требованиям Нормативного метода [3], а также с учетом улучшения теплообмена излучением и конвективного теплообмена при сжигании ВТЭ согласно литературным данным и результатов наших исследований. На рис. 3 приведены зависимости КПД от содержания воды в ВТЭ при разных α в котлах, спроектированных для сжигания "сухого" топлива (КСТ) и в котлах, специально спроектированных для сжигания ВТЭ (увеличены размеры экономайзера). При изменении условий сжигания топлива (меняются α и W^r) в КСТ геометрические характеристики этого котла оставались постоянными. При α = 1,5 при содержании воды 10% КПД котла увеличивается на 1% по сравнению с базовым вариантом при W^r =2%. При переходе на ВТЭ с W^r = 30% КПД падает на 0,6% (кривая 1 КСТ). При переходе в этом же котле на горение с α = 1,2 также наблюдается максимум КПД при 10% содержании воды в эмульсии (кривая 2), а при переходе на сжигание ВТЭ с W^r = 30% КПД снижается. Все

значения КПД выше на 1,3% при $\alpha \approx 1{,}2$ и $W^r = 2…30\%$. В котле специально спроектированном для сжигания ВТЭ появляется возможность существенно увеличить КПД котла, снижая дополнительно и $\vartheta_{ух}$, при W^r более 10% за счет повышения надежности работы поверхностей нагрева при снижении НТК (кривая 3 при $\alpha = 1{,}5$). Полученное значение КПД ниже на 0,3% по сравнению с $W^r = 10\%$. При снижении α в этом котле до 1,18 и уменьшения $\vartheta_{ух}$ КПД увеличивается до 92,9%. Таким образом, появляется возможность за счет уменьшения α и $\vartheta_{ух}$ не только сохранить значение КПД котла, но и повысить его при повышении содержания воды в эмульсии. При этом необходимо подчеркнуть, что одновременно повышается надежность работы поверхностей нагрева и снижается эмиссия токсичных веществ.

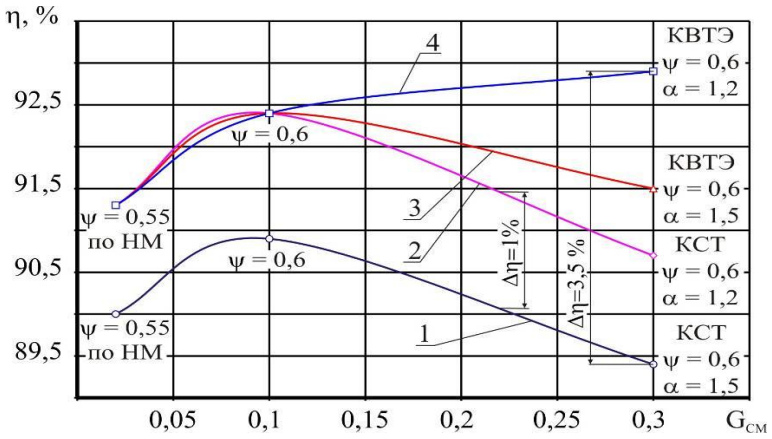


Рис. 3. Зависимость значений КПД вспомогательных котлов

при разных значениях избытка воздуха α и содержания воды в эмульсии $G_{см}$

с учетом эффективности теплообмена в элементах котла

На основании проведенных расчетов можно сделать вывод, что сжигание обводненного топлива необходимо производить в специально проектируемых под это топливо котлах с учетом снижения скорости нтк, уменьшения загрязнения при температурах металла поверхностей нагрева выше температуры точки "росы".

Чтобы оценить возможности повышения экономических показателей котлов, были проведены расчеты тепловых балансов котлов с целью определения КПД и расходов топлива. Для нахождения базовых технико-экономических характеристик сначала были выполнены на ЭВМ расчеты тепловых балансов ВК паропроизводительностью 4 т/ч по варианту I при сжигании в нем необводненного мазута М100. Дальнейшие расчетные исследования были проведены при сжигании обводненного мазута М100 с W^r в топливе 10, 20, 30 и 40% при постоянных принятых $\vartheta_{ух}$. Снижение Q_i^r с увеличением содержания воды в ВТЭ учитывалось через определение энтальпии дымовых газов с учетом объемов компонентов дымовых газов, полученных при сжигании ВТЭ с соответствующим содержанием воды.

При расчетах тепловых балансов котлов согласно требованиям "нормативного метода" [200] значения тепловых потерь q_3, q_4, q_5 принимаются постоянными ($q_3 = 0{,}5\%$, $q_4 = 0\%$, $q_5 = 1{,}4\%$). Согласно литературным данным, изложенным ранее, и нашим исследованиям были рассчитаны потери $q_{исп}$ и $q_п$. С увеличением w^r в эмульсии увеличиваются: потеря теплоты $q_{исп}$ с 0% при $w^r = 0\%$ до 2,42% при $w^r = 40\%$, а потеря $q_п$ с 0% до 0,287% соответственно. Потеря теплоты q_2 увеличивается незначительно из-за небольшого увеличения объема водяных паров в уходящих газах при постоянной температуре этих газов. Расчеты потери q_2 проведены при изменении избытка воздуха от 1,5 (наибольшее значение, при котором проводились исследования низкотемпературной коррозии) до 1,01 (предельно низкое значение α, которое может быть достигнуто в котлах). В соответствии с полученными данными (рис. 4), и, если, например, сначала котел работал при $\alpha = 1{,}45$ и $w^r = 2\%$, то с увеличением w^r до 20…22% (что в соответствии с результатами наших исследований повышает надежность работы котлов), уменьшая α до 1,01 (при постоянной температуре уходящих газов) можно сберечь значение кпд постоянным или даже его увеличить. Расчеты кпд и расходов топлива котла с экономайзером согласно требованиям нормативного метода были проведены при температурах уходящих газов 170, 140 и 110°с и значениях α от 1,5 до 1,01. С увеличением w^r в эмульсии кпд сразу снижается и сохранение значения кпд постоянным или даже увеличение его значения возможно только с уменьшением α (при постоянной $\vartheta_{ух}$). Снижение $\vartheta_{ух}$ от 170 до 110°с дополнительно к возможностям уменьшения α значительно расширяет диапазон увеличения кпд котлов при сжигании вмэ с w^r

вплоть до 40% (поле выше горизонтальной линии η = const при соответствующих значениях $\vartheta_{ух}$ и α).

С учетом последних литературных данных и наших исследований потери q_3 и q_4 в зависимости от обводнения топлива меняются. Необходимо учитывать также потерю теплоты на испарение воды, идущей на приготовление эмульсии $q_{исп}$ и потерю $q_п$. Реальный кпд котла $\eta^н$ при сжигании вмэ определялся по формуле:

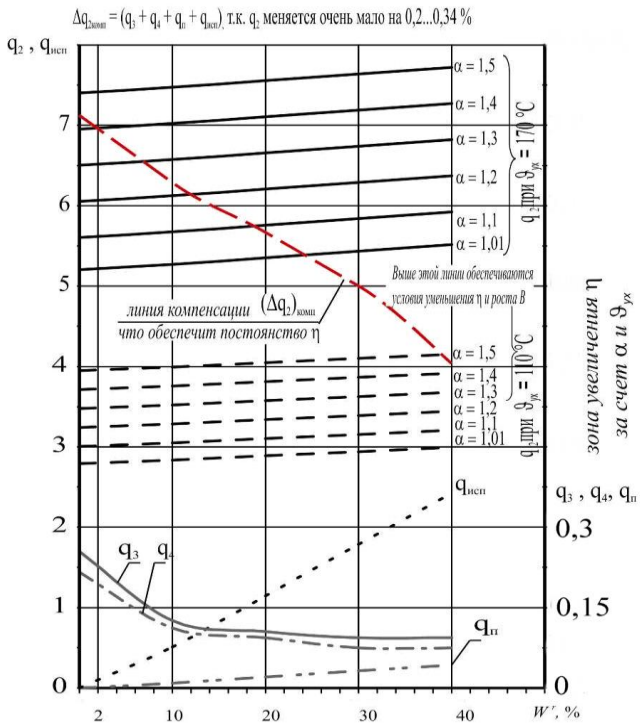
$$\eta^{\acute{i}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_{èñï} + q_{\ddot{i}} + q_5).$$

Результаты расчетов тепловых балансов котлов с гвп при $\vartheta_{ух}$ от 110 до 180 °с представлены в таблицах.

На рис. 4, *а* представлены результаты расчетов тепловых потерь q_2, q_3, q_4, $q_{исп}$, $q_п$ в зависимости от w^r в эмульсии. В связи с уменьшением потерь q_3, q_4 и увеличением потерь $q_{исп}$, $q_п$ с ростом w^r должен наблюдаться оптимум в значении кпд. Суммирование потерь теплоты показывает, что путем уменьшения α и $\vartheta_{ух}$ предоставляется возможность не только сберечь постоянным значение η, но и увеличить его при увеличении w^r в эмульсии. На рис. 4, *б* представлено значение кпд котлов при $\vartheta_{ух}$ 110, 140 и 170 °с, показывающих, что из-за уменьшения потерь q_3 и q_4 наблюдается рост η при увеличении содержания воды в эмульсии до 10% (что подтверждается литературными данными), но при низких избытках воздуха. При увеличении α выше 1,1 с увеличением w^r выше 10 % η снижается. Представленные зависимости величины кпд от w^r в эмульсии показывают, что при учете изменения потерь q_3 и q_4 от w^r возможности сохранения величины кпд увеличиваются (расширяется диапазон изменения w^r, при котором кпд постоянен). Возможности сохранения и даже увеличения кпд при уменьшении α и снижении $\vartheta_{ух}$ также расширяются).

С целью нахождения оптимальной $\vartheta_{ух}$ были проведены также расчетные исследования значений потерь и кпд для вк с гвп (вариант iii) для эмульсий с содержанием воды w^r = 0 %; 10 %; 20 %; 30 %; 40 % при обеспечении постоянных значений $\vartheta_{ух}$. Для каждого w^r рассчитаны предварительные тепловые балансы при $\vartheta_{ух}$ = 130 °с; 140 °с; 150 °с; 160 °с; 170 °с; 180 °с, а для w^r = 20 % и при $\vartheta_{ух}$ = 80 °с; 100 °с; 120 °с. По результатам расчетов построены графики зависимостей кпд и тепловых потерь от w^r в втэ при указанных значениях $\vartheta_{ух}$. При этом значения тепловых потерь q_3 = 0,5 % и через обшивку в окружающую среду q_5 = 1,2 % приняты постоянными, а потеря q_4 = 0.

а



б

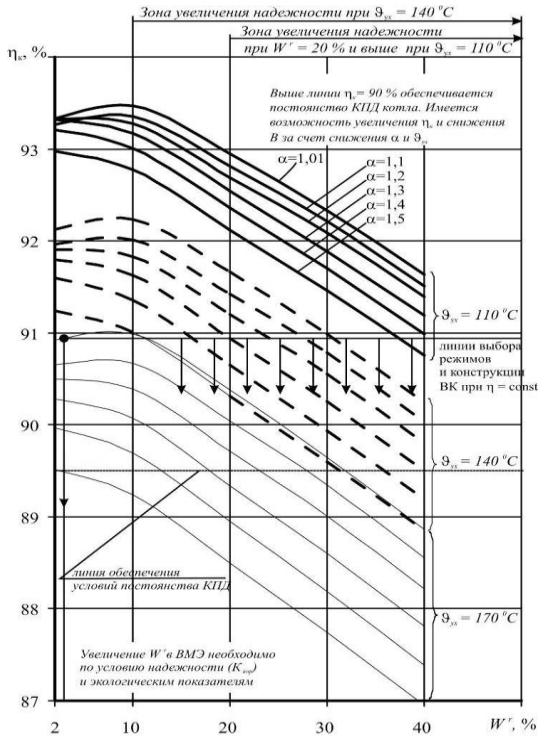


Рис. 4. Зависимости тепловых потерь и КПД ВК от содержания воды в водотопливных эмульсиях (при экспериментальных значениях q_3 и q_4):
а – значение тепловых потерь; ***б*** – значение КПД

С учетом результатов исследований скорости коррозионных процессов при сжигании втэ $t_{ст}$ верхностей нагрева гвп может быть снижена до 80°с, что невозможно при сжигании необводненного топлива. Расчет поверхности нагрева и распределения температур стенки $t_{ст}$ гвп проведен при условии сжигания втэ с w^r =20% и $\vartheta_{ух}$ от 80 до 180°с.

Критерием выбора оптимальной $\vartheta_{ух}$ газов при расчетах на эвм был принят минимум расчетных годовых затрат з, при определении которых учитывалась стоимость гвп, поверхность гвп, подверженная коррозии, величина которой меняется в зависимости от распределения температур металла и газов.

Следует заметить, что, несмотря на важность вопроса, в настоящее время не существует методики, учитывающей дополнительные капитальные вложения в элементы котла, подверженные коррозии при сжигании втэ, при технико-экономической оптимизации $\vartheta_{ух}$, хотя попытки определения оптимальной $\vartheta_{ух}$ с учетом нтк при сжигании необводненных сертификатных топлив уже предпринимались [20, 63]. Как видно из графиков (рис.5), оптимальная $\vartheta_{ух}$ при сжигании втэ с w^r =20 % в котле с гвп составляет 105°с, что соответствует уровню принятых $\vartheta_{ух}$ из котлов при сжигании втэ.

В связи с возможностью при сжигании втэ подводить к экономайзеру котла питательную воду с температурой 70…80 °с (благодаря снижению нтк) рекомендуется использование в утилизационном контуре схемы iv (рис. 2,г), предусматривающей подвод воды из теплого ящика прямо на вход экономайзера. Это дает возможность снизить $\vartheta_{ух}$ на выходе из ук со 160 °с до 90…110 °с, обеспечив увеличение глубины утилизации на 25…35 % в зависимости от суммарного избытка воздуха в двс или гтд и температуры газов на входе в ук [4].

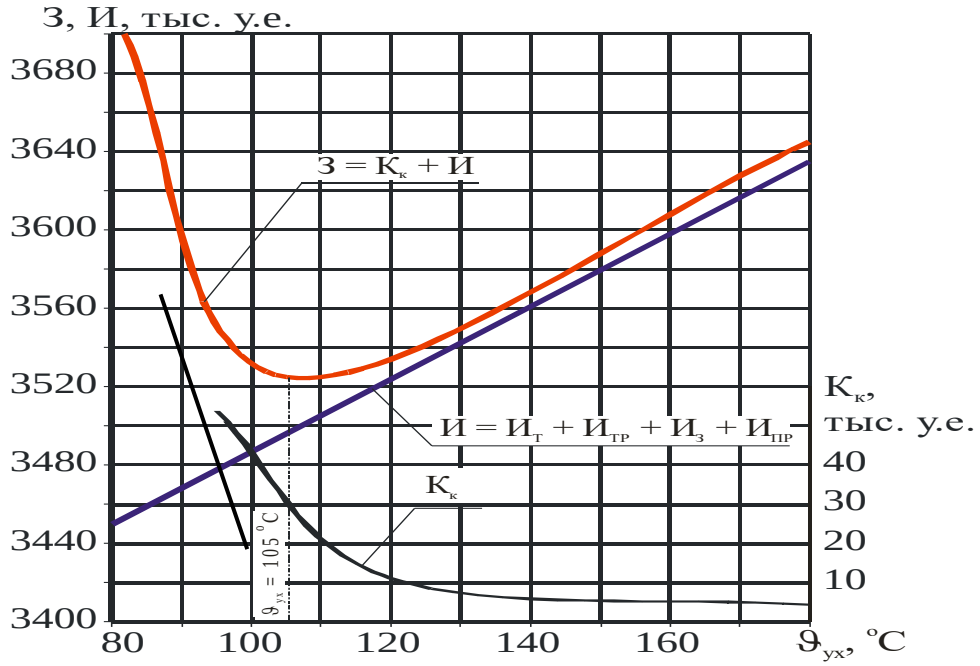


Рис. 5. Определение оптимальной температуры уходящих газов $\vartheta_{ух}$ за вспомогательным котлом с газовым воздухоподогревателем при сжигании водомазутной эмульсии (W^r = 20,0 %)

Выводы.

Проведенные расчетные исследования показывают, что при переводе существующих конструкций котлов с различными вариантами конвективных поверхностей нагрева существуют возможности повышения их КПД путем снижения коэффициента избытка воздуха α и увеличения водосодержания эмульсии до 20…25%.

Наиболее высокие значения КПД котлов могут быть достигнуты при проектировании котлов, специально предназначенных для сжигания водотопливных эмульсий.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Внуков А.К. (1966). *Надежность и экономичность котлов для газа и мазута*. Москва: Ленинград: Энергия.

[2] Трембовля В.И., Фингер Е.Д., Авдеева А.А. (1977). *Теплотехнические испытания котельных установок.* Москва: Энергия.

[3] Кузнецова Н.В. (Ред). (1973). *Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод).* Москва: Энергия.

[4] Курзон С.Г., Седельников Г.Д. (1990). Оценка эффективности различных схем утилизации тепла уходящих газов в судовых дизельных установках. *Судостроение.* 10. 9-12.

Horyachkin A.V., Kornienko V.S., Kolbasenko O.V., Filipshchuk O.M., Dymo B.V., Shevtsov A.P.

Possibilities to increase the efficiency of boilers when burning water-fuel emulsion

Abstract *The results of thermal calculations of boilers with different variants of convective heating surfaces are presented.*

Key words: *heat losses, conversion of boilers to emulsions, optimal exhaust gas temperature.*

Горячкін А.В., Корнієнко В.С., Колбасенко О.В.,Філіпщук О.М., Димо Б.В., Шевцов А.П.

Можливості підвищення ефективності котлів при спалюванні водопаливної емульсії

Анотація *Представлені результати теплових розрахунків котлів з різними варіантами конвективних поверхонь нагрівання.*

Ключові слова: *теплові втрати, переведення котлів на емульсії, оптимальна температура відхідних газів.*

УДК 629.128:621.359.7

ЗАСТОСУВАННЯ ЕЛЕКТРОДІАЛІЗУ ДЛЯ АКТИВІЗАЦІЇ ГОРІННЯ ВОДОПАЛИВНИХ ЕМУЛЬСІЙ І ЗНИЖЕННЯ ТОКСИЧНОСТІ ДИМОВИХ ГАЗІВ

Філіпщук Олександр Миколайович, ст. викладач; Мустяца Роман Володимирович, викладач; Чернятін Василь Васильович, магістрант
Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адм. Макарова;
Україна, Миколаїв;
filipschuk5@gmail.com

Анотація. *Представлено результати досліджень впливу продуктів електродіалізного опріснення при одночасній кавітаційній підготовці прісної води для приготування водопаливної емульсії.*

Ключові слова. *Водопаливна емульсія; електродіаліз; кавітація; активація горіння; абсорбція газів.*

Вступна частина. Можливості поліпшення режиму горіння водопаливних емульсій (ВПЕ), збільшення виділення теплоти в топці (камері згоряння двигуна внутрішнього згоряння), покращення екологічних показників, зниження швидкості корозії, зниження забруднення поверхонь нагрівання в котлах, двигунах внутрішнього згоряння, газотурбінних двигунах і в системах газовідводу димових газів від цих агрегатів суднових енергетичних установок залежить від підготовки води відповідної якості для приготування ВПЕ. При кавітаційній обробці цієї води забезпечується додаткова активація горіння, тому що активована вода в ВПЕ привносить додаткову відповідну кількість іонів H^+, OH^-, в доповнення до таких же іонів (H^+, OH), які утворюються при мікровибухах ВПЕ під час горіння. Крім того, показники якості води, які необхідно забезпечити, визначаються не тільки необхідними якостями ВПЕ з точки зору інтенсифікації горіння, а і необхідністю отримання в складі газів еквімолярного співвідношення NO_2 : NO, що надасть можливість нейтралізації токсичних сполук у самому паливі і в подальшому інтенсифікувати абсорбцію NO_x, CO_2, CO і сірчистих сполук.

Мета роботи. Забезпечення підвищення активності прісної води при використанні електродіалізу і кавітаційної обробки на всіх стадіях підготовки продуктів електродіалізного опріснення: ділюату для підготовки ВПЕ безпосередньо перед форсунками і католіту для зрошення скруберів.

При спалюванні водопаливних емульсій застосування електродіалізного опріснення з одночасною кавітаційною обробкою більш ефективно в зв'язку з можливістю попередньої обробки забортної і прісної води сильним електричним полем, що забезпечує появу відповідної концентрації вільних електронів і іонів, наявність яких є важливою умовою проходження плазмового режиму горіння ВПЕ. Крім того зменшуються витрати електроенергії.

Ефективність електродіаліза (а значить і області його застосування) залежить від інтенсивності масопереноса в мембранній системі. У зв'язку із цим пильну увагу дослідників звернено до вивчення способів інтенсифікації масопереносу. Подальший прогрес у розвитку електромембранних технологій пов'язаний з інтенсифікацією електромембранних процесів і переходом на надмежні струмові режими електродіалізу та використанні ефекту електроконвекції шляхом створення об'ємного заряду у міжмембранному просторі електродіалізного апарату. Проблема дисоціації молекул води в мембранній системі при протіканні через неї електричного струму є однією із центральних в електрохімії мембран. Зв'язано це з тими ускладненнями, до яких приводить дисоціація води в мембранних системах, і з новими можливостями для електрохімічної технології, які відкриває її використання [1-4].

Основна частина Згідно [5-7] існує довжина *L** вхідної ділянки мембрани електродіалізного апарату (рис. 1,*а*) де іони H^+, що утворювалися на міжфазному кордоні аніонообмінна мембрана/розчин, ще не встигають досягти поверхні протилежної мембрани. На цій ділянці дисоціація води на кожній з мембран відбувається незалежно один від одного: іони H^+, що утворювалися біля аніонообмінної мембрани, не беруть участь у реакції дисоціації води біля катіонообмінної мембрани і не переносяться через неї; аналогічно, іони OH^-, що утворювалися біля катіонообмінної мембрани не переносяться через аніонообмінну мембрану. Напрямок течії знесольоємого розчину в каналі показаний стрілкою. Пунктирною лінією схематично зображена результуюча траєкторія руху іонів H^+. Якщо ввести заздалегідь підготовлені кавітацією H^+, OH^- іони на ділянці попередньої кавітаційної обробки води *L** (рис. 1,*б*), то ситуація зміниться в сторону підвищення ефективності переносу H^+ і OH^- впродовж довжини *L** (масоперенос почнеться з самого початку мембрани *L**, що підвищує додатково сумарне значення масопереносу, ця пропозиція врахована при вдосконаленні конструкції електродіалізного апарату) [8].

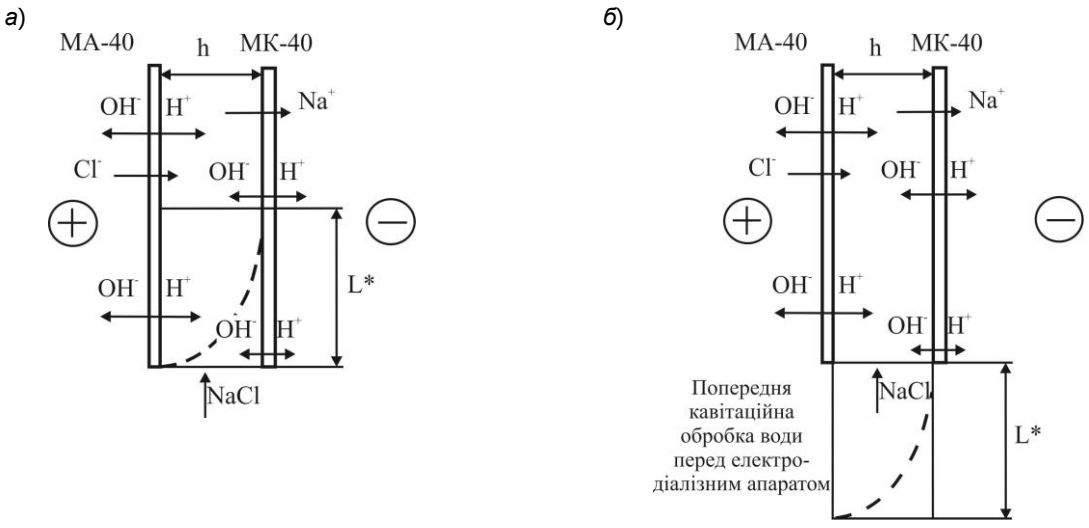


Рисунок 1. Схема потоків іонів у каналі знесолення електродіалізатора: МА-аніонобмінна мембрана, МК-катіонообмінна мембрана.

Внесок кожного із ефектів, що інтенсифікує масоперенос, в мембранних системах для катіонообмінної мембрани [5] оцінюється по формулі:

$$j_+ = \frac{2 \cdot c_+^0 \cdot D_+}{\delta'} + \frac{D_+}{D_{OH}} j_H, \qquad (1)$$

де j_+ і c_+° - щільність потоку і концентрація противоіонів солі в ядрі потоку відповідно, D_+ - коефіцієнт дифузії противоіонів, $j_н$ – потік іонів H^+, D_{OH} – коефіцієнт дифузії OH^- іонів, δ' – товщина електронейтральної частини дифузійного шару.

Перший доданок рівняння (1) зв'язує значення потоків іонів солі з товщиною електронейтральної частини дифузійного шару і дозволяє оцінити внесок електроконвекції в масоперенос, другий – з кількістю генерованих у міжфазній границі продуктів дисоціації води й дозволяє оцінити внесок ефекту екзальтації j_e. Ефект екзальтації полягає в тому, що зміна електричного поля, що обумовлена появою поблизу кордону мембрана/розчин продуктів дисоціації води (H^+ або OH^-іонів), викликає прискорення переносу противоіонів солі. Зростання концентрації H^+ і OH^- при попередній кавітаційній обробці до рівня, що досягнутий L^*, призводить до збільшення активної площі мембран. Це явище використано при створенні системи електродіалізного опріснення у складі установки приготування ділюату для водопаливної емульсії і використання католіту для зрошення скруберів [9,10].

Експериментально доведено [6,11], що при ударному навантаженні на водяні розчини суттєво змінюються фізико-хімічні й хімічні властивості води. У першу чергу суттєво змінюється концентрація H^+ і OH^-, але при цьому не відбувається утворення продуктів рекомбінації H_2 і H_2O_2. Щодо ультразвукових хімічних реакцій існує припущення, що вони викликаються саме процесами в кавітаційних пухирця. В [11] проаналізовані хімічні перетворення у воді при її обробці в гідродинамічному кавітаційному реакторі, які полягають у зміні pH середовища і утворення пероксида водню. Підтверджено, що величині інтенсивності відповідають найбільші концентрації пероксида водню, який утворюється в присутності кисню. Ці дані свідчать про те, що інтенсифікуючі фактори і ефекти впливу гідродинамічного кавітаційнного поля на воду не можна пояснювати лише кавітаційнним перемішуванням води і повітря, і підтверджують наявність хімічних перетворень при активації води. Ряд авторів [1-4,11] стверджують, що в умовах гідродинамічної кавітації відбувається вивільнення водневих зв'язків, деструктуризація каркаса води і кластральних комплексів аж до однієї молекули води. Представлений в [11] механізм утворення часток активованої води, її розпад на радикали і іони, що важливо для підготовки водопаливної емульсії до спалювання (утворення озону і пероксида водню підтверджені експериментально).

Для інтенсифікації процесів в електродіалізаторі з використанням іонів водню й гідроксилу необхідно мати мембрани, на яких з високою інтенсивністю й при низьких енерговитратах протікає реакція дисоціації молекул води [4]. Тому виникає ідея одержати H^+, OH^- заздалегідь до установки електродіалізатора при забезпеченні кавітаційної обробки води. Установка вбудованих додаткових електродів, кавітаційна обробка води до електродіалізатора забезпечить зменшення енерговитрат на остаточну кавітаційну підготовку водопаливної емульсії. Необхідно відмітити, що при спалюванні важких сірчистих палив обов'язково потрібно здійснювати процес кавітаційної підготовки мазуту і водомазутної емульсії для руйнування згустків карбенів і карбонів для одержання необхідної дисперсності вкраплень води в водомазутній емульсії.

Інтенсивна дисоціація води починається, коли щільність струму досягає або стає досить близька до своєї межі, тобто в умовах, коли починає формуватися просторовий заряд [1,2]. В [3,4] піднімається проблема взаємодії просторового заряду й генерації H^+ (OH^-) іонів. Розв'язок цієї проблеми дуже важливий для розуміння механізму переносу іонів солі при інтенсивних струмових режимах. Спроба використовувати "форсовані" струмові режими, коли щільність струму перевищує своє "граничне" значення, приводить до росту швидкості масопереносу, завдяки сполученим ефектам електроконвекції і екзальтації.

Інтенсивність масопереносу через пористі катіонітові і аніонітові мембрани також впливають на продуктивність ЕДО. В [2-4] розглянуті пористі структури, у яких перенос речовини визначається (поряд з дифузією) переміщенням у напрямку прикладеного зовнішнього поля (міграція іонів у зовнішньому електричному полі). Під дією цього поля внаслідок випадкового гілчастого характеру пористої структури мембрани відбувається перетворення спрямованого руху часток уздовж прикладеного поля у випадкове блукання дифузійного типу. При цьому збільшуються спостережувані ефективні коефіцієнти дифузії, причому це збільшення тим більше, чим сильніше прикладене поле. Під дією зовнішнього поля перенос речовини в ізотропному середовищі стає неізотропним (середній зсув часток відмінний від нуля). Ефективні коефіцієнти переносу в поздовжньому (уздовж поля) $D_{||}$ і поперечному напрямках $D_{\perp}$ різняться.

Згідно даним [5] квазігомогенне рівняння такого процесу може бути представлене у вигляді

$$\varepsilon \frac{\partial \bar{c}}{\partial t} = -\langle \vec{\upsilon} \rangle \frac{\partial \bar{c}}{\partial X} + |D_{II}| \frac{\partial^2 \bar{c}}{\partial X^2} + |D_{\perp}| \cdot \left(\frac{\partial^2 \bar{c}}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 \bar{c}}{\partial Z^2} \right), \qquad (2)$$

де *X* – поздовжня, а *Y* і *Z*– поперечні макроскопічні координати; <u>– середня швидкість фільтрації, обумовлена законом Дарсі.

Середня швидкість <u> пропорційна градієнту тиску $\nabla x\bar{U}$ ($\nabla x\bar{P}$) і аналогічно у процесі впливу градієнту потенціалу $\nabla x\bar{U}$ зовнішнього поля, який збільшується в процесі міграції при установці додаткових електродів:

$$\langle \upsilon \rangle = -\frac{[K]}{\mu} \cdot \bar{V}_X \bar{P} = -\frac{[K]}{\mu} \cdot \frac{d\bar{P}}{dX},$$

$$\langle \upsilon \rangle = -[u] \cdot \bar{V}_X \bar{U} = -[u] \cdot \frac{d\bar{U}}{dX},$$

де [*K*] і [*u*] – ефективні коефіцієнти проникності й рухливості іонів.

Тобто зі збільшенням потенціалу $\nabla x\bar{U}$ зовнішнього поля швидкість руху через гілчасту структуру мембрани повинна збільшуватися, що відобразиться на значенні числа Пекле *Pe.*

В [5] після математичних перетворень рівняння (2) для досить слабких полів (Pe = *ul*/*D*<<1) одержане рівняння

$$|D_{\perp}| = \frac{e}{\beta} D\left(1 + \frac{1}{60} Pe^2\right) \quad |D_{II}| = \frac{e}{\beta} D\left(1 + \frac{1}{15} Pe^2\right),$$

а у випадку сильних полів (Pe >>1) – у рівняння

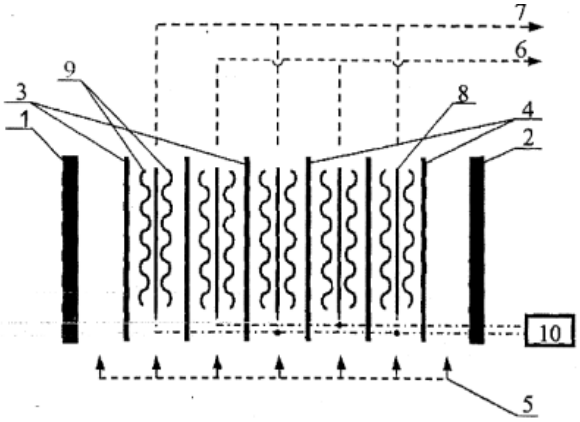
$$|D_{\perp}| = \frac{3}{16} D \cdot Pe \quad |D_{II}| = D \cdot Pe\left\{\frac{5}{24} + \frac{1}{16} \ln(0{,}85Pe)\right\}.$$

При цьому необхідно відмітити, що поява об’ємного просторового заряду, що здійснюється при установці додаткових електродів, у примембранній області також інтенсифікує масоперенос через мембрану.

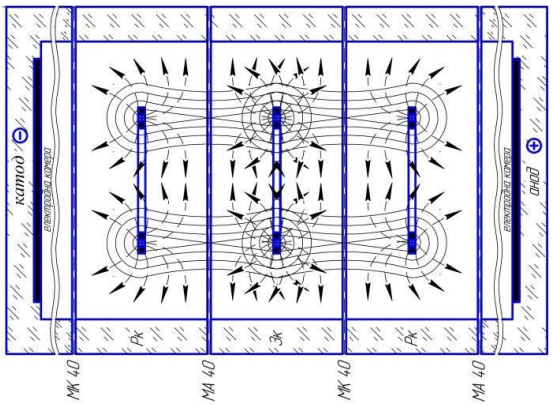
В процесі виконання роботи на основі виконання досліджень була запропонована конструкція апарата електродіалізного опріснення (рис.2), в якому забезпечувалась інтенсифікація самого процесу опріснення. Згідно винаходу [12] електродіалізний апарат, що містить електродні камери з електродами, між якими розміщені робочі канали, що утворені іонообмінними мембранами, ізольованими одна від одної сепараторами-турбулізаторами, доповнений вторинними електродами з комірчастою структурою, що розміщені між листами дволистових селараторів-турбулізаторів і підключені до джерела живлення. Комірчаста структура вторинних електродів дозволяє зменшити екрановану поверхню мембран. Щоб виключити електричний контакт вторинних електродів із прилеглими мембранами, у робочих каналах використані дволистові сепаратори-турбулізатори, між листами яких розміщені вторинні електроди.

Спейсери скорочують частину проникної поверхні мембрани, але з іншої, інтенсифікують конвективний перенос, компенсуючи ефект «екранування». Таке ж явище має місце і при встановленні додаткових електродів в міжмембранних просторах робочих каналів установки електродіалізного опріснення. Тому пропонується виконання додаткових електродів у вигляді тонкої сітки з електропровідного матеріалу, покритого діелектричною плівкою, без встановлення

а) *б*)



в)



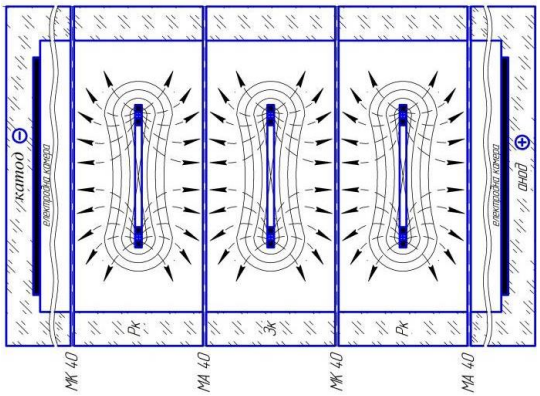


Рис. 2. Схема установки електродіалізного опріснення з встановленням додаткових електродів:

а) 1 – катод; 2 – анод; 3 – катіонообмінні мембрани; 4 - аніонообмінні мембрани; 5 – колектор піводу знесольоємого розчину; 6 – відвод росолу; 7 – відвод дилюату; 8 – додаткові вторинні електроди; 9 – дволистові сепаратор-турбулізатори; 10 - джерело живлення вторинних електродів [12];

б) розподіл силових ліній електричного поля між додатковими електродами;

в) розподіл силових ліній електричного поля додаткових електродів в межах робочого каналу

двох шарів спейсерів, що дозволить значно зменшити міжмембранну відстань і тим самим підвищити продуктивність установки електродіалізного опріснення. Наявність у робочих каналах додаткових електродів збільшує електропровідність робочих каналів і кількість перенесених через поверхню мембран іонів солі за рахунок формування об'ємних зарядів. Зменшення електричного опору робочих канатів шляхом формування в них вторинними електродами об'ємних зарядів ефективно на всіх режимах роботи електродіалізного апарата, а не тільки при граничних значеннях струму, як при заповненні міжмембранного простору іонітами.

Конструкція робочого каналу електродіалізного опріснювача з установкою додаткових електродів забезпечує проходження електрохімічних процесів, що аналогічні процесам електрохімічної активації води і прохідного конденсатора. При встановленні додаткового електрода і особливо при кавітаційній обробці води та наявності акустичних коливань внаслідок аннуляр-ефекту буде спостерігатися більш рівномірна епюра швидкості і зменшення товщини прикордонного шару по площині мембран.

Установка додаткових електродів являє собою сполучення двох способів підключення до джерел живлення: зовнішні електроди, на які подається великий потенціал, для створення електричного поля у всіх осередках і внутрішні додаткові електроди, на які подається невеликий потенціал для вирівнювання падіння потенціалу в окремих осередках за рахунок омічного опору.

Ефективність інтенсифікації процесів опріснення води за допомогою такого пристрою оцінювалась на основі порівняння вольт-амперних характеристик (ВАХ) електродіалізних апаратів без встановлення додаткових електродів і при їх використанні. Для одержання вольт-амперної характеристики у робочих каналах, розділених досліджуваною мембраною, встановлювалися додаткові електроди [13].

Вольт-амперна характеристика є усередненою інтегральною характеристикою масопереносу. Спроби математичного моделювання надмежного стану й пояснення форми вольт-амперних характеристик вживали неодноразово. Проведений огляд літературних джерел з проблеми моделювання позамежного стану в

електромембранних системах показує, що у більшості робіт дають перевагу побудові і аналізу вольт-амперних характеристик.

Дослідження процесу кавітаційної активації проводили на експериментальному кавітаційному стенді динамічного типу з застосуванням ротаційного реактора (міксера, при n =125 c^{-1} і t_0 = 21,5°C). У якості робочого середовища використовували дистилят і вистояну водопровідну воду.

Отримані дані свідчать про зменшення розмірів кавітаційних пухирців зі збільшенням кількості введеної енергії. Утворення і руйнування кавітаційних пухирців приводить до зміни густини ρ, електропровідності χ і температури T середовища. На рис.3 показані результати обробки дистиляту з використанням ротаційного реактора. Проведенні нами досліджень кавітаційної обробки підтвердили одержані зростаючі значення pH. У реакторі під впливом ефектів гідродинамічного кавітаційного поля у воді утворюються гідроксильні радикали, які згодом рекомбінують із утворенням пероксида водню або молекул води. В [11] відзначене, що кавітація активує молекули води й розчинені в ній гази, а також приводить до дисоціації H_2O. При кавітаційній обробці води впродовж ~ 10 хвилин досягається стабільне значення pH на рівні: 8,0 – для дистиляту і 8,5 – для водопровідної води (рис. 3). Збільшення значення pH після кавітаційної обробки для водопровідної води в 1,14 рази, для дистиляту – 1,13 рази дозволяє відповідно інтенсифікувати массообмін в міжмембранному просторі електродіалізного апарату.

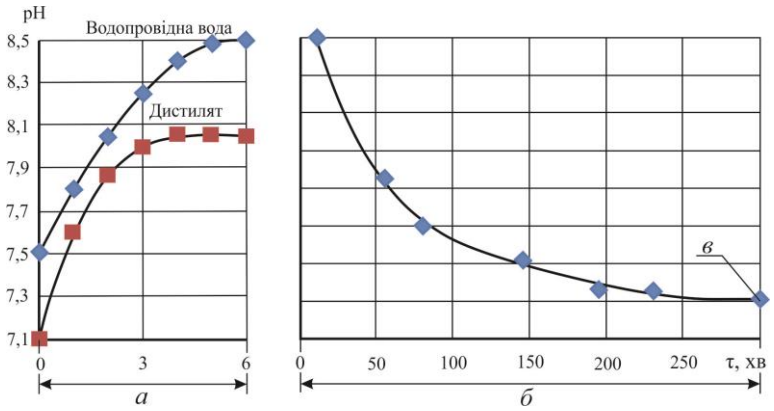


Рисунок 3. Зміна pH води при кавітаційно-циркуляційній підготовці:
а – активація води при кавітаційній підготовці ВПЕ;
б – термін втрати активності води в підготовленій ВПЕ;
в – стабільний стан ВПЕ (відсутність коагуляції крапель води впродовж місяця) але без активності по pH

Висновки: Аналіз проведених експериментальних і аналітичних досліджень дозволили сформулювати наступні висновки.

1. Підвищення техніко-економічної і екологічної ефективності суднових енергетичних установок забезпечуються при спалюванні водопаливних емульсій на основі мазутів, при її «жорсткій» кавітаційній обробці, та використанні прісної води, з підвищенною активністю (значення pH до 8,5 і більше) під впливом кавітаціної обробки разом з дією сильного електричного поля в електродіалізаторі, що надає можливість:

- забезпечити економію чистого палива, за рахунок створення майже плазмового процесу горіння ВПЕ в топках допоміжних котлів до 25 … 27 %;

- знизити концентрацію NO_x в 3,8 разів, SO_2 в 2,5 рази, CO_2 в 1,4 рази в порівнянні з викидами при спалюванні мазуту з вмістом сірки ~2.

2. Використання електродіалізних опріснювачів для отримання необхідної кількості опрісненої води (ділюату і католіту) з установкою додаткових електродів забезпечує зменшення витрат електроенергії в 1,25 рази, а також комплексне використання водних ресурсів на судні: ділюату з властивостями дистиляту для підготовки ВПЕ, а католіту з лужними властивостями для зрошення насадки скрубера з метою забезпечення інтенсифікації абсорбційних процесів.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Апфельбаум, М.С., Полянский В.А. (1982). Об образовании объемного заряда в слабопроводящих средах. *Магнитная гидродинамика*, 2, 71-76.

[2] Гроссу, Ф.П., Болога М.К. (2007) Структура объемного заряда в слабопроводящей жидкости в плоском конденсаторе. *Электронная обработка материалов*, 4, 28-33.
[3] Панкратьева, И.Л., Полянский В.А. (2006) Электризация слабопроводящих жидкостей вблизи стенки // *Известия РАН. Механика жидкости и газа*, 2, 3-16.
[4] Сеидова, Н.М. (2004). Математические модели электромембранных процессов очистки воды с учетом реакции диссоциации-рекомбинации воды и пространственного заряда (Автореферат дисс. канд. физ.-мат. наук) Кубанский государственный университет, Краснодар.
[5] Хейфец, Л.И., Неймарк А.В. (1982). *Многофазные процесы в пористых средах*. Москва, Химия.
[6] Маргулис, М.А. (1984). *Основы звукохимии (химические реакции в акустических полях): Учеб. пособие для хим. и хим.-технол. спец. вузов .* Москва: Высш. шк.
[7] Долинский, А.А., Басок Б.И. (2001) Дискретно-импульсная трансформация энергии в адиабатно вскипающем потоке. Промышленная теплотехника. т.23, 4–5, 8–20.
[8] Горячкін В.Ю., Горячкін А.В., Акімов О.В., Корнієнко В.С., Філіпщук О.М., Тендітний Ю.Г. (2017). Спосіб підготовки водопаливної емульсії для енергетичних установок, в яких спалюється сірчисте органічне паливо. Патент України 115037. Київ: Міністерство економічного розвитку і торгівлі України; опубл. 11.09.17, Бюл. № 17.
[9] An S., Nishida O., (2003) New application of seawater and electrolyzed seawater in air pollution control of marine diesel engine / *JSME Internation journal.* Series B, Vol. 46. No.1. 206 – 213.
[10] Філіпщук, О.М., Колбасенко О.В. (2019). Теплові і шкідливі викиди димових газів при спалюванні водопаливних емульсій. *Збірник наукових праць НУК*. Миколаїв: НУК, 3.
[11] Витенько, Т.Н., Гумницкий Я.М. (2007). Механизм активирующего действия гидродинамической кавитации на воду. *Химия и технология воды*, т.29, 5, 422-432.
[12] Шевченко В.В., Філіпщук О.М., Бобошко І.В. (2004). Деклараційй патент України на винахід UA 64384 A, Електродіалізний апарат. Київ: Державний департамент інтелектуальної властності.
[13] Філіпщук О.М. (Ред.), Марков А.Е, Буренко О.В., Субботкіна О.П. (2019) *Підвищення ефективності електродіалізного опріснення шляхом установки додаткових електродів*. Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: матеріали X Міжнародної науково-технічної конференції. т.1, Миколаїв: НУК, 383-390.

Filipshchuk A.N., Mustyatsa R.V., Chernyatin V.V.

APPLICATION OF ELECTRODIALYSIS FOR ACTIVATION OF COMBUSTION OF WATER FUEL EMULSIONS AND REDUCTION OF TOXICITY OF FLUE GASES

Abstract. *The results of researches of influence of products of electrodialysis desalination at simultaneous cavitation preparation of fresh water for preparation of water fuel emulsion are presented.*

Keywords. *Water fuel emulsion; electrodialysis; cavitation; combustion activation; gas absorption.*

УДК 629.128:621.359.7

МОЖЛИВОСТІ І ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ВТОРИННИХ ВОДНИХ І ПАЛИВНИХ РЕСУРСІВ СУДЕН ПРИ СПАЛЮВАННІ ВОДОПАЛИВНИХ ЕМУЛЬСІЙ

Філіпщук Олександр Миколайович, ст. викладач; Шевцов Анатолій Павлович, д.т.н., професор;
Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адм. Макарова;
Україна, Миколаїв;
filipschuk5@gmail.com

Анотація. *Представлено результати статистичних і розрахунково-теоретичних досліджень витрат палива на головні двигуни та допоміжні котли при установці утилізаційних котлів, витрат палива і води при спалюванні в них водомазутних емульсій. Оцінено можливості одержання на судні додаткової кількості прісної води та використання вторинних водних і паливних ресурсів суден.*

Ключові слова. *Витрати палива, водопаливна емульсія, утилізації нафтозалишків і нафтомастиловмісткої води, продуктивність водоопріснювальних установок, вторинні водні і паливні ресурси.*

Зростання вартості палива призводить до необхідності використання в суднових енергетичних установках важких залишкових палив з підвищеним вмістом сірки, асфальтенів, карбенів, карбоїдів, смол. Спалювання цих палив призводить до інтенсифікації процесів забруднення і корозії, до збільшення емісії шкідливих речовин в навколишнє середовище. Для вирішення проблем, що склалися, пов'язаних з підвищенням вартості палива, захисту навколишнього середовища необхідно підвищувати економічні показники основних споживачів палива на суднах - головних двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ) і допоміжних котлів (ДК). Зменшення витрати палива, що спалюється в котлах і двигунах внутрішнього згоряння навіть без проведення заходів щодо зниження емісії шкідливих речовин знизить абсолютні кількості їх викиду.

Основними шляхами зниження витрат палива при експлуатації суднових дизельних енергетичних установок є використання вторинних джерел теплової енергії, до яких в першу чергу відносять утилізацію енергії випускних газів дизелів. Згідно з дослідженнями ЦНДІМФ, результати яких внесені до Правил Регістру, необхідно забезпечувати максимальне використання теплоти випускних газів в діапазоні режимів роботи первинних двигунів, на яких допускається робота утилізаційних котлів (УК), умови надійної роботи самих утилізаційних котлів, мінімальна витрата палива на допоміжні котли при їх спільній роботі з утилізаційними котлами.

На танкерах значні витрати пари витрачаються на стоянці і на ходу для розігріву вантажу, внаслідок чого на середньотонажних і великих танкерах часові витрати палива на головні двигуни і допоміжні котли за значеннями зближуються, особливо якщо врахувати, що питомі витрати в дизелях останнім часом істотно знизилися (рис.1). Але витрати палива на рейс уже розрізняються, враховуючи, що основне навантаження на допоміжні котли спостерігається при режимі роботи танкера з підігрівом вантажу, при митті танків. При режимі ходу в баласті витрати пари істотно знижуються.

Проведені дослідження і накопичений експлуатаційний досвід [1-5] показали, що спалювання емульсії стосовно для будь-яких котельних установок, що працюють на мазуті, незалежно від призначення і конструкції котла, типу топкового пристрою, методу підігріву і розпилювання палива забезпечує: повну надійність спалювання мазуту з вмістом в ньому води до 50%; високу економічність спалювання мазуту при його обводненні до 25 … 30%; підвищення ККД котельної установки і відповідно зниження витрати сухої маси палива на 1,0…1,5% при спалюванні мазуту з кондиційним вмістом води до 2…5% порівняно з існуючим способом підготовки мазуту до спалювання (необхідно відмітити, що ці досягнення одержані без переконструювання встановлених (існуючих) конвективних поверхонь нагріву, з врахуванням переходу на спалювання водопаливної емульсії призводить до економії органічного палива, і відповідного зменшення витрати газів, значить і їх швидкості, що важливо). Крім того, одночасно вирішуються проблеми ефективного використання в якості котельного палива сильнообводнених решток і продуктів зачистки нафтоналивних суден і стаціонарних ємностей, раціональної утилізації забруднених нафтопродуктами лляльних, дренажних стічних вод машинно-котельних відділень суден для забезпечення надійного захисту водойм від забруднення нафтопродуктами, а також корисне використання нафтопродукту, що міститься в цих водах; одночасно запобігає створенню в ємностях щільних донних відкладень за рахунок різкого скорочення простоїв нафтоналивного флоту під підігрівом і розвантаженням.

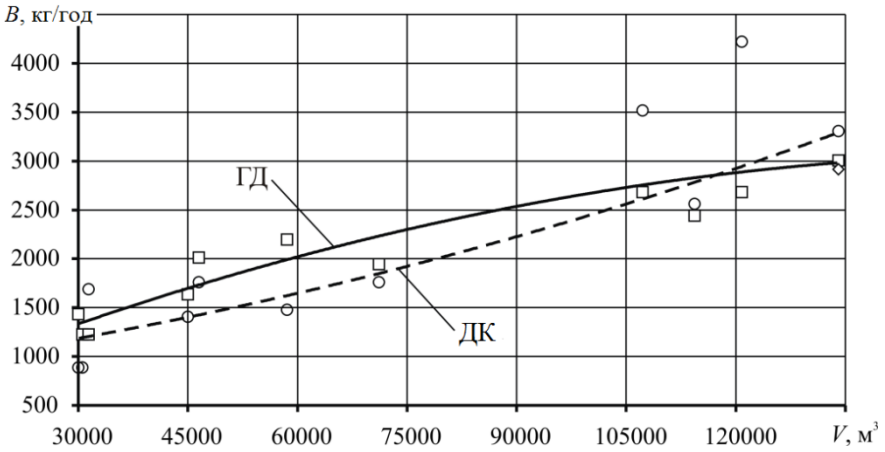


Рис. 1 - Годинні витрати палива на головні двигуни й допоміжні котли залежно від вантажомісткості танкерів

У теперішній час якісні показники води, яку можна використати для підготовки водомазутної емульсії, не регламентовані (у публікаціях з підготовки води для водопаливної емульсії. використовуються тільки терміни – прісна вода, водопровідна вода, дистилят, нафтовмістківоди, стічні води) без вказівки допустимої кількості мінеральних домішок (особливо солевмісту), що визначають інтенсивність корозійних процесів [6,7].

Найбільший економічний ефект забезпечує застосування водопаливних емульсій при вмісті 15-25% води, а найбільший екологічний ефект при зменшенні вмісту NO_x у газах і у частині утилізації вод, забруднених органічними продуктами, реалізується при рівні водної фази до 50%. Зниження інтенсивності корозійних процесів має місце при водовмісті водопаливної емульсії на рівні 30%. Отже, витрати води на готування емульсій у суднових умовах можуть досягати 30% і більше від витрати палива не тільки на головні двигуни, але й на допоміжні котли й дизель-генератори в ходових і стояночних режимах. Працюючі суднові енергетичні установки не призначені для використання водопаливної емульсії, тому продуктивність водоопріснювальних установок (ВОУ) різного складу, що застосовуються на суднах, не враховує витрати прісної води для приготування водопаливної емульсії. Тому необхідно визначитися з необхідною кількістю прісної води на судні при спалюванні водопаливної емульсії (з врахуванням додаткової витрати прісної води) і з'ясувати можливості одержання цієї кількості води з необхідною якістю для готування водопаливної емульсії

Джерелами прісної води для готування водопаливної емульсії можуть бути опріснена вода водоопріснювальних установок, льяльні води машинно-котельного відділення, нафтомастиловмісткі води (НМВВ) установок підготовки важких палив (вода після сепараторів палив і масла), стоки санітарно-побутових систем, а також запаси води, прийнятої з берега.

Основною причиною забруднення морського середовища при нормальних умовах експлуатації є скидання із суден нафтомастиловмістких вод. У лльяла іноді зливають відстояну воду з видаткових паливних цистерн. При сепарації палив і мастил утворюється значна кількість відходів, з палива разом з водою й механічними домішками віддаляється до 3 … 4% горючої високомолекулярної частини палива, що знижує економічність енергетичної установки [6,7]. Загальна витрата води при промиванні й сепаруванні важких палив становить 5…10% витрати палива. У випадку використання цих нафтомастиловмістких вод з'являється можливість додатково економити паливо.

Особливо велика кількість нафтозалишків у вигляді нафтомастиловмістких вод утворюється в результаті експлуатації танкерів у зв'язку з періодичною мийкою вантажних танків. У середньому частка відмитих нафтозалишків становить до 0,5 % кількості перевезених нафтопродуктів. Собівартість палива, одержуваного з такої сировини, значно вище, чим при його утилізації безпосередньо на самому судні. Із цих позицій економічно доцільне використання нафтозалишків у якості вторинних паливно-енергетичних ресурсів (ВПЕР).

Обробка обводнених нафтозалишків з використанням спеціальних технічних засобів і застосуванням гомогенізації важких палив дозволяє одержувати водопаливні емульсії, спалювання яких можливо в будь-якому котлі зі вмістом води до 30…67 % [1,2,3,4]. Допустимий вміст води в нафтозалишках вважається 50 % [4].

Згідно даних [2], підвищений вміст води й хлористих солей у нафтозалишках не може служити серйозною перешкодою для їхньої утилізації в головних котлах танкерів. Досвід спалювання нафтозалишків, відмитих підігрітою забортною водою, свідчить про необхідність зниження в них солевмісту до 200 … 250 мг/л шляхом промивання прісною водою, тому що інакше підвищений вміст хлористих солей у мазутах і нафтових залишках приводить до утворення на пароутворюючих поверхнях котлів товстого шару сольових відкладень, що погіршують процес теплообміну й зменшують парапродуктивність котла і призводять до підвищення інтенсивності високо- і низькотемпературної корозії (рис. 2,3)

Зниження $\square_{від}$ до 90...110 °С надає можливість підвищити ККД допоміжних котлів, а також глибину утилізації вихлопних газів ДВЗ і ВМД. Проведені спеціальні розрахунки показали (рис.2), що при забезпеченні граничної утилізації теплоти газів (при використанні прямоточною схеми в контурах високого і низького тисків, економайзера для контурів при температурних напору в контурах $\square t_1$ і $\square t_2$) при зниженні $\square_{від}$ до 90 $\square$С паропродуктивність УК 3-х тисків може бути істотно підвищена: вона стає майже в 2 рази вище в порівнянні з котлом 1-го тиску при тих же умовах ($\square t$ = 10 °С і кратність циркуляції $К_ц$ = 1). В цьому випадку при спалюванні ВПЕ надається можливість в ходових режимах танкерів забезпечити більш істотну економію паливних ресурсів. У разі використання ВПЕ в топках ДК і нафтозалишків як ВПЕР, установки УК 3-х тисків, з урахуванням додаткової економії палива при русі судна в баласті зникає необхідність в запасі палива для ДК (рис.3). Проведені розрахунки показують, що в межах точності розрахунків парових навантажень і статистичної обробки даних для розглянутих танкерів спостерігається навіть економія палива.

По даним [2] розроблена спеціальна технологічна система утилізації нафтозалишків із промиванням

прісною водою для видалення Cl^- до рівня 200 мг/кг Cl^-, яка передбачає застосування гідродинамічної й хімічної обробки нафтозалишків за допомогою суднового гомогенізатора. Результати проведених випробувань по спалюванню гомогенізованих паливних сумішей у вигляді водопаливних емульсій в котлах типу КВГ-34К (танкери типу "Софія") показують, що їх горіння відбувається так само, як і горіння котельних палив, нагари стають більш пухкими і менш абразивними, сажисті залишки не злипаються, низькотемпературна сірчиста корозія не спостерігається. Економічні переваги такого способу використання нафтомастиловмісткіх вод очевидні: у кожний рейс, після якого проводиться мийка вантажних танків, танкер використовує на 100…150 т менше палива (з урахуванням наступної утилізації відмитих нафтозалишків) і за рахунок цього з'являється можливість на 100…150 т збільшити масу вантажу.

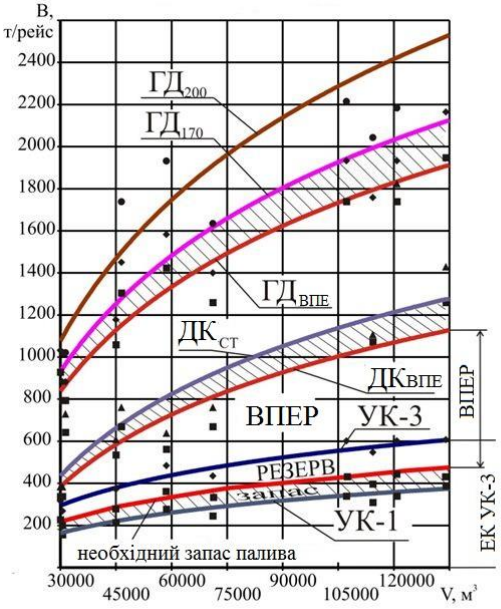


Рис. 2. Залежність паропродуктивності УК при спалюванні ВПЕ в головних двигунах танкерів від їхньої вантажопідйомності

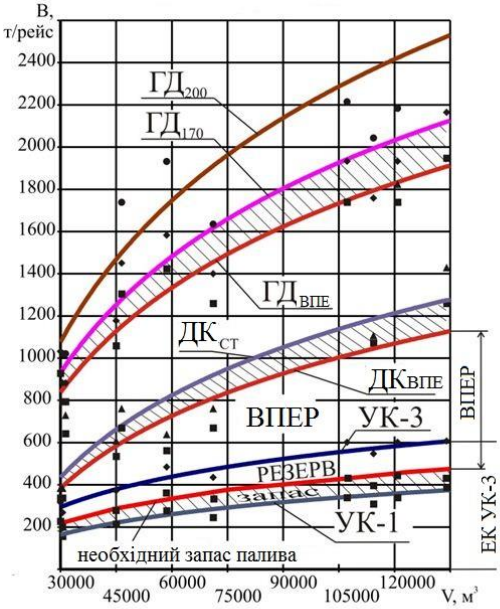


Рис. 3. Залежність витрат (і запасів) палива на ГД і ДК з урахуванням економії палива при установці УК і використанні ВПЕР при спалюванні ВМЕ в ГД і ДК

Для того, щоб якість води задовольняла цим вимогам, необхідна певна технологія підготовки води. Серед існуючих способів обробки води необхідно виділити електрохімічну обробку в електролізері й озонування, застосування зворотного осмосу й електродіалізу, а також комбінованих схем.

При проведенні розрахунків необхідної продуктивності водоопріснювальних установок на судні треба виконати оцінку термодинамічних можливостей термічних утилізаційних водоопріснювальних установок з урахуванням витрат води при спалюванні стандартних палив і водомазутних емульсій в сучасних головних двигунах, в яких втрата теплоти з охолоджуючої водою знизилась до 6…8% [6-9].

Знаючи добову витрату води на судні й найбільш імовірний тип опріснювальної установки, продуктивність опріснювальної установки можна вибрати на підставі статистичних даних і рекомендацій. При спалюванні стандартних палив простіше всього це питання вирішується для суден, де всі потреби в опрісненій воді (крім системи підготовки водомазутних емульсій) можна задовольнити за рахунок роботи утилізаційних опріснювачів. Такими є всі сучасні дизельні суховантажні судна, вуглерудовози, рефрижератори й танкери, з урахуванням необхідності створення запасу води на період стоянки в портах, недоцільності цілодобової роботи опріснювачів (особливо в нічний час, коли на багатьох нових судах машинне відділення залишається без вахтового нагляду) і тенденції до росту споживання опрісненої води, запас продуктивності опріснювачів приймають із запасом 1,5…2 рази.

Для визначення необхідної кількості прісної води по прийнятим методиках розрахунків необхідно виконати [7-10]:

- визначення втрат технічної прісної води із систем охолодження головних і допоміжних двигунів внутрішнього згоряння;

- визначення витрат прісної води на промивання сепараторів палива й мастила головних і допоміжних двигунів внутрішнього згоряння;

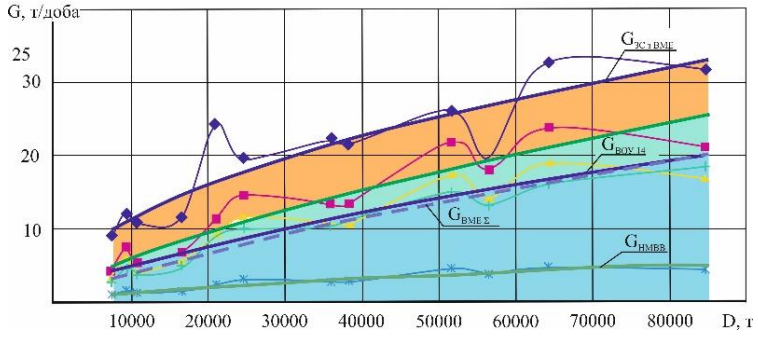
- визначення витрат прісної води необхідної для готування водомазутної емульсії головних і допоміжних двигунів внутрішнього згоряння;

- визначення кількості нафтомастиловмістких вод, що утворюються при експлуатації, головних і допоміжних двигунів суднової дизельної установки;

- невраховані потреби в технічній прісній воді суднової дизельної установки й допоміжної котельної установки.

Порівняння термодинамічних можливостей утилізаційних водоопріснювальних установок з можливості одержання на судні додаткової кількості прісної води відповідної якості, що необхідна для підготовки ВПЕ в умовах використання високоефективних ДВЗ з низькими питомими витратами палива і втратами теплоти з водою, що охолоджує ДВЗ, показує неможливість їх роботи з номінальною продуктивністю і як наслідок з'являється нестача прісної води. У випадку ж застосування водомазутних емульсій нестача у прісній воді зростає, що найбільше характерно для суховантажних суден. Тому необхідні додаткові джерела прісної води за новітніми мембранними технологіями (зворотній осмос, електродіаліз) при одночасному використання всіх видів технічної прісної води (насамперед, нафтомастильновмістких вод, стічних вод). В той же час у танкерів та нафрудовозів (великої водотоннажності) спостерігається можливість задовольняти потребу в прісній воді при 24-х годинній роботі водоопріснювальних установок в ходовому режимі, в останніх з'являвся навіть надлишок (рис. 4).

а)



$G_{ЗС\ з\ ВМЕ} = 0{,}1149 \cdot D^{0{,}4985}$, $R^2 = 0{,}8303$;

$G_{СУМ} = 0{,}0107 \cdot D^{0{,}6852}$, $R^2 = 0{,}898$;

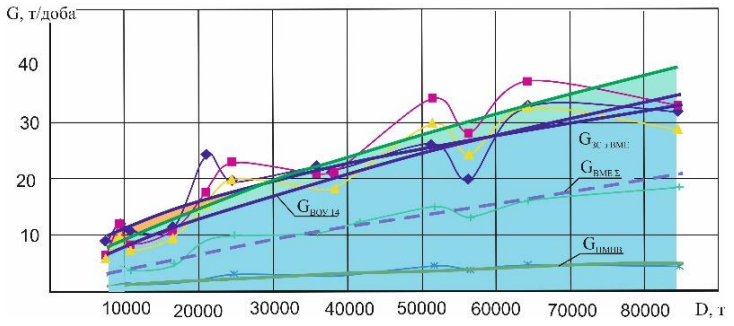
$G_{ВМЕ\,\Sigma} = 0{,}0085 \cdot D^{0{,}6846}$, $R^2 = 0{,}8976$;

$G_{ВОУ.14} = 0{,}0029 \cdot D^{0{,}7795}$, $R^2 = 0{,}9316$;

$G_{НМВВ} = 0{,}0021 \cdot D^{0{,}6878}$, $R^2 = 0{,}8967$;

утилізаційна ВОУ працює 12 годин на добу

б)



$G_{СУМ} = 0{,}0168 \cdot D^{0{,}685}$, $R^2 = 0{,}8979$;

$G_{ВОУ.24} = 0{,}0147 \cdot D^{0{,}6846}$, $R^2 = 0{,}8976$;

$G_{ЗС\ з\ ВМЕ} = 0{,}1149 \cdot D^{0{,}4985}$, $R^2 = 0{,}8303$;

$G_{ВМЕ\,\Sigma} = 0{,}0054 \cdot D^{0{,}7015}$, $R^2 = 0{,}9145$;

$G_{НМВВ} = 0{,}0021 \cdot D^{0{,}6878}$, $R^2 = 0{,}8967$;

утилізаційна ВОУ працює 24 години на добу

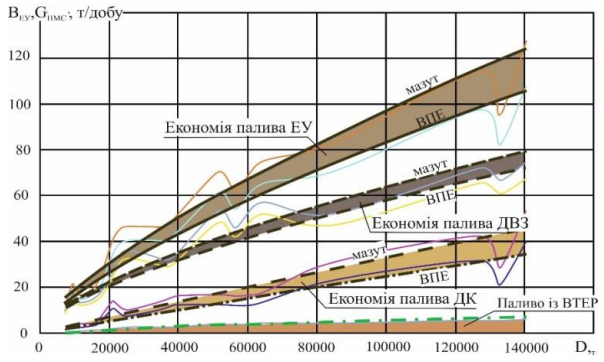
Рис. 4 Використання водних ресурсів танкерами

Таким чином, аналіз статистичних даних, виконані розрахункові дослідження показують що, необхідно шукати шляхи збільшення продуктивності водоопріснювальних установок, застосовуючи комбіновані схеми, впроваджувати схеми кругового водооббігу, розподіляти потоки залежно від необхідної якості води.

Якість води, що використовується на суднах суттєво різна. На суднах воду підрозділяють на забортну й прісну. Забортною називають високомінералізовану морську (океанську) воду. Прісною називають воду всілякого призначення і якості, що містить невелику кількість домішок. Прісна вода залежно від призначення і якості

підрозділяється на живильну, підживлювальну (додаткова), котельну, акумуляторну, питну й для миття. Якість прісної води (значення солевмісту S_c) може бути встановлено на основі дослідження корозійних процесів, інтенсивність яких змінюється в залежності від кількості NaCl у прісній воді, що використовується для приготування емульсій.

Результати проведених розрахунків витрат води (з врахуванням відпрацьованих вод), витрат і економії палива при спалюванні водомазутних емульсій з водомісткістю ~30% різними типами суден, з врахуванням можливостей використання нафтомастиловмістних вод дозволяє забезпечити економію чистого палива у допоміжних котлах до 25 … 27%, використання вторинних паливно-енергетичних ресурсів, і з врахуванням економії палива в двигунах внутрішнього згоряння до 8%, довести економію чистого палива в суднових енергетичних установках до ~10% (рис.5).



Паливо – ВПЕ на основі мазуту М40;

ДВЗ – ВПЕ (М40 + 20% H_2O), ДКУ - ВПЕ (М40 + 30% H_2O)

$B_{ЕУ} = 0{,}0254 \cdot D^{0{,}7168}$, $R^2 = 0{,}9472$;
$B_{е\ ЕУ} = 0{,}0247 \cdot D^{0{,}7057}$, $R^2 = 0{,}9458$;
$B_{ДВЗ\ сум} = 0{,}0439 \cdot D^{0{,}6328}$, $R^2 = 0{,}924$;
$B_{е\ ДВЗ\ сум} = 0{,}04 \cdot D^{0{,}6328}$, $R^2 = 0{,}924$;
$B_{ДК} = 0{,}0006 \cdot D^{0{,}948}$, $R^2 = 0{,}9301$;
$B_{е\ ДК} = 0{,}0005 \cdot D^{0{,}948}$, $R^2 = 0{,}9301$;
$G_{нмс} = 0{,}0036 \cdot D^{0{,}634}$, $R^2 = 0{,}9234$.

Рис. 5 Використання паливо енергетичних ресурсів танкерами та нафторудовозами

При переході на спалювання ВПЕ, крім установки спеціально проектованих ДК і УК, надається можливість на діючих дизельних установках забезпечити більшу глибину утилізації шляхом установки додаткових поверхонь нагріву економайзера або підігрівача води для систем гарячого водопостачання.

Висновки: Аналіз проведених статистичних експериментальних і розрахунково-теоретичних досліджень дозволили сформулювати наступні висновки.

1. Годинні витрати палива на головні двигуни й допоміжні котли танкерів і нафторудовозів при режимі роботи з підігрівом вантажу та при митті танків зближуються.

2. Використання ВПЕ в топках ДК і нафтозалишків як ВПЕР, з установкою УК 3-х тисків, з урахуванням додаткової економії палива при русі наливного судна в баласті зникає необхідність в запасі палива для ДК.

3. Застосування водомазутних емульсій у високоефективних ДВЗ з низькими питомими витратами палива і втратами теплоти з водою, що охолоджує ДВЗ, показує неможливість роботи утилізаційних ВОУ з номінальною продуктивністю і нестача у прісній воді зростає.

4. Спалюванні водомазутних емульсій з водомісткістю ~30% та використання нафтомастиловмістних вод дозволяє забезпечити економію чистого палива у допоміжних котлах до 25 … 27% і з врахуванням економії палива в двигунах внутрішнього згоряння до 8%, довести економію чистого палива в суднових енергетичних установках до ~10%

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Синайский, Н.А.,. Гошей Т.**А.** (2003). Использование метода тяжелой кавитации для сжигания мазута и орэмульсии. *Теплоэнергетика.* 5, 76–81.

[2] Решетников, И.П. (1981). Современные аспекты утилизации нефтяных остатков на нефтеналивных судах. Труды ЦНИИМФ. Темат. вып. “Топливоиспользование и теплотехника”. Ленинград: Транспорт.

[3] Якубовский, Ю.В., Суменков В.М., Селезнев Ю.С., и др. (1991). Эксплуатация производственных котлов КВГ-34К на водотопливной эмульсии. *Рыбное хозяйство*. 3, 57–60.

[4] Крыштын, Л.К., Решетников И.П. (1989). Утилизация нефтяных остатков на морских судах. Темат. вып. “Экономия топлива и электроэнергии”. Москва.: Транспорт.

[5] Лебедев, О.Н., Сомов В.А., Сисин В.Д. (1988). Водотопливные эмульсии в судовых дизелях. Ленинград: Судостроение.

[6] Горбов, В.М. (2010). *Энциклопедия судовой энергетики*: учебник. Николаев: НУК.

[7] Артемов, Г.А., Горбов В.М. (2002) *Суднові енергетичні установки*: Навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ.

[8] Ермилов, В.Г., (1974). *Теплообменные аппараты и конденсационные установки*. Ленинград: Судостроение.
[9] Коваленко, В.Ф., Лукин Г.Я. (1970) *Судовые водоопреснительные установки*. Ленинград: Судостроение.
[10] Артемов, Г.А., Волошин В.П., Шквар А.Я., Шостак В.П. (1990). *Системы судовых энергетических установок*: Учебное пособие. 2-е изд., перераб. и доп. Ленинград: Судостроение.

Filipshchuk O.M., Shevtsov A.P.

Possibilities and efficiency of the use of secondary water and fuel resources of ships during the combustion of water-fuel emulsions

Annotation. *The results of statistical and computational-theoretical studies of fuel consumption for the main engines and auxiliary boilers during the installation of waste boilers, fuel and water consumption when burning water-oil emulsions in them are presented. The possibility of obtaining an additional amount of fresh water on the vessel and the use of secondary water and fuel resources of the vessels was evaluated.*

Keywords. *Fuel consumption, water-fuel emulsion, utilization of oil residues and oil-containing water, productivity of water desalination plants, secondary water and fuel resources.*

УДК 621.43.016

МНОГОУРОВНЕВАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССОВ ПЕРЕНОСА ТЕПЛОТЫ В ЭЛЕМЕНТАХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Кузнецов В.В., кандидат техн. наук, доцент
Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова
Украина, г. Николаев
ORCID 0000-0002-3678-595X

Анотація. *Представлений узагальнений показник ефективності енергетичної установки, який враховує теплові і гідродинамічні втрати при реалізації процесів перетворення теплоти в її елементах. Для підвищення ефективності розглянуті варіанти інтенсифікації теплопередачі. Отримані граничні значення показників в залежності від параметрів інтенсифікаторів.*

Ключові слова*: ефективність; перенос теплоти; елемент; енергетична установка*

Процессы рабочего тела в тепловых двигателях и энергетических установках в основном характеризуются законами термодинамики и тепломассообмена. Поэтому одним из рациональных направлений повышения эффективности тепловых двигателей и энергетических установок является повышение эффективности процессов переноса теплоты и массы рабочего тела между элементами энергетических установок.

Анализ технико-экономической эффективности главных двигателей тепловых энергетических установок простых и сложных циклов с учетом резервов повышения эффективности переноса теплоты и массы (табл.1) позволяет оценить повышение абсолютных значений эффективного установок КПД на 0,2…12%.

Таблица 1. – Обобщенные показатели технико-экономической эффективности главных двигателей энергетических установок различных типов [1-4]

Тип ЭУ	**η**	$\overline{N_V}$ **,** кВт/м^3
Судовые МОД	48…52	22…34
Судовые МОД с УК	52…58	22…32
СОД	43…48	43…49
СОД с УК	45...52	41…47
ВОД	38…49	180…290
ВОД с УК	39…45	160…270
ГТД простого цикла	36…43	665…1300
ГТУ с промежуточным охлаждением воздуха	37…40	640…1200
ГТУ с регенерацией теплоты	38…42	480…930
ГТУ с промохлаждением и регенерацией	41…46	470…900
ГТУ с утилизацией теплоты	46…55	445…870

Заявляемый производителями ресурс энергетических установок до списания находится на уровне 100 тыс. часов.

Представленные данные показывают значительную зависимость эффективности энергетических установок от эффективности теплообменных аппаратов. При этом, предварительные оценки показывают, что увеличение эффективности теплообменного аппарата на 5% приводит к увеличению этого показателя для всей установки на 2,2…2,8%. При этом, отсутствует совместный системный анализ на различных уровнях преобразования теплоты - теплоотдача – теплопередача – передача теплоты между элементами энергетической установки и с учетом минимизациии тепловых и гидродинамических потерь на их реализацию. Это не позволяет учесть влияния эффективности преобразования теплоты в элементах на эффективность всей энергетической установки, что формирует *рассматриваемую проблему*.

Определяющее влияние на повышение абсолютных значений эффективного КПД оказывают теплофизические свойства теплоносителей и условия их относительного движения и теплообмена. Интенсификация этих процессов обеспечивает не только более высокую эффективность тепловых энергетических установок, но и более низкие их массогабаритные показатели

Однако одновременно интенсификация теплопередачи приводит к росту теплонапряженности элементов установки и соответственно снижению ресурса, а также росту затрат на перемещение теплоносителей.

Использование принципов системного анализа позволяет рассматривать процессы теплоотдачи, теплопередачи и переноса теплоты между элементами энергетической установки как различные уровни системного процесса, и на основе этого создать многоуровневый способ повышения эффективности тепловых двигателей и энергетических установок различных циклов за счет комплексной интенсификации процессов переноса теплоты и массы рабочего тела между элементами энергетических установок что определяет актуальность *рассматриваемой научно-технической проблемы*.

Для определения эффективности преобразования теплоты в энергетических установках в основном используются [5]:

– эффективный КПД, определяемый как

$$\eta_e = \frac{N + Э}{Q_т}$$

где N и Э – полученная механическая и электрическая энергия, $Q_т$ – количество подведенной тепловой энергии к рабочему телу, и

– коэффициент использования теплоты

$$\eta_{КИТ} = \frac{N + Э + Q}{Q_т}$$

где Q – количество полученной тепловой энергии.

В работах [6, 7] для оценки эффективности процессов теплоотдачи при переносе теплоты в элементах энергетических установок предлагается использовать показатель фактора аналогии Рейнольдса

$$FAR = \frac{Nu/Nu_0}{f/f_0}, \quad (1)$$

где Nu – число Нуссельта со стороны оцениваемой теплоотдачи, f – коэффициент сопротивления на достижение этой теплоотдачи. Индекс «0» определяет базовый канал, обычно гладкий, с которым производится сравнение. Результаты сравнения представляются в графической форме в виде зависимостей $FAR=z(f/f_0)$ [7]. Однако, его особенностью является то, что результат представлен как обработка полученных экспериментальных данных в виде дискретных значений для отдельных способов интенсификации. В общем случае теплопередача в трубных пучках определяется их компоновкой и гидравлическим сопротивлением. Таким образом, целесообразно представить показатель эффективности *FAR* в виде зависимостей от отношений $Nu/Nu_0=f(Re, Pr, s_1/d, s_2/d)$ и $Eu/Eu_0=f(Re, Pr, s_1/d, s_2/d)$, где s_1/d и s_2/d – поперечный и продольный шаги пучка соответственно, что даст возможность не только определять локальную эффективность процессов теплоотдачи, но и исследовать ее зависимость от режимных параметров течения и компоновки трубных пучков.

Целью исследования является обоснование влияния на эффективность энергетических установок способов интенсификации процессов переноса теплоты в их элементах. *Объект исследования* – процессы преобразования теплоты в энергетических установках. *Предмет исследования* – процессы переноса теплоты в элементах энергетических установок, их теплообменные и гидродинамические показатели

Для определения влияния интенсивности процессов переноса теплоты на значения коэффициентов полезного действия энергетических установок различных термодинамических циклов рассмотрена

обобщенная структурная схема переноса теплоты и массы между теплоносителями и элементами энергетической установки (рис.1).

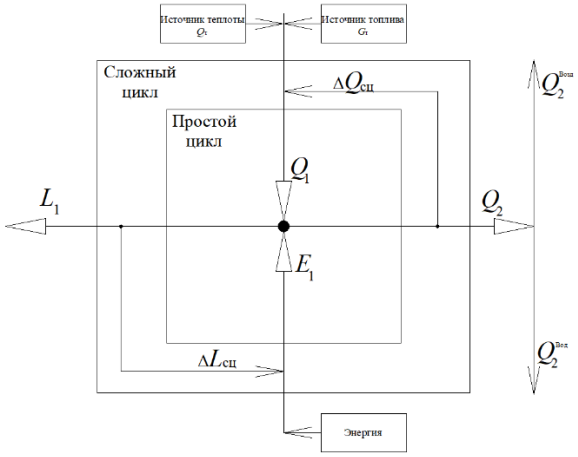


Рис. 1. Обобщенная структурная схема переноса теплоты и массы в энергетической установке

В качестве установки простого цикла принята установка, обеспечивающая реализацию основных термодинамических процессов, однако к этому же циклу отнесены и процессы, обеспечивающие работоспособность элементов установки – охлаждения масла, воды и парциальное охлаждение элементов установки при расширении рабочего тела.

Эффективность преобразования теплоты в установке простого цикла определится на основании первого закона термодинамики как

$$\eta_{пц} = \frac{Q_1 - Q_2 - (QL)_{пт}}{Q_1},$$

где $Q_1 - Q_2 = L_0$ – полезная работа, полученная в цикле, $(QL)_{пт} = \Delta Q_{пт} + \Delta L_{пт}$ – затраты на преобразование теплоты, учитывающие тепловые ($\Delta Q_{пт}$) и гидравлические ($\Delta L_{пт}$) потери.

После преобразований получено

$$\eta_{пц} = \frac{Q_1 - Q_2 - (QL)_{пт}}{Q_1} = \eta_t \cdot (1 - \delta Q_{пт}) \cdot \left[1 - \frac{\delta L_{пт}}{1 - \delta Q_{пт}}\right] = \eta_t \cdot \eta_{Q_{пт}} \cdot \eta_{L_{пт}}$$

где

– тепловая эффективность преобразования теплоты в элементе энергетической установки

$$\eta_{Q_{пт}} = 1 - \frac{\Delta Q_{пт}}{Q_1 \cdot \eta_t}; \qquad (2)$$

– гидродинамическая эффективность преобразования теплоты в элементе энергетической установки

$$\eta_{L_{пт}} = 1 - \frac{\frac{\Delta L_{пт}}{Q_1 \cdot \eta_t}}{1 - \frac{\Delta Q_{пт}}{Q_1 \cdot \eta_t}}, \qquad (3)$$

Зависимости (2) и (3) позволяют определить максимальную тепловую и гидравлическую эффективность процессов передачи теплоты. В случае, если величины $\Delta Q_{пт}$ и $\Delta L_{пт}$ являются заданными, возможно определение условий теплопередачи для достижения рациональных массогабаритных показателей поверхностей теплопередачи.

Эффективность преобразования теплоты в энергетической установке сложного цикла представлено в виде

$$\eta_{сл.ц} = \frac{Q_1 - Q_2 - L_{топл} - L_{масл} - Q_2^{охл} - E_1 + \Delta Q_{сц} - \Delta L_{сц}}{Q_1}$$

где $L_{топл}$ – потери при сжигании топлива, $L_{масл}$ – потери, связанные с эффективностью отвода теплоты маслом, $Q_2^{охл}$ – теплота, используемая для охлаждения конструктивных элементов установки при расширении рабочего тела, E_1 – используемая для работы установки внешняя энергия, $\Delta Q_{сц}$ – количество полученной в сложном цикле теплоты, $\Delta L_{сц}$ – потери, связанные с использованием дополнительного количества теплоты.

Выполняя преобразования получено

$$\eta_{сл.ц} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} - \frac{L_{топл}}{Q_1} - \frac{L_{масл}}{Q_1} - \frac{Q_2^{охл}}{Q_1} - \frac{E_1}{Q_1} + \frac{\Delta Q_{сц}}{Q_1} - \frac{\Delta L_{сц}}{Q_1}$$

$$\eta_{\text{сл.ц}} = \eta_{\text{пц}}\eta_{L.\text{сц}}\left(1 + \frac{\delta Q_{\text{сц}}}{\eta_{\text{пц}}\eta_{L.\text{сц}}}\right)$$

Для обеспечения максимально возможной эффективности процессов переноса теплоты в элементах энергетических установок предлагаются следующие уровни для анализа:

I уровень – теплоотдача в элементе энергетической установки

II уровень – теплопередача в элементе энергетической установки

III уровень – перенос теплоты между элементами энергетической установки.

Для обоснования способа интенсификации теплоотдачи на **I** уровне получило дальнейшее развитие направление, предложенное академиком А.А.Халатовым. На основании этого знаменатель выражения (1) представлен в виде безразмерных чисел Ейлера Eu/Eu$_0$. Тогда, показатель эффективности на первом уровне оценки определится как

$$FAR = \frac{Nu/Nu_0}{Eu/Eu_0}. \quad (4)$$

Согласно [8] «коэффициент теплоотдачи α характеризует интенсивность теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой», а «коэффициент теплопередачи *k* характеризует интенсивность передачи теплоты от одной жидкости к другой через разделяющую стенку». Таким образом, для учета и оценки эффективности процессов интенсификации теплопередачи на втором уровне предложен модифицированный фактор аналогии Рейнольдса *FAR*$_{\text{мод}}$

$$FAR_{\text{мод}} = \frac{k/k_0}{Eu_1/Eu_{10} + Eu_2/Eu_{20}} \text{ или } FAR_{\text{мод}} = \frac{k/k_0}{f_1/f_{10} + f_2/f_{20}}, \quad (5)$$

где *k* – коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·К), *f* – коэффициент гидродинамического сопротивления, индексы 0, 1 и 2 соответствуют базовому, обычно гладкому каналу с обеих сторон (как наиболее теплогидравлически изученному), а также горячему и холодному теплоносителю.

Выполняя преобразования получено

$$FAR_{\text{мод}} = \frac{FAR_1}{2}\frac{1+\frac{\alpha_{10}}{\alpha_{20}}}{1+\frac{f_2 f_{10}}{f_{20} f_1}}. \quad (6)$$

Последнее выражение получено для условий схожих теплофизических свойств теплоносителей, например газ-воздух. В более общем виде оно должно быть представлено как

$$FAR_{\text{мод}} = \frac{FAR_1}{2}\frac{1+\frac{Nu_{10}}{Nu_{20}}}{1+\frac{Eu_2\, Eu_{10}}{Eu_{20}\, Eu_1}}. \quad (7)$$

Для оребренных поверхностей теплопередачи выражение для модифицированного показателя примет вид

$$FAR_{\text{мод р}} = \frac{FAR_{1\text{пр}}}{1+\frac{F_2}{F_{1\text{рс}}}} \cdot \frac{1+\frac{\alpha_{10}}{\alpha_{20}}}{1+\frac{f_2 f_{10}}{f_{20} f_{1p}}}. \quad (8)$$

В случае гладкой стенки значение $FAR_{1\text{пр}} = FAR_1$ а $\frac{F_2}{F_{1\text{рс}}} \approx 1$ и уравнение (8) переходит в (6) или (7).

Полученные выражения (7) и (8) позволяют проводить анализ эффективности способов теплопередачи с целью определения наиболее эффективных параметров.

Для определения эффективности передачи теплоты на III уровне оценки передаваемый тепловой поток представлен как

$$Q_{\text{та}} = F\,(Q_{1\text{та}}, Q_{2\text{та}}, Q_{\text{та}}^{12}, \delta p_1, \delta p_2, \ldots\ldots),$$

где $Q_{1\text{та}}$ – передаваемый тепловой поток от горячего элемента установки, $Q_{2\text{та}}$ – воспринимаемый тепловой поток холодным элементом, $Q_{\text{та}}^{12}$ – потери теплоты при передаче.

Передаваемый тепловой поток от горячего теплоносителя, с учетом выражений (4) и (5), определится как

$$Q^1_{1\,\text{TA}\,j} = Q^1_{2\,\text{TA}\,j} + Q^1_{\text{пот TA}j}$$

$$Q^1_{1\,\text{TA}\,j} = \alpha^1_{1j} \cdot \Delta t^1_{1j} \cdot F^1_{1j} = \alpha^1_{10j} \cdot FAR^1_{\alpha 1j} \cdot \left({Eu_1}/{Eu_{10}}\right) \cdot \Delta t^1_{1j} \cdot F^1_{1j}$$

$$Q^1_{2\,\text{TA}\,j} = k^1_{12j} \cdot \Delta t^1_{12j} \cdot F^1_{12j} = k^1_{12\,0j} \cdot FAR^1_{k1j} \cdot \left({\sum Eu}/{Eu_0}\right) \cdot \Delta t^1_{12j} \cdot F^1_{12j},$$

где $Q^1_{\text{пот TA}j}$ – тепловые потери при передаче теплоты от горячего теплоносителя к холодному.

Воспринимаемый холодным теплоносителем тепловой поток определится следующими выражениями

$$Q^2_{1\,\text{TA}\,j} = Q^2_{2\,\text{TA}\,j} + Q^2_{\text{пот TA}j}$$

$$Q^2_{2\,\text{TA}\,j} = \alpha^2_{2j} \cdot \Delta t^2_{2j} \cdot F^2_{1j} = \alpha^2_{20j} \cdot FAR^2_{\alpha 2j} \cdot \left({Eu_2}/{Eu_{20}}\right) \cdot \Delta t^2_{2j} \cdot F^2_{1j}$$

$$Q^2_{2\,\text{TA}\,j} = k^2_{12j} \cdot \Delta t^2_{12j} \cdot F^2_{12j} = k^2_{12\,0j} \cdot FAR^2_{k1j} \cdot \left(\sum {Eu}/{Eu_0}\right) \cdot \Delta t^2_{12j} \cdot F^2_{12j}$$

Потери при передаче теплоты определятся как

$$Q^{12}_{1\,\text{TA}\,j} = Q^{12}_{2\,\text{TA}\,j} + Q^{12}_{\text{пот TA}j}$$

$$Q^{12}_{1\,\text{TA}\,j} = \alpha^{12}_{1j} \cdot \Delta t^{12}_{1j} \cdot F^{12}_{1j}$$

$$Q^{12}_{2\,\text{TA}\,j} = k^{12}_{12j} \cdot \Delta t^{12}_{12j} \cdot F^{12}_{12j}$$

На основании представленной модели произведен расчет эффективности преобразования теплоты для газотурбинной установки с регенерацией теплоты и дизельного двигателя с утилизационным котлом. Для повышения эффективности передачи теплоты рассмотрены варианты интенсификации теплопередачи в регенераторе и утилизационном котле. Получены граничные значения эффективности установок в зависимости от параметров интенсификаторов.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

[1] Siemens Claim: Ingenuity for life. Відновлено з https://new.siemens.com/global/en.html

[2] Project Guides. Відновлено з https://marine.man-es.com/two-stroke/project-guides.

[3] MT30 Marine Gas Turbine. Відновлено з www.rolls-royce.com/products-and-services/defence/naval/gas-turbines/mt30-marine-gas-turbine.aspx.

[4] *Waste Heat Recovery System (WHRS) for Reduction of Fuel Consumption, Emissions and EEDI*. (2018). Відновлено з https://turbocharger.man-es.com/technologies/waste-heat-recovery.

[5] Gorbov, V. M., Serbin, S. I., Mitienkova, V. S. (2017). *Marine Engineering Encyclopedia*. Mykolaiv: publisher Torubara V.V.

[6] Халатов, А. А. (2005). *Теплообмен и гидродинамика около поверхностных углублений (лунок)*. К.: Ин-т технической теплофизики НАН Украины.

[7] Халатов, А. А., Окишев, А. В., Онищенко, В. Н. (2010). Обобщение опытных данных по фактору аналогии Рейнольдса для интенсификаторов теплообмена различных типов. *Пром. Теплотехника*, т.32, №5, 5-138.

[8] Кутателадзе, С. С. (1990). *Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие*. М.: Энергоатомиздат.

Kuznetsov V. V.

Multi-level efficiency estimation of heat transfer processes in power plants elements

Abstract. The generalized indicator of the efficiency of the power plant, taking into account the thermal and hydrodynamic losses during realization of processes of transformation of heat into its elements is presented. To increase the efficiency of the considered variants of intensification of heat transfer. The obtained limit values of indicators depending on the parameters of the intensifiers.

Keywords: efficiency; heat transfer; element; power plant

УДК 621.431.74.016.4

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ОХЛАДИТЕЛЕЙ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

[1]Кузнецов В.В., [2]Гогоренко А.А., [3]Кузнецова С.А.
[1,2,3]Канд. техн. наук, доцент
Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова
Украина, г. Николаев
[1]ORCID 0000-0002-3678-595X, [2]ORCID 0000-0002-9157-6659, [3]ORCID 0000-0003-0823-0583

Анотація. *В роботі представлені перспективні поверхні теплопередачі для охолоджувачів надувного повітря суднових дизельних двигунів. Метою розробки було створення високоефективних компактних теплообмінників. Запропоновані оребрені профільовані поверхні теплопередачі з трубами-основами некруглого перерізу. Показана можливість покращення теплогідравлічних характеристик поверхонь до 14%.*

Ключові слова*: охолоджувач надувного повітря; поверхня теплопередачі; оребрена труба; лунка; ефективність.*

Современные судовые дизельные двигатели являются, строго говоря, комбинированными – их работу невозможно представить без газотурбинного наддува. Повышение плотности воздушного заряда в компрессоре с последующим его охлаждением в охладителе наддувочного воздуха способствует увеличению эффективной мощности двигателя, снижению удельного расхода топлива, а также снижению эмиссии вредных веществ в отходящих газах.

Степень повышения давления наддувочного воздуха в современных турбокомпрессорах судовых дизельных двигателей достигает 4…5, что влечет за собой повышение температуры надувочного воздуха до 220…260 ºС.

Учитывая, что температура поступающего воздуха в цилиндр двигателя должна быть в диапазоне 30…40 ºС, возникает проблема охлаждения, которая решается использованием охладителей надувочного воздуха. Поверхности теплопередачи таких охладителей формируются в основном из оребренных труб с основой круглого сечения, что затрудняет создание компактных теплообменных аппаратов [1]. Достоинством трубчатых теплообменников является простота конструкции и надежность. Исследования последних лет показывают, что создание компактных теплообменников – охладителей надувочного воздуха возможно на основе труб-основ некруглого поперечного сечения с профилированным оребрением [2, 3, 4].

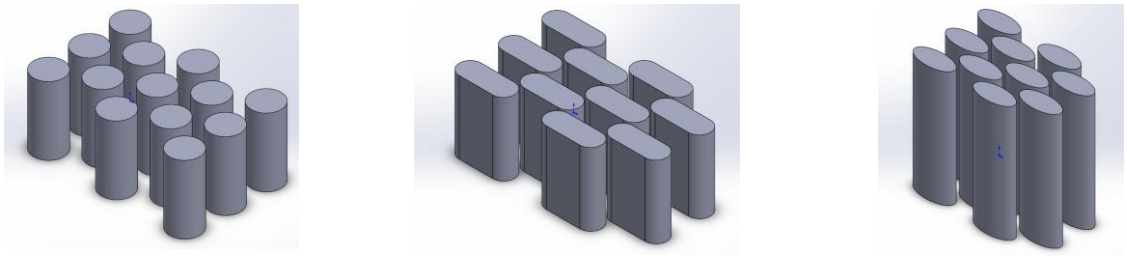
Таким образом, *целью работы* является оценка тепловой и гидравлической эффективности применения оребренных профилированных теплопередающих поверхностей с трубой основой некруглого поперечного сечения для создания компактных охладителей наддувочного воздуха судовых дизельных двигателей.

В работе [1] экспериментально показано, что уменьшение температуры в охладителе наддувочного воздуха на 10 ºС способствует снижению удельного расхода топлива двигателя на 2 г/(кВт·ч). Предварительные расчеты, проведенные авторами, рабочего цикла двигателя MAN B&W S60ME показали, что за счет повышения тепловой эффективности охладителя возможно достичь снижения расхода топлива на 1,4…1,6 г/(кВт·ч), и дополнительное снижение расхода на 0,3…0,6 г/(кВт·ч) можно достичь снижением сопротивления теплообменника. Таким образом, были рассмотрены способы теплопередачи и ее интенсификации, в которых рост теплоотдачи превышает рост гидродинамического сопротивления на ее достижение.

Исследования проведены методами геометрического и математического моделирования. Верификация предложенной математической модели производилась путем сравнения с результатами экспериментальных исследований.

Для формирования теплопередающих поверхностей использовалась известная из классической гидромеханики концепция «хорошо» и «плохо» обтекаемых поверхностей. В качестве «хорошо» обтекаемых тел рассмотрены трубы плоскоовального и эллиптического сечений, сравнение производилось с «плохо» обтекаемым телом – трубой круглого сечения.

Сравнительная геометрическая оценка компактности (рис. 1) для принятых к рассмотрению теплопередающих поверхностей показала, что, при условии одинаковой площади боковой поверхности, объем, занимаемый плоскоовальными трубами, составляет 0,77 от объема, занимаемого круглыми трубами, и для эллиптических труб это значение не превышает 0,62.



а б в

Рис. 1. Геометрическая оценка компактности теплопередающих поверхностей

Для сокращения материальных и временных затрат при разработке новых поверхностей теплопередачи использован *CFD* (*Computation Fluid Dynamic*) метод. Математическая модель процессов формировалась как система следующих уравнений [5]:

– уравнение неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla\left(\rho \vec{V}\right) = 0 ,$$

где ρ – массовая плотность потока, $\vec{V}$ – вектор локальной скорости потока;

– уравнение сохранения количества движения

$$\frac{\partial\left(\rho \vec{V}\right)}{\partial t} + \nabla\left(\rho \vec{V}\vec{V}\right) = \nabla p + \nabla \tau + \rho \vec{g} + \vec{F} ,$$

где *p* – статическое давление; $\rho\vec{g}$ – гравитационная сила, действующая на единицу массы; $\vec{F}$ – внешние силы, действующие на поток; т – тензор давлений.

– уравнение сохранения энергии

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla\left(\vec{V}(\rho E + p)\right) = \nabla\left(-\vec{J}_q + \left(\tau_{eff}\vec{V}\right)\right)$$

где $\vec{J}_q$ – плотность теплового потока, $E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2}$ – полная энергия рабочего тела, *h* – энтальпия рабочего тела, выражение $\tau_{eff}\vec{V}$ определяет вязкостный нагрев.

Представленная выше система уравнений является незамкнутой. Она замыкается добавлением полуэмпирических зависимостей для тензора давлений, теплового потока, уравнения состояния идеальных газов, а также дифференциальных уравнений модели турбулентности.

Закон Ньютона. Используя допущения о пренебрежении объемной вязкостью, тензор напряжений можно представить как

$$\tau = \mu\left[\nabla \vec{V} + \left(\nabla \vec{V}\right)^T - \frac{2}{3}\nabla\left(\vec{V}I\right)\right],$$

где μ – коэффициент молекулярной вязкости, *I* – единичный вектор.

Закон Фурье. Тепловой поток определится выражением

$$\vec{J}_q = -\lambda_{eff}\nabla T ,$$

где $\lambda_{eff} = \lambda + \lambda_t$ – коэффициент эффективной теплопроводности.

Закон Менделеева-Клапейрона. Основной закон идеального газа, устанавливающий связь между основными термодинамическими параметрами, имеет вид

$$p = R \cdot \rho \cdot T ,$$

где *R* – индивидуальная газовая постоянная рабочего тела.

Выбор модели турбулентности применительно к расчетам процессов теплопередачи в трубных пучках. Существенное влияние на результаты математического моделирования процессов теплопередачи в

трубных пучках оказывает выбор модели турбулентности. В настоящее время известно достаточно большое количество различных гидродинамических моделей турбулентности: стандартная *k–ε* модель турбулентности, *RNG* разновидность *k–ε* модели, модель больших вихрей (LES–модель), модель Смагорински-Лилли, модель напряжений Рейнольдса (*RSM*–модель) и другие [5]. Поскольку процессы теплопередачи в пучках труб характеризуются вихревыми течениями в межтрубном пространстве пучка каналов, вторичными и вращающимися течениями внутри каналов, вызванные процессами течения и теплопередачи теплоносителей, то использование *RSM* модели является оправданным с точки зрения вычислительных ресурсов, поскольку более простые модели не могут обеспечивать в целом достоверные результаты.

Верификация математической модели проводилась путем сравнения с результатами экспериментальных исследований натурного образца теплопередающей поверхности охладителя надувочного воздуха на специализированном стенде кафедры «Двигатели внутреннего сгорания, установки и техническая эксплуатация» Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова (автор стенда доцент Гогоренко А.А.). Схема теплопередающей поверхности представлена на рис. 2. Схема стенда, режимные параметры, геометрические размеры поверхности теплопередачи, методика проведения и обработки экспериментальных данных детально приведены в [6].

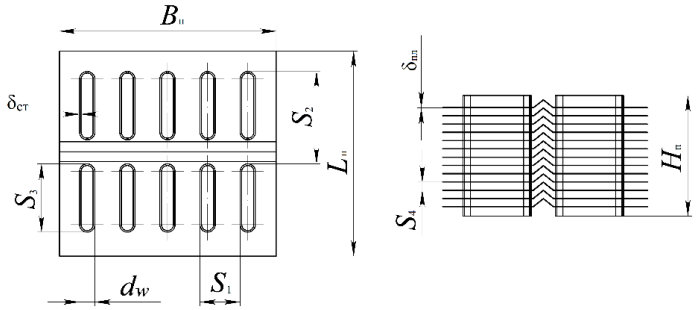


Рис. 2. Схема экспериментальной поверхности теплопередачи

Расхождения между полученными значениями коэффициентами теплоотдачи α и падения давления Δ*p* в результате математического моделирования и экспериментальными данными не превысило 3,1 %.

Для совершенствования предложенных поверхностей было предложено нанесение на ребра луночных систем (рис. 3). При этом ожидался опережающий рост теплоотдачи над ростом сопротивления [7].

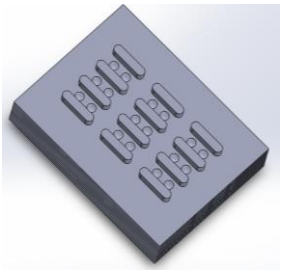


Рис. 3. Профилированная луночными системами поверхность теплопередачи

Результаты моделирования позволяют сделать следующие выводы. Применение луночных систем на плоскоовальных оребренных трубах позволяет уменьшить сопротивление поверхности на 4,0…7,5 % в зависимости от режимных параметров теплоносителей. Это даст возможность интенсифицировать теплообмен за счет увеличения скорости теплоносителей, что в свою очередь позволит снизить массогабаритные показатели охладителей надувочного воздуха.

Применение оребренных труб эллиптического сечения с луночными системами на ребрах позволяет дополнительно увеличить эффективность теплоотдачи на 7,5…16,5 % при росте сопротивления до 5,2 %.

Выводы. Предложена перспективная поверхность теплопередачи для охладителей надувочного воздуха судовых дизельных двигателей на основе труб некруглого поперечного сечения с ребрами, профилированными лучными системами. Результаты математического моделирования подтвердили возможное улучшение тепловой и гидравлической характеристик поверхности до 14 %, что положительно сказывается на снижении массогабаритных показателей теплообменников. Дальнейшие исследования направлены на оптимизацию расположения лунок на ребрах.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

[1] Бажан, П. И. (1981). *Расчет и конструирование охладителей дизелей*. М.: Машиностроение.

[2] Кондратюк, В. А., Письменний, Є. М., Терех, О. М. (2015). Теплообмін та аеродинаміка пакетів плоскоовальних труб з лунками. *Scientific Journal «ScienceRise»*, №11, 10-14.

[3] Халатов, А. А., Коваленко, Г. В., Мейрис, А. Ж. (2017). О применении трубчатых теплообменных поверхностей с углублениями в регенераторах ГТУ. *Пром. теплотехника*, т.39, №58, 70-77.

[4] Кунтыш, В. Б., Санкович, Е. С.; Мулин, В. П., Пиир, А. Э., Миннигалеев, А. Ш. (2012). Теплообменная труба. описание полезной модели к патенту BY 8250.

[5] Быстров, Ю. А., Исаев, С. А., Кудрявцев, Н. А., Леонтьев, А. И. (2005). *Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб*. Санкт-Петербург: Судостроение.

[6] Гогоренко, А. А. (2012). *Совершенствование систем охлаждения дизельных двигателей магистральных тепловозов*. (Диссерт. канд. техн. наук). Николаев.

[7] Халатов, А. А. (2005). Теплообмен и гидродинамика около поверхностных углублений (лунок). К.: Ин-т технической теплофизики НАН Украины.

Kuznetsov V. V., Gogorenko A.A., Kuznetsova S.A.

Perspective heat transfer surfaces of charge air coolers for ship diesel engines

The perspective heat transfer surfaces for charge air coolers of marine diesel engines are presented. The aim of the research was the creation of highly efficient compact heat exchangers. Proposed finned profiled heat transfer surfaces with non-circular base tubes. The possibility of improving the thermohydraulic characteristics of surfaces to 14% is shown.

Keywords: charge air cooler; heat transfer surface; finned tube; dimple; efficiency

УДК 621.43

ОПТИМІЗАЦІЯ РОБОТИ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ СУДНОВИХ ДГ ЗА РАХУНОК ЗМЕНШЕННЯ АБРАЗИВНОГО ЗНОСУ ЕЛЕМЕНТІВ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ ТУРБІН

Калініченко І.В., к.т.н., доцент без в/з; Єременко В.В., Кармазін О.С., Качур В.А., Кудрявцев О.О., магістри
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
Херсонська філія, м. Херсон
kiv26@ukr.net; ORSID: 0000-0001-6765-6168

***Анотація**. Експлуатація суднових дизелів на важкому паливі призводить до того, що в продуктах згоряння утворюються тверді зважені частинки. Ці частинки мають різні розміри і форму, швидкості і фізичні властивості. Присутність твердих частинок в рухомому потоці відпрацьованих газів дизеля при зіткненні з поверхнею деталей проточної частини турбіни ТК викликає їх підвищений абразивний знос. Проведено дослідження впливу різних чинників на абразивний знос зразків. Встановлено, що основними значущими факторами є кут установки лопатки і швидкість руху абразивного матеріалу.*

***Ключові слова:** тверді зважені частинки, проточна частина турбіни, кут установки лопатки, швидкість руху абразивного матеріалу.*

Актуальність теми.

Протягом останніх десятиліть провідними двигунобудівними компаніями велася інтенсивна робота з перекладу суднових дизелів на важкі сорти палива і зниження емісії відпрацьованих газів в зв'язку зі зростаючими вимогами захисту навколишнього середовища. Сучасні суднові дизель-генератори (ДГ), у якості яких використовують середньообертові двигуни (СОД) в основному працюють на важких сортах палива в'язкістю 380 сСт, що, безсумнівно, робить помітний вплив на роботу як самого дизеля, так і турбокомпресора (ТК). Досвід експлуатації показує, що в зв'язку із застосуванням важкого палива в ДГ елементи проточної частини турбіни ТК піддаються абразивному зносу під впливом твердих частинок, які містяться у відпрацьованих газах дизеля. Ефективність і надійність роботи ТК багато в чому визначає техніко-економічні показники і надійність суднових дизельних установок. З джерела [1] повідомляється про незаплановані простої в роботі суднових дизелів через велику кількість несправностей і відмов ТК. Застосування важких сортів палива на суднах морського і річкового транспорту обумовлює необхідність і актуальність дослідження механізму впливу твердих частинок відпрацьованих газів ДГ на елементи проточної частини турбін ТК, а

також обгрунтування можливості застосування сухих засобів для очищення проточної частини турбін ТК ДГ при їх експлуатації на важкому паливі.

В сучасних суднових СОД використовується важке паливо в'язкістю 380 сСт. У зв'язку з цим у відпрацьованих газах дизеля присутні тверді (абразивні) частки високої твердості, які зношують елементи проточної частини турбіни ТК. Це призводить до зниження ефективності суднових дизелів через часті заміни соплового апарату ТК через 2000-4000 годин роботи [2, 3].

Мета роботи – оптимізація роботи суднових ДГ на основі дослідження впливу різних чинників на величину абразивного зносу елементів проточної частини радіально-осьових турбін турбокомпресорів.

Основна частина.

Для більш детального вивчення механізму абразивного зносу елементів проточної частини турбін ТК необхідно визначити якісний і кількісний склад твердих (абразивних) частинок з різними фізикомеханічними і кінематичними характеристиками, що рухаються в потоці відпрацьованих газів дизеля. Для цього був виготовлений спеціальний зонд, який встановлювався в колектор відпрацьованих газів дизеля, що працює на важкому паливі ISO-F-RGM 380. Зонд включає в себе склянку з довгою лійкою (у вигляді спідниці) і спеціальним вирізом, а також контейнер для збору твердих абразивних частинок відпрацьованих газів ДГ.

В даний час існує велика кількість несправностей і відмов, пов'язаних не тільки із забрудненням, а й з абразивним зносом елементів проточної частини турбіни ДГ, яке призводить до пошкоджень деталей ТК при напрацюванні 2-10 тис. годин в умовах застосування важкого палива. В процесі експлуатації геометричні характеристики соплового апарату турбіни змінюються наступним чином:

- руйнуються вихідні кромки всіх лопаток;
- на кільцевій обмежуючій поверхні соплового апарату у вихідних кромок утворюються глибокі кільцеві канавки по всьому колу;
- на поверхнях лопаток можуть бути виявлені сліди абразивного зносу при напрацюванні 5000 годин.

Забруднення і абразивний знос елементів проточної частини турбін призводить до зменшення надійності і економічності СОД. У зв'язку з подальшим погіршенням якості палива, слід очікувати збільшення проблем, пов'язаних з абразивним зносом проточної частини турбін ТК. Тому необхідно дослідити процеси зношування елементів проточної частини турбін ТК суднових дизелів.

Вихідні данні та умови для визначення складу твердих частинок

Дослідження проводилися на сталих режимах експлуатації ДГ при 25, 50, 75, 90 % від номінального навантаження двигуна. Відхилення параметрів (температура відпрацьованих газів $t_{ВГ}$; тиск наддуву P_s; питома витрата палива g_e), отриманих на дизелі в суднових умовах під час проведення експериментальних досліджень по відношенню до параметрів під час здавальних випробувань склала не більше 2 %. Застосування і підготовка використовуваного палива на дизель ISO-F-RMG 380 під час заміру відповідали вимогам стандарту ISO 8217-2010, який регламентує вміст у паливі алюмосилікатів, і технічної експлуатації устаткування (сепарування і фільтрування палива) [3, 4].

Процедура уловлювання твердих (абразивних) частинок у відпрацьованих газах дизеля проходила за таких умов роботи ДГ,:

дизель керувався з поста керування;

заздалегідь введений в експлуатацію (прогрітий);

виміри здійснювалися на кожному сталому режимі ДГ при зниженні нафузки від 90 % до 25% від номінальної.

- швидкість υ робочого середовища (суміші повітря і абразивного матеріалу) змінювалась в межах від 100 до 350 м/с; тиск Р робочого середовища на вході в сопло, змінювався від 1,5 до 3 бар.

Зміна складу твердих частинок від навантаження ДГ

На рис. 1 та 2 представлені основні результати заміру визначення кількісного, якісного складу твердих частинок у відпрацьованих газах дизеля за допомогою зонда. Ці результати отримані за одну хвилину роботи ДГ, що працює на важкому паливі, на сталих режимах експлуатації при 25, 50, 75 і 90% від номінального навантаження.

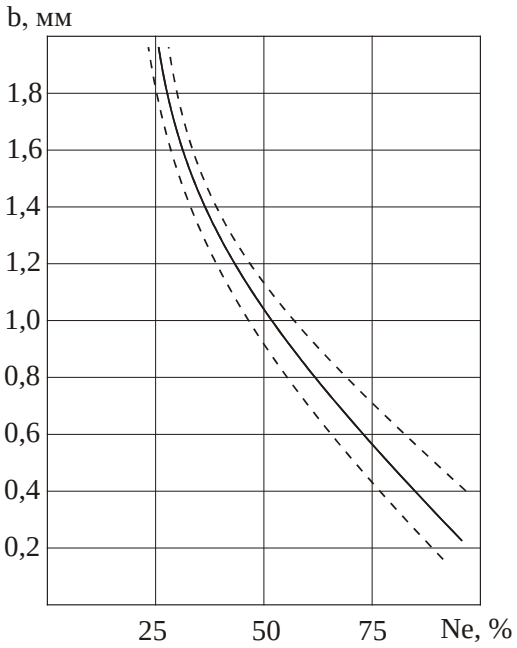


Рисунок 2.1. Залежність розміру твердих частинок від навантаження ДГ
b - розмір твердих частинок в проточній частині турбіни ТК, мм

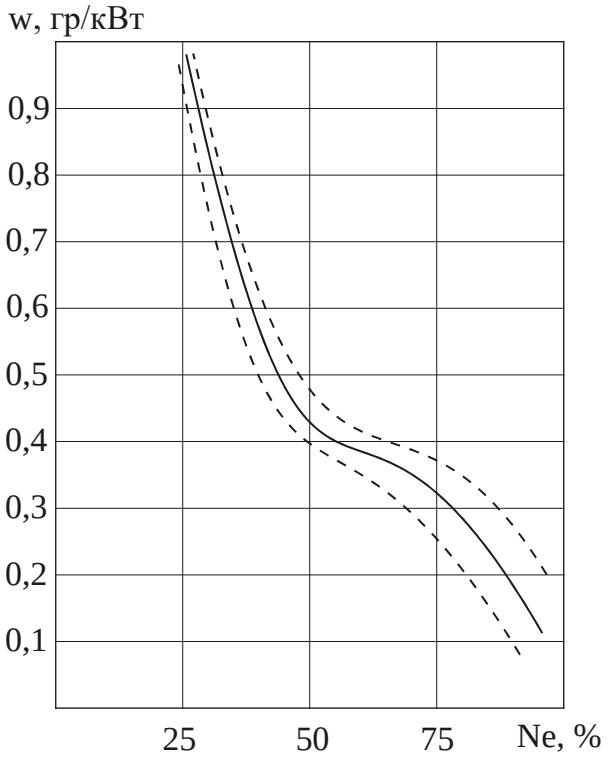


Рисунок 2.2. Залежність кількості твердих частинок від навантаження ДГ
w - кількість твердих частинок в проточній частині турбіни ТК, мм

З рис. 1 та 2 видно, як змінюється кількість твердих частинок в залежності від навантаження ДГ. При відносному навантаженні Ne = 0,9, кількість і розміри твердих частинок мінімальні. Це обумовлено тим, що на даному навантаженні умови згоряння палива оптимальні.

При найменшому відносному навантаженні Ne = 0,25 кількість твердих частинок максимальне і їх розмір досягає 2 мм.

При відносному навантаженні менше Ne = 0,5 кількість твердих частинок стрімко збільшується з 0,4 г/кВт до 1,0 г/кВт (рис. 3).

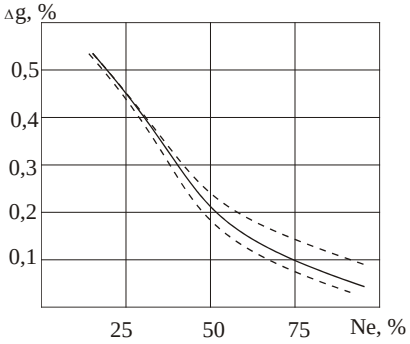


Рисунок 3. Залежність відносної витрати твердих частинок від загальної кількості відпрацьованих газів в залежності від навантаження ДГ

∆g - відносні витрати твердих частинок у ВГ, %

З рис. 3 видно, що зниження навантаження ДГ від 90% до 25% від номінальної потужності призводить до збільшення відносної витрати твердих частинок у відпрацьованих газах, і воно становить близько 5% від загальної маси продуктів згоряння дизеля на навантаженні Ne = 0,25.

Отримані результати дослідження щодо визначення кількісного і якісного складу твердих частинок у відпрацьованих газах сучасного СОД, що працює на важкому паливі, дозволили визначити, що

- параметри твердих частинок, що входять до складу відпрацьованих газів СОД, сильно залежать від його навантаження;

- відносна кількість твердих частинок, що потрапляють в колектор відпрацьованих газів при відносному навантаженні дизеля Ne = 0,25, що працює на важкому паливі, становить близько 5% від загальної маси відпрацьованих газів СОД;

- зниження навантаження ДГ менше 50% від номінальної потужності призводить до різкого збільшення вмісту твердих частинок у відпрацьованих газах дизеля;

- фізико-механічні властивості твердих частинок показали, що ці зафіксовані за допомогою спеціального зонда частки, що входять до складу відпрацьованих газів дизеля, мають високу твердість, яка склала більше 470 НВ.

Результати розрахунків

Отримані результати по визначенню складу твердих (абразивних) частинок у відпрацьованих газах дизеля дозволили визначити фактори, що впливають на величину абразивного зносу деталей проточної частини ТК: маса абразивного матеріалу однієї фракції, кут атаки і швидкість абразивного матеріалу.

З рис. 4 видно, як змінюється абразивний знос зразка залежно від відносної маси абразивного матеріалу при різних кутах атаки. Абразивний знос зразка сильно залежить від кута атаки і досягає максимального значення при 300. Маса абразивного матеріалу практично не впливає на абразивний знос зразка, і залежність виглядає у вигляді прямої лінії. Також абразивний знос зразка змінюється залежно від відносної швидкості абразивного матеріалу. Залежність носить практично лінійний характер, і абразивний знос зразка змінюється тільки від швидкості і, як уже вище зазначалося, мало залежить від зміни величини (маси) абразивного матеріалу.

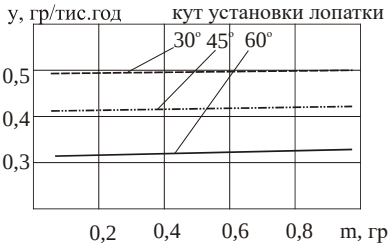


Рисунок 4. Залежність абразивного зносу частинок від відносної маси абразивного матеріалу при різних установки лопатки

m - маса абразивного матеріалу, гр; y - абразивний знос деталей проточної частини ТК, гр/тис. год

Згідно розрахунків абразивний знос елементів проточної частини турбін ТК дозволила визначити, що абразивний знос, соплового апарату ТК типу складає приблизно 150 грам за рік роботи ДГ, що узгоджується зі спостережуваним абразивним зносом в період експлуатації ТК суднових СОД; основні чинники, що впливають на знос є кут установки лопатки і швидкість абразивного матеріалу, маса абразивного матеріалу практично не впливає на абразивний знос зразка.

Проведені дослідження фізико-механічних властивостей твердих частинок відпрацьованих газів СОД показали, що ці частинки мають високу твердість, яка значно перевищує твердість матеріалу деталей ТК. Таким чином, збільшення зносостійкості матеріалу призведе лише до подорожчання виготовлення деталей ТК. Доцільно рекомендувати ефективний спосіб очищення проточної частини і конструктивні заходи зміни кута установки лопатки соплового апарату турбіни ТК.

Дослідження показали, що максимальний знос розглянутих зразків відбувається при кутах близьких до 30°. У сопловому апараті ТК абразивний знос елементів проточної частини турбіни при напрацюванні 2500 годин був відсутнім при куті установки лопатки установки лопаток соплового апарату близько 45°. Таким чином, зменшення абразивного зносу проточної частини турбін ТК можливо за рахунок застосування спеціальних конструктивних заходів - зміни геометрії соплового апарату.

Дослідження показали, що протягом експлуатаційного періоду від 800 до 1500 годин напрацювання СОД на важкому паливі ISO-F-RMG 380 відбувається забруднення (нагар) елементів проточної частини турбіни ТК від 2 до 4 мм.

Таким чином, виходячи з результатів дослідження за оцінкою впливу різних чинників на абразивний знос елементів турбін ТК можна дати наступні рекомендації з очищення сухими миючими засобами проточної частини РОС турбін ТК:

1. Навантаження на двигун повинна становити не менше 75% від номінальної.
2. Використовувати для очищення тільки відкалібровану крихту, діаметр не більше 2-3 мм.
3. Періодичність очищення кожні 75-100 годин експлуатації ДГ. Інтервал повинен дотримуватися, щоб не створювати надмірного абразивного зносу або, навпаки, не привести до посиленого забруднення.
4. Обсяг крихти, що подається за один раз процедури очищення не більше 0,5 кг.

Як сухий очищуючий засіб можна рекомендувати наступні матеріали: крихта шкаралупи горіхів, яка широко застосовується для очищення осьових турбін ТК МОД; крихта кісточкових плодових дерев.

Абразивний знос турбін ТК в разі застосування сухих очищуючих засобів буде порівнянний з абразивним зносом соплового апарату пов'язаним з наявністю у відпрацьованих газах СОД твердих частинок приблизно через 110 тис. годин експлуатації дизеля. Застосування очищення сухими миючими засобами (крихта) лопаточного апарату турбін ТК призведе до підтримання ККД ТК і питомої витрати палива дизеля в заявлених інструкціями значеннях.

Таким чином, на підставі досліджень можна рекомендувати наступні заходи щодо зниження абразивного зносу і очищення проточної частини турбін ТК суднових дизелів:

- доцільно турбіни ТК з сопловим апаратом виготовляти із застосуванням більш дешевих матеріалів;
- турбіни ТК з сопловим апаратом, повинні мати кут установки лопатки близький до кутів 45-60°;
- проводити очистку сухими миючими засобами (крихта) проточної частини турбін СОД, що працює на важкому паливі.

Висновки.

В роботі були виконані дослідження впливу абразивного зносу елементів проточної частини турбін ТК зроблені висновки і отримані наступні наукові і практичні результати:

Експлуатація суднових дизелів на важкому паливі призводить до того, що в продуктах згоряння утворюються тверді зважені частинки. Ці частинки мають різні розміри і форму, швидкості і фізичні властивості. Присутність твердих (абразивних) частинок в рухомому потоці відпрацьованих газів (двокомпонентне робоче середовище) дизеля при зіткненні з поверхнею деталей проточної частини турбіни ТК викликає їх підвищений абразивний знос. Характерною особливістю ДГ є те, що основні режими експлуатації припадають на часткові навантаження (30-60% від номінального навантаження). Сучасні суднові дизеля, в тому числі і ДГ, в основному працюють на важких сортах палива в'язкістю 380 сСт, що, безсумнівно, призводить до зниження техніко-економічних параметрів роботи, як самого дизеля, так і ТК.

Встановлено, що при режимі роботи ДГ на навантаженнях від 75% до 90% від номінальної зміст і розміри твердих частинок у відпрацьованих газах дизеля мінімальні; це обумовлено тим, що при такому навантаженні умови згоряння палива оптимальні;

- при найменшому навантаженні дизеля 25% від номінальної кількість і розмір твердих частинок максимальний і досягає 2 мм;

- зафіксовані тверді (абразивні) частки за допомогою спеціального зонду, що входять до складу відпрацьованих газів ДГ, мають високу твердість, яка склала більше 470 НВ (за визначенням шкали Брінелля).

Вироблено дослідження впливу різних чинників (кут установки лопатки, швидкості і маси абразивного матеріалу) на абразивний знос зразків. Встановлено, що основними значущими факторами є кут установки лопатки і швидкість руху абразивного матеріалу.

Рекомендовано проводити конструктивні зміни елементів проточної частини турбін ТК суднових СОД, що працюють на важкому паливі. Встановлено, що сопловий апарат, кут установки лопатки, у якого прагне до 45°, має менший абразивний знос, ніж той, у якого 35°.

Список літератури

[1] Жук А.Н., Епихин А.И. (2008). Оценка скорости износа элементов проточной части газовых турбин агрегатов наддува судовых дизелей, работающих на тяжелом топливе. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2, 97-101.

[2] Николаев Н.И., Березовский Ф.М., Епихин А.И. (2005). Исследование химических, металлографических и механических свойств газоприемных корпусов и сопловых аппаратов турбонадцувочных агрегатов с радиально-осевой турбиной. *Двигателестроение*, 3, 36-39.

[3] Гарагуля Б.А. (2012). Расходные характеристики каналов последнихс тупеней турбины. *Судовые энергетические установки: научо. техн. сбор. Одеса: ОНМА*, 84-91.

[4] Flannigan D.J. and Suslick K.S. (2005). Molecular and atomic emission during single-bubble cavitation in concentrated sulfuric acid Acoustics. *Research Letters Online*, 6, 157-161.

Kalinichenko I., Yeremenko V., Karmazin O., Kachur V., Kudryavtsev O.

TURBOCOMPRESSORS WORK OPTIMIZATION OF VESSEL DIESEL GENSETS TO REDUCTION OF ABRASIVE WEAR OF TURBINES FLOWING PART ELEMENTS

Annotation*. The operation of marine diesels on heavy fuel leads to the formation of solid suspended particles in the combustion products. These particles have different sizes and shapes, velocities and physical properties. The presence of solid particles in the moving flow of diesel exhaust gases in contact with the surface of the parts of the flowing part of the turbine TC causes their increased abrasive wear. A study of the influence of various factors on the abrasive wear of the samples. It is established that the main significant factors are the angle of installation of the blade and the speed of the abrasive material.*

Keywords*: solid suspended particles, flowing part of the turbine, angle of blade installation, speed of abrasive material movement.*

УДК: 621.43

ЗНИЖЕННЯ ВМІСТУ ТОКСИЧНИХ РЕЧОВИН NOX У ВІДХІДНИХ ГАЗАХ ДВЗ ПРИ ЗМІНІ РЕЖИМУ РОБОТИ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ

Калініченко І.В., к.т.н., доцент без в/з; Кушнарьов А.А., Молчанов В.С., Одінцов В.Г., магістри
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
Херсонська філія, м. Херсон
kiv26@ukr.net; ORSID: 0000-0001-6765-6168

Анотація*. Показано, що необхідний рівень тиску і необхідні характеристики впорскування можуть бути забезпечені сучасними системами з електронним керуванням типу Common Rail (CRS). Впровадження подібних систем як одного із способів покращення паливної економічності і підвищення екологічної безпеки суднових дизельних установок викликано жорсткими екологічними та економічними вимогами до сучасних суднових дизелів.*

Ключові слова: *Common Rail; тиск впорскування палива; паливний насос високого тиску; токсичні речовини.*

Актуальність теми.

Сучасні вимоги щодо впливу двигунів внутрішнього згоряння на екологію навколишнього середовища змушують конструкторів і дослідників шукати методи зменшення кількості викидів шкідливих речовин в атмосферу.

Основними токсичними речовинами, що викидаються сучасними дизелями є тверді частинки (сажа, оксиди сірки CO2, важкі вуглеводні), оксиди азоту (NOX), монооксид вуглецю (CO), вуглеводні (CH), оксиди сірки. В даний час нормуються викиди частинок, NOx, CO, CH, а також димність відпрацьованих газів.

Найбільш перспективним способом зменшення шкідливих викидів двигунами внутрішнього згоряння є розробки в області вдосконалення топливоподающей апаратури, зокрема використання акумуляторних системи подачі палива, форсунок з електронним/електрогідравлічним керуванням і т.д.

У ряді випадків існуючий експлуатаційний досвід викликає необхідність крім подетального підходу до доведення конструкції будь-якої системи розглянути можливості самої системи з точки зору її ефективності, надійності і схильності подальшої модернізації. У фірми MAN Diesel & Turbo [1] кроки щодо вдосконалення архітектури системи CRS2.2, яка спроектована для роботи на важкому паливі HFO наступна.

Специфічні умови експлуатації суднових дизелів вступають в корінне протиріччя з концепцією загального акумулятора тиску - паливною рампою, що набула широкого поширення в конструкції системи малорозмірних двигунів, що працюють на легкому дизельному паливі. Протиріччя відносяться як до загальнотеоретичних, конструкційних, технологічних, так і до логістичних аспектів експлуатації системи CRS2.2 на великих суднових ДВЗ.

Так, різні види палива, які повинен використовувати двигун, визначають широкий температурний діапазон по паливу: +25...+150 °C. Це, в свою чергу, викликає істотну відмінність в лінійному тепловому розширенні загальної рампи, створюючи високі термічні напруги в конструкції, які підсумовуючись з механічними напруженнями від тиску палива, здатні перевищити межу міцності матеріалу. Одночасно довга рампа конструктивно потребує з'єднаннях з кожним циліндром. У цьому випадку неминуче виникнення і розподіл по корпусу додаткових концентраторів напружень, істотно знижують надійність вузла і системи в цілому.

Основною перевагою вприскування в CRS2.2 є гнучкість, що отримується шляхом поділу генерації тиску і управління уприскуванням. Накопичений досвід конструювання і експлуатації дозволяє "MAN" на основі позитивних результатів випробувань здійснювати вдосконалення конструкції електронно-керованих систем уприскування палива, забезпечуючи оптимізацію конструкції, надійність елементів і гармонізацію параметрів двигуна. Так, наприклад, в системі CRDI останнього покоління немає окремої схеми сервоприводу для приводу клапанів уприскування. Схема подачі палива через клапани високого тиску і керуючі клапани інтегрована в рампні блоки далеко від нагрітих головок циліндрів, в результаті чого забезпечується більша надійність системи в процесі експлуатації [1, 2].

Електронні системи управління подачею палива дозволяють забезпечувати гнучке регулювання кута випередження впорскування і характеристики впорскування. Електронне урядування має цілий ряд переваг перед механічним, з яких варто відзначити гнучке регулювання циклової подачі, мінімальну нерівномірність подачі по циліндрах, регулювання оптимального режиму кутів випередження впорскування, моментальна діагностика системи і вибір режиму роботи двигуна відповідно до його станом в даний момент часу і т.д.

Так само в сучасному дизелебудуванні для зменшення викидів шкідливих речовин в атмосферу стали використовувати насос-форсунки, які мають двоступінчастий електрокерований дозуючий клапан. Насос-форсунки дозволяють збільшити тиск впорскування палива до 200 МПа, і, завдяки своїм функціям, знизити навантаження на лінії високого тиску. Такі форсунки щодо компактні, більш стабільний гідравлічний привід, внаслідок зниження обсягу високого тиску виросла ефективність гідравліки [3, 4].

Мета роботи – є підвищення екологічної ефективності та зменшення викидів NOx у відхідних газах МОД шляхом регулюванням режиму роботи паливної апаратури.

Основна частина.

Результати проведених розрахунків зміни режиму роботи паливного насосу високого тиску для зменшення викиду NOx у відхідних газах МОД фірми "MAN" наступні.

Компанія MAN B & W веде розробки, в тому числі і в напрямку контролю режимів роботи двигунів. Так, на рис. 1 наведено приклад роботи паливного насосу високого тиску на різних режимах роботи. Як ми бачимо, в режимі економічного ходу, подача палива здійснюється в одне впорскування протягом 15 градусів обороти колінчастого валу, при цьому максимальний тиск згоряння досягається 155 МПа на сто дев'яносто п'ятого градусі повороту колінчастого вала, а момент початку видимого згоряння палива починається на сто вісімдесят другому градусі повороту колінчастого вала і відбувається при тиску 12,0 МПа. Викиди NOX при роботі двигуна в цьому режимі коливаються в межах 1150 ... 1180 ppm (рис. 3).

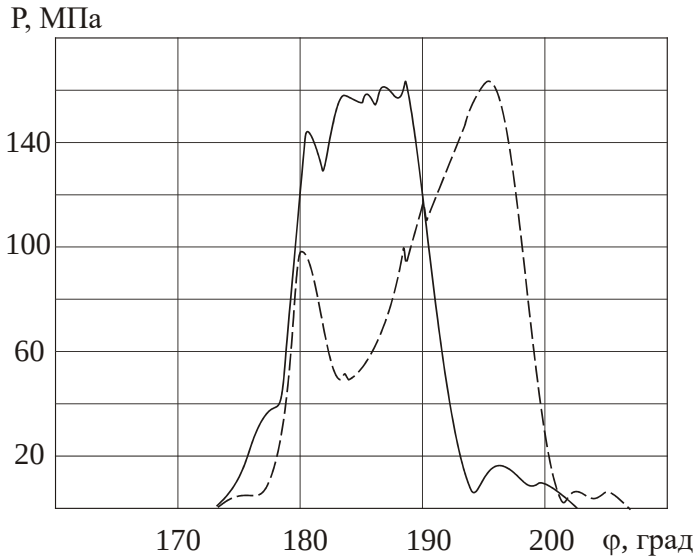


Рисунок 1. Робота паливного насосу високого тиску на різних режимах
____ - робота двигуна на економічному режимі;
_ _ _ _ - робота двигуна в режимі знижених викидів NOX

Зміна режиму роботи двигуна на режим зниженого викиду NOX відбувається протягом 15 секунд і рівень викидів NOX падає до 480 ppm (рис. 3). На рис. 2 відповідно наведено приклад зміну тиску згоряння палива у циліндрі на різних режимах роботи. При роботы паливного насосу високого тиску на режимі зниженого викиду NOX двигун починає працювати більш плавно, максимальний тиск згоряння знижується до 12,2 МПа і досягається на сто вісімдесят восьмому градусі повороту колінчастого вала, а момент початку видимого згоряння палива доводиться на сто сімдесят другому градусі повороту колінчастого вала при тиску в 11,7 МПа. Подача палива в такому режимі відбувається з предвприском, максимальний тиск палива доводиться сто вісімдесят першому градусі повороту колінчастого вала і становить 100 МПа, а максимальний тиск основного впорскування доводиться на 197-й градус повороту колінчастого вала і становить 153 МПа.

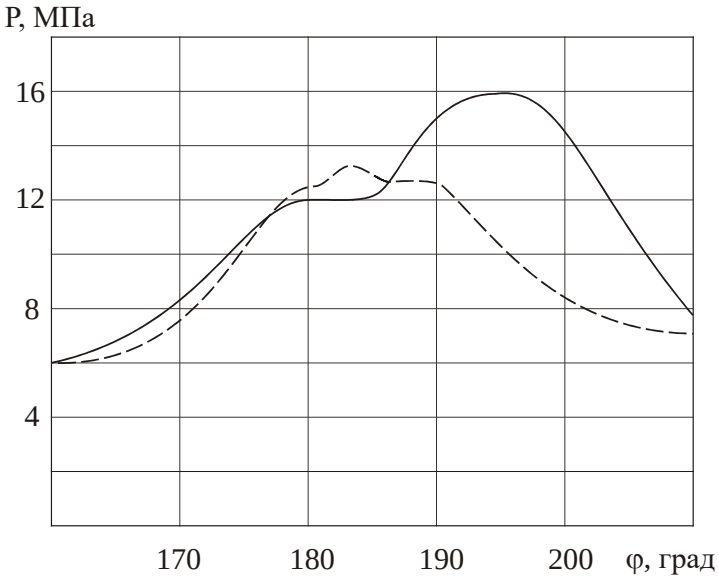


Рисунок 2. Зміна тиску згоряння палива у циліндрі на різних режимах роботи
(Позначення ті ж, що і на рис. 1)

Так само із загальних елементів паливної системи ведуться розробки більш швидкісних електромагнітних клапанів для зниження небажаних ефектів на початку і кінці подачі палива і збільшення

числа настроювальних функцій форсунки. Принцип дії п'єзоприводи заснований на зворотному п'єзоелектричного ефекту.

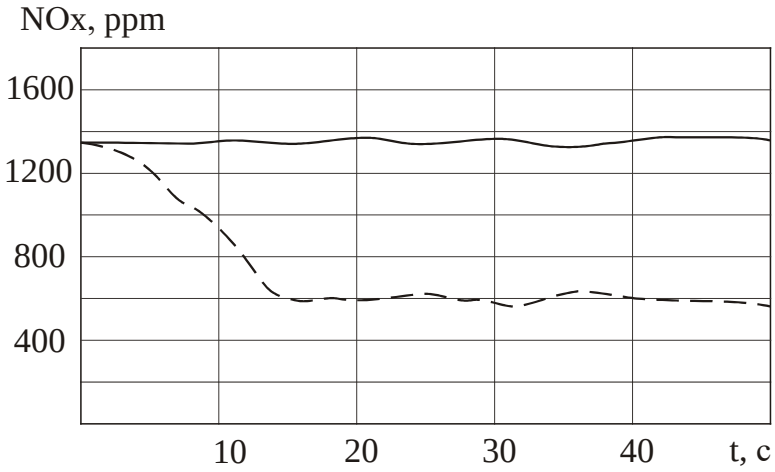


Рисунок 3. Зміни викидів NOx у відхідних газах на різних режимах роботи МОД "MAN"

Цей ефект полягає в зміні розмірів п'єзоелемента при додатку до нього напруги. Приріст довжини пьезоелемента прямо пропорційно прикладеному напрузі. Таким чином, можна управляти збільшенням довжини пьезоелемента, змінюючи напругу на його обкладках.

На рис. 4 приведений вплив зміни режиму роботи МОД на токсичні викиди NOx у відхідних газах, з якого видно, що при регулюванні режиму роботи ПНВТ із використанням подачі палива у циліндри з передпуском концентрація NOx у відхідних газах зменшується на 30...40 % при зміні режиму роботи МОД "MAN" в діапазоні потужностей 75...90 %.

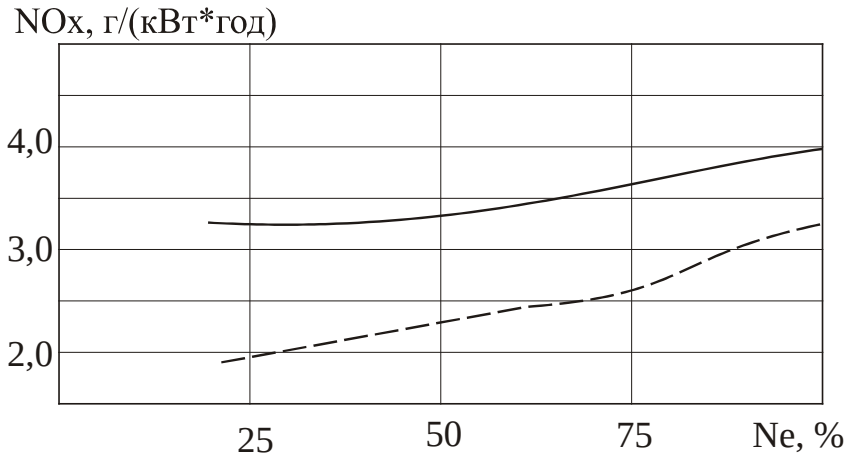


Рисунок 4. Вплив зміни режиму роботи МОД на токсичні викиди NOx у відхідних газах

З упевненістю можна стверджувати, що різноманіття конструкцій системи Common Rail, високий рівень конструювання, застосування прогресивних матеріалів і технологій дозволять виробникам підвищити рівень експлуатаційних властивостей устаткування, що випускається, а також створить передумови до забезпечення бажаних ресурсних характеристик елементної бази системи.

Висновки.

В данній роботі були проведені дослідження можливості зменшення викидів NOx у відхідних газах малообертового двигуна за допомогою регулювання режиму роботи паливного насосу високого тиску та використання подачі палива у циліндри з передпуском.

Встановлено, що зміна режиму роботи двигуна на режим зниженого викиду NOX відбувається протягом 15 секунд і рівень викидів NOX падає до 480 ppm.

Виявлено, що при регулюванні режиму роботи ПНВТ із використанням подачі палива у циліндри з передвпуском концентрація NOx у відхідних газах зменшується на 30...40 % при зміні режиму роботи МОД "MAN" в діапазоні потужностей 75...90 %.

Список літератури

[1] *Common Rail Design & Field Experience* (2015). MAN Diesel & Turbo, 21.

[2] Заблоцкий В.Ю., Солодовников В.Г. (2013). Снижение энергетических потерь в топливной аппаратуре судовых дизелей. *Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал. Одеса: ОНМУ* , 3, 46-56.

[3] Половинка, Э.М., Карпилов Ю.А. (2013). Развитие систем топливоподачи современных дизелей. *Судовые энергетические установки: науково-технічний збірник*, 31, 133-144.

[4] Иванов М. Ю., Шишкин В.А., Петров А.П. (2013). Современные средне- и высокооборотные дизели с электронными системами управления. *Двигателестроение*, 4, 40-45.

Kalinichenko I.V., Kushnaryov A., Molchanov V., Odintsov V.

THE CONTENT OF TOXIC SUBSTANCES NOX REDUCTION IN THE EXHAUST GASES OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE WHEN CHANGING THE MODE OF FUEL EQUIPMENT'S OPERATION

Annotation*. It has been shown that the required level of pressure and the required characteristics of the injection can be provided by modern systems with electronic control such as Common Rail (SRS). The introduction of such systems as one of the ways to improve fuel efficiency and increase the environmental safety of ship diesel plants is due to the stringent environmental and economic requirements for modern marine diesel engines.*

Key words*: Common Rail; fuel injection pressure; high pressure fuel pump; toxic substances.*

УДК: 621.43

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ ПРИ РОБОТІ НА МАЛИХ ПОТУЖНОСТЯХ ЗА РАХУНОК УЗГОДЖЕННЯ РОБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБОКОМПРЕСОРА

Калініченко І.В., к.т.н., доцент без в/з; Авраменко П.В., Папікян Б.Г., Трошин А.А., Янковський С.К., магістри
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
Херсонська філія, м. Херсон
kiv26@ukr.net; ORSID: 0000-0001-6765-6168

Анотація*. В умовах коли низька ефективність експлуатації турбокомпресора (ТК) і, як наслідок, дизеля призводить до значних витрат для судновласників (на паливо, ремонт ТК і дизеля, втрати ходового часу судна і т.д.) питання узгодження робочих характеристик ТК та дизеля є актуальним. Робота присвячена вирішенню задачі, пов'язаної з удосконаленням технічної експлуатації суднових дизелів на основі узгодження характеристик турбокомпресорів і дизелів з використанням регулюючого соплового апарату турбіни ТК.*

Ключові слова: *турбокомпресор; регулюючий сопловий апарат ТК; паливна ефективність.*

Актуальність теми.

На суднах морського флоту різного призначення в якості головних і допоміжних двигунів застосовують малооборотні дизелі (МОД) з турбонаддувом. Для забезпечення високих техніко-економічних показників спільної роботи суднових дизелів і системи наддуву виникає необхідність узгодження їх характеристик в процесі експлуатації при зміні потужності МОД.

Робота дизеля на змінних режимах, зміна технічного стану його і турбокомпресора (ТК) у процесі експлуатації призводить до помітних змін їх техніко-економічних характеристик: знижується ефективність і надійність експлуатації, як дизеля, так і ТК. Це призводить до того, що виникає необхідність додаткового узгодження параметрів ТК і дизеля або заміни штатного ТК на ТК, що забезпечує більш ефективну експлуатацію дизеля.

В умовах коли низька ефективність експлуатації ТК і, як наслідок, дизеля призводить до значних витрат для судновласників (на паливо, ремонт ТК і дизеля, втрати ходового часу судна і т.д.) питання узгодження робочих характеристик ТК та дизеля є актуальним.

Аналіз умов експлуатації ТК суднових дизелів показує, що часто виникає необхідність модернізації ТК або його регулювання. Це може бути викликано рядом причин: зміною основного режиму роботи дизеля; погіршенням техніко-економічних показників роботи дизеля і т.п. У всіх цих випадках потрібне узгодження параметрів роботи ТК і дизеля в умовах експлуатації на судні. Фірмами-виробниками ТК (ABB, MAN B&W та ін.) виконуються роботи по заміні і модернізації ТК, проте в літературних джерелах наводяться тільки кінцеві результати таких робіт, а методика узгодження ТК і дизеля відсутня [1, 2].

Проведений аналіз літературних джерел і особливостей умов експлуатації ТК суднових дизелів показує, що підвищення ефективності ТК і суднових дизелів на основі узгодження характеристик ТК і дизелів з урахуванням експлуатаційних факторів є актуальною і важливою науково-технічною задачею.

Мета роботи – є створення методу узгодження характеристик суднових дизелів і турбокомпресорів для підвищення ефективності їх спільної роботи з урахуванням експлуатаційних факторів.

Основна частина.

Обмеження викиду CO_2 відповідно до нової редакції Додаток VI Міжнародної конвенції МАРПОЛ 73/78 буде вирішуватися на стадії проектування та будівництва нових суден шляхом забезпечення необхідного рівня конструктивного коефіцієнта енергоефективності EEDI. Передбачається запровадження нормативів з експлуатаційного індикатору енергоефективності судна - EEOI (імовірно після 2020 р.), що служить ринковим заходом щодо обмеження викиду CO2 в експлуатації і, мабуть, цілком буде сферою відповідальності судноплавних компаній. Для розробки нормативів щодо обмеження рівня EEOI в Комітеті по захисту морського середовища IMO в 2015 р була сформована робоча група.

У публікації [3] було показано, що при зниженні експлуатаційної швидкості ходу судна до оптимальної підвищується енергоефективність судна (експлуатаційний індикатор енергоефективності EEOI зменшується на 35 – 40 %). Крім того, на цю ж величину знижується викид оксидів азоту і сірки, що припадає на тонну-милю транспортної роботи судна. Підвищення експлуатаційної енергоефективності судна за рахунок зниження швидкості ходу судна і зниження потужності головного двигуна (ГД) при високій вартості палива забезпечує також максимум річного прибутку судна. Переважна більшість морських транспортних суден обладнано одним головним малооборотних двигуном (МОД) з ізобарний наддувом.

При зниженні швидкості ходу судна до 0,7 від повної швидкості потужність головного двигуна знижується до 35% від номіналу. Тривала робота на такій потужності призводить до зниження моторесурсу двигуна.

Аналіз експлуатаційних даних показує, що судна морського флоту в масовому порядку експлуатуються на швидкостях навіть нижче 70 %, при цьому двигуни тривало працюють на потужностях менше 50 %. При цьому більшість з них має двигуни з механічним приводом ПНВТ і гідромеханічним приводом випускних клапанів. Для таких двигунів здійснити оптимальну настройку фаз подачі палива, газорозподілу і регулювання турбокомпресора при роботі на експлуатаційних режимах мінімальної потужності важко. Крім того, не всі регулювання дизеля можуть проводитися без узгодження з заводом-виробником і класифікаційним товариством, що видав міжнародне свідоцтво за викидами оксидів азоту.

Дослідження показали, що ефективним засобом забезпечення оптимального робочого процесу в широкому діапазоні режимів двигуна є регульований турбонаддув, який можна здійснити або установкою турбокомпресора з регульованим прохідним перетином соплового апарату турбіни, або використанням реєстрової системи наддуву. Обидва варіанти можуть бути реалізовані в двигунах з електронним керуванням, наприклад, на малооборотних двигунах фірми «MAH Дизель і Турбо» серії ME [4].

Результати розрахунків при використанні для МОД системи VTA

Регулювання прохідного перетину турбіни (VTA - Variable Turbine Area) виконує ся шляхом установки соплового апарату з поворотними лопатками на будь-який з вироблених серійно турбокомпресорів (ТК). Управління проводиться гідравлічними приводами. Сопловий апарат турбіни (Т) регулюється таким чином, щоб в широкому діапазоні робочих режимів двигуна забезпечувався оптимальний коефіцієнт надлишку повітря.

Докладні дані по параметрах робочих процесів при регулюванні соплового апарату відсутні. Для аналізу використовуємо результати чисельного моделювання робочих процесів суднового малооборотного дизеля 7G60ME-C9.5TIII фірми "MAH". Чисельне моделювання проводилося для наступних режимів:

1. 90% -а потужність з прохідним перетином соплового апарату Т на 100 % fт = 68 $см^2$.
2. 75% - а потужність з прохідним перетином соплового апарату Т на 100 % fт = 68 $см^2$.
3. 75% - а потужність з прохідним перетином соплового апарату Т на 75 % fт = 51 $см^2$.
4. 75% - а потужність з прохідним перетином соплового апарату Т на 50 % fт = 34 $см^2$.

На рис. 1 та 2 приведені зміни тиску стиснення та згоряння палива в циліндрах МОД на різних експлуатаційних режимах роботи з системою VTA, з яких видно, що тиск стиснення та тиск згоряння палива в циліндрі при використанні турбіни з системою VTA майже не змінюється, а при використанні турбіни без зміни режиму роботи тиск P_z зменшується на 20...25 %.

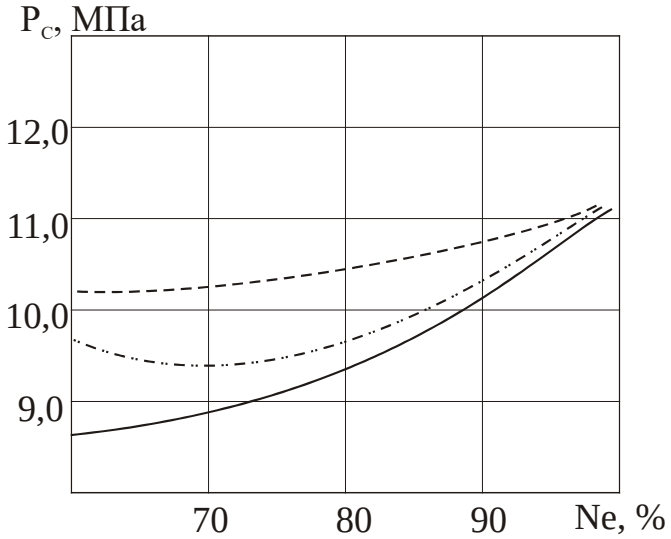


Рисунок 1. Зміни тиску стиснення палива в циліндрах МОД на різних експлуатаційних режимах роботи з системою VTA

P_C - тиск стиснення в циліндрі, МПа;

____використання не регулюючого соплового апарату турбіни з площею перетину fт = 68 см^2

- - - турбіна з регулюючим прохідним перетином соплового апарату з площею перетину fт=51 см^2;

_ . _ . _ турбіна з регулюючим прохідним перетином соплового апарату з площею перетину fт=34 см^2

Також з рис. 1 і 2 видно, що при використанні турбіни з регулюючим прохідним перетином соплового апарату з площею перетину fт=34 см^2 тиск стиснення та згоряння палива в циліндрах починає зростати лише після зниження потужності МОД до 65 % і нижче.

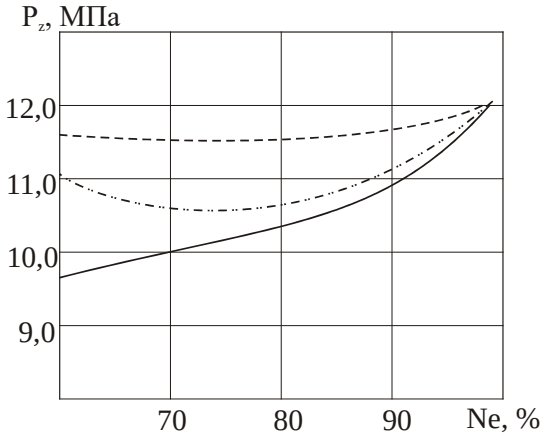


Рисунок 2. Зміни тиску згоряння палива в циліндрах МОД на різних експлуатаційних режимах роботи з системою VTA

Pz - тиск згоряння палива в циліндрі, МПа

Інші позначення, як на рис. 1.

На рис. 3 та 4 представлені залежності зміни показників роботи ТК на різних експлуатаційних режимах роботи МОД з системою турбіни VTA, з яких видно, що використання турбіни з системою VTA тиск наддуву не змінюється із зменшенням потужності МОД.

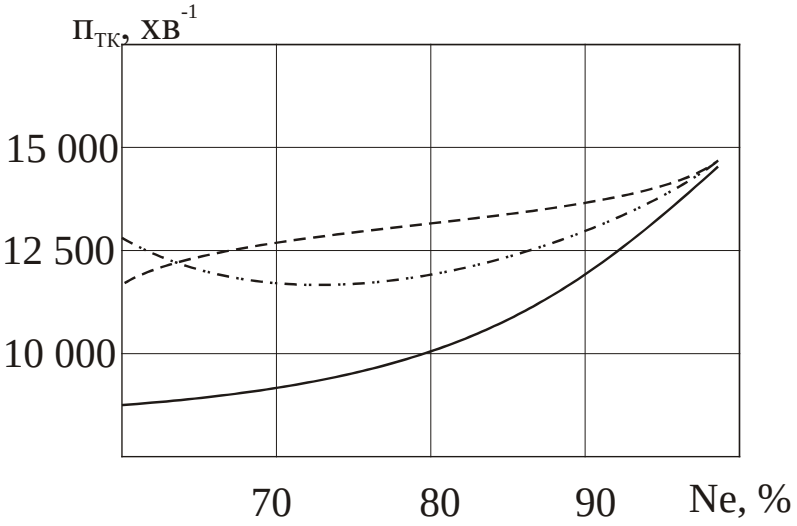


Рисунок 3. Зміни показників роботи ТК на різних експлуатаційних режимах роботи МОД з системою VTA
$n_{ТК}$ - зміна частоти обертів ТК, хв$^{-1}$
Інші позначення, як на рис. 1

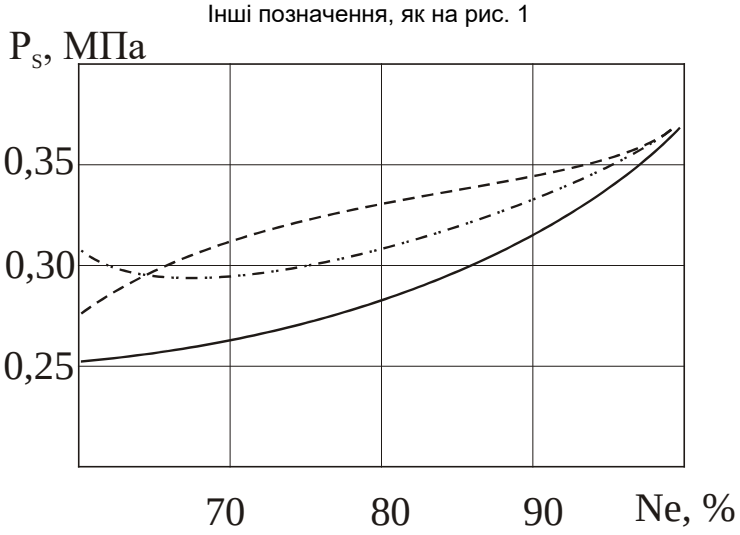


Рисунок 4. Зміни показників роботи ТК на різних експлуатаційних режимах роботи МОД з системою VTA
P_S - тиск наддуву у ресивері наддувного повітря, МПа
Інші позначення, як на рис. 1

З рис. 3 видно, що зміна частоти обертів ТК при використанні турбіни з регулюючим прохідним перетином соплового апарату з площею перетину fт = 51 см^2 зменшується лише на 9...10 % при навантаженні МОД на 75% в порівнянні з використанням не регулюючого соплового апарату турбіни, де кількість обертів зменшується 22...26 % при навантаженні МОД на 75 %.

При моделюванні процесів на 70 % потужності відповідним чином задавалися фази подачі палива і її величина відповідно до закону гвинтовий характеристики. Також в діапазоні потужностей 70 – 90 % забезпечується знижена питома ефективна витрата палива (рис. 5), знижуються викиди вуглекислого газу і вуглеводневих сполук. На рис. 6 показані залежності повної витрати палива МОД.

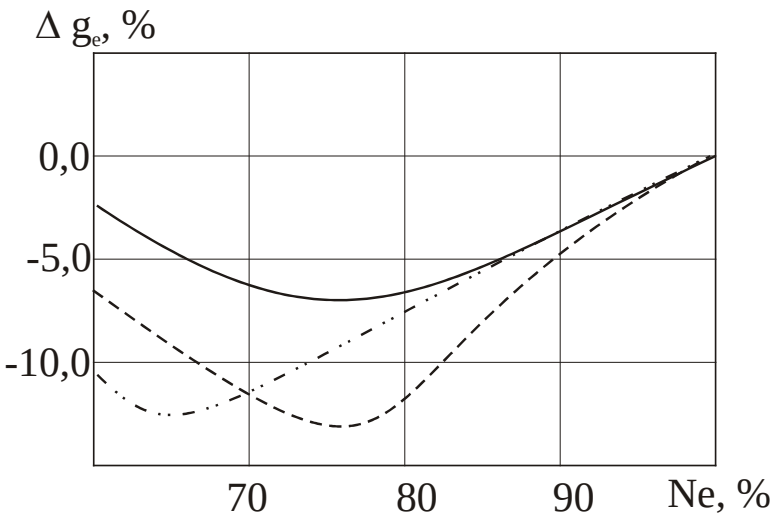


Рисунок 5. Зниження питомої ефективної витрати палива Δg_e двигуна 7G60ME-C9.5TIII фірми "MAN" на різних режимах роботи соплового апарату ТК
Інші позначення, як на рис. 1

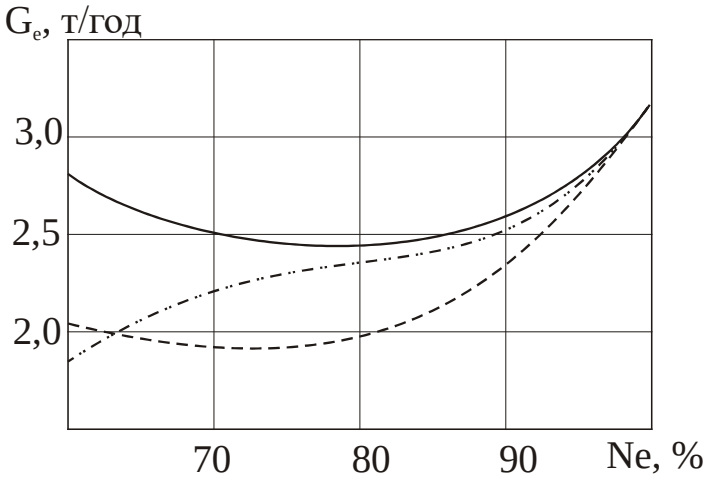


Рисунок 6. Зміна повної витрати палива МОД з використанням турбіни з регулюючим прохідним перетином
Інші позначення, як на рис. 1

З рис 5 та 6 видно, що при використанні турбіни ТК з регулюючим прохідним перетином соплового апарату з площею перетину fт = 51 см^2 та потужності МОД на 75 % зменшується витрата палива на 2,5...4,1 %. Зменшення витрати палива порівняно з використанням не регулюючого соплового апарату турбіни становить близько 6...7 г/(кВт·год), це заощаджує близько 0,5 т/год палива при навантаженні МОД на 75 %.

Вимірювання параметрів, що характеризують роботу ТК і дизелів, проводилися в умовах експлуатації на різних режимах роботи за допомогою суднових штатних і додатково встановлених приладів і пристроїв. Наприклад, вимірювання температури імпульсного газового потоку здійснювалося контактним способом за допомогою малоінерційного термометра опору, що встановлюється безпосередньо в досліджувану зону або порожнину об'єкта; витрата повітря (продуктивність компресора) визначався способом траверсування поперечного перерізу повітряного патрубка (завитки) на виході з компресора з визначенням в кожній точці параметрів: швидкості, тиску, густини.

Отримані результати показують істотне поліпшення роботи дизеля на малій потужності при зменшенні прохідного перетину турбіни в два рази. Зростають оберти турбокомпресора і, як наслідок, тиск наддуву, стиснення, згорання. Внаслідок поліпшення робочого процесу в циліндрах і підвищення заряду повітря при малій потужності зі зменшеним прохідним перетином соплового апарата ТК fт знижуються питомі витрати палива на 8 г/кВт·год і температура відхідних газів, що, безсумнівно, призведе до збільшення ресурсу дизеля

при тривалій роботі на малих потужностях. Крім того, при регульованому ft немає необхідності включати електроприводні повітродувки для забезпечення продувки циліндрів на малій потужності. Останнє дозволяє істотно зменшити витрату електроенергії (на 200 – 300 кВт·год) і тим самим підвищити енергоефективність судна.

Висновки.

В роботі були проведені розрахунки підвищення ефективності використання методів оптимізації робочих процесів головного двигуна при тривалій роботі на режимах малих потужностей.

Використання регульованого турбонаддува дозволяє істотно поліпшити роботу двигуна на режимах потужностей 65...75 %. Параметри робочих процесів відновлюються практично до значень, що відповідають режиму експлуатаційного повного ходу.

Встановлено, що при використанні турбіни ТК з регулюючим прохідним перетином соплового апарату з площею перетину $f_т$=51 см^2 та потужності МОД на 75 % зменшується витрата палива на 2,5...4,1 %. Зменшення витрати палива порівняно з використанням не регулюючого соплового апарату турбіни становить близько 6...7 г/(кВт·год), це заощаджує близько 0,5 т/год палива при навантаженні МОД на 75 %.

Список літератури

[1] David Tinsley. (2017). Racking up engine performance. *Shipping World & shipbuilding. Propulsion: turbochargers*, 10-15.

[2] CIAC Turbocharger Retrofit Customer Information and Awareness Course (2019). Retrieved from http://www.abb.com/turbocharging.

[3] Ципелкин Г.Е., Иовлев В.И. (2014). Улучшение топливной экономичности двигателей за счет оптимизации систем наддува. *Двигателестроение*, 3, 16-22.

[4] TCA. The New Turborcharger Generation. MAN B&W Diesel AG. (2019). Retrieved from http://www.mandiesel.com.

Kalinichenko I.V., Avramenko P., Papikyan B., Troshin A., Yankovsky S.

THE ENERGY EFFICIENCY OF SHIP DIESEL IMPROVING WHEN WORKING AT LOW POWER TO THE HARMONIZATION OF TURBO PERFORMANCE CHARACTERISTICS

***Annotation**. In conditions when low efficiency of operation of the turbocharger (TC) and, as a result, diesel leads to considerable expenses for shipowners (on fuel, repair of TC and diesel, loss of running time of the vessel, etc.) the question of coordination of operating characteristics of TC and diesel is actual. The work is devoted to solving the problem associated with the improvement of technical operation of marine diesels on the basis of coordination of the characteristics of turbochargers and diesels using the regulating nozzle apparatus of the turbine TC.*

***Key words**: turbocharger; regulating nozzle apparatus TC; fuel efficiency.*

УДК 621.181.27

ВИКОРИСТАННЯ ПРОГРАМНИХ ЗАСОБІВ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ЕРОЗІЙНО-КОРОЗІЙНОГО ЗНОСУ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНИХ ПОВЕРХОНЬ

Тендітний Ю.Г. старший викладач; Тендітна Н.В. старший викладач; Корнієнко В.С. к.т.н., доцент без вченого звання кафедри теплотехніки; Горячкін В.Ю. к.т.н., доцент

Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова

Україна, Херсон

nten.hfnuk@gmail.com; kornienkovika1987@gmail.com

***Аннотація**. Представлені основні положення методики оцінки ресурсу роботи металу трубних поверхонь під дією газохімічного і водохімічного режимів на основі експериментальних даних зі швидкості корозійних процесів і можливостей програмного комплексу ANSYS.*

***Ключові слова**: ресурс роботи металу, методика визначення, корозійні процеси.*

Продовження ресурсу теплоенергетичного обладнання, який на даний момент – єдиний вихід з критичного становища, дає значний економічний ефект. При рішенні проблеми забезпечення надійної і безпечної експлуатації тепломеханічного обладнання, що відпрацювало нормативний строк, важливим являється об'єктивна оцінка технічного стану обладнання, що довготривало експлуатується. Поряд з якістю

проведення діагностики важливу роль грає моніторинг технічного стану, що здійснюється на базі аналізу статистичних даних з експлуатації і результатів регламентного контролю.

В опублікованих літературних джерелах практично відсутні дані про одночасний вплив на ресурс роботи низькотемпературних поверхонь нагріву (НТПН) швидкостей корозії по газовій і водяній сторонах поверхонь нагріву. Достовірність висновку про надійність роботи трубних поверхонь нагріву в значній мірі залежить від обґрунтованості висновків, зроблених на базі розрахунків і особливо з урахуванням експериментальних даних процесів, що впливають на надійність. Саме на підставі результатів розрахунків можна виявити самі напружені елементи, які необхідно піддати детальному контролю. Тому від них, по суті, залежить надійність всієї методології оцінки досягнутого та залишкового ресурсу роботи металу тепломеханічного обладнання. Методика, що представлена в [1] розглядає ресурс роботи поверхонь нагріву при досягненні граничних станів металу при допустимому і граничних значеннях напружень і мінімально можливої товщини стінки труби під впливом газохімічного (ГХР) і водохімічного режимів (ВХР) з урахуванням даних експериментальних досліджень процесів, що впливають на надійність роботи. З огляду на рівномірний характер і низьку швидкість низькотемпературної корозії при спалюванні водомазуних емульсій з водовмістом 30 % в роботі запропонована методика оцінки ресурсу роботи металу низькотемпературних конденсаційних поверхонь нагріву при температурах поверхні металу труби вище 60 °С, при яких спостерігається рівномірна корозія. Для визначення часу розрахункового та залишкового ресурсу роботи металу, що знаходиться під впливом рівномірної корозії, представлена методика визначення мінімальної залишкової товщини металу, при якій ще забезпечується гранично допустима середня по залишковій товщині стінки труби напруга. Також представлена методика визначення розміщення мінімальної товщини стінки труби (в межах її вихідного значення до корозійного процесу) в залежності від інтенсивності корозії під одночасною або роздільною дією ГХР і ВХР.

На протязі багатьох років функціонувала система діагностики стану металу тепломеханічного обладнання, що забезпечувала їх надійну і безпечну експлуатацію, яка включала 3 складові: ефективний неруйнівний контроль; методологію визначення напруженого стану в окремих елементах і оцінку їх міцності; система службових (розрахункових) характеристик конструкційних матеріалів з урахуванням закономірностей їх зміни в процесі експлуатації. Для цього необхідно рішення задач розробки системи показників якості і оцінки стану металу при їх довгостроковій експлуатації. В [2] представлені основні принципи і проблеми забезпечення надійності та безпеки обладнання у вигляді схеми на рис. 1 процесу вичерпання ресурсу (т) за критеріями високотемпературної повзучості, малоцикловой втоми [2, 3] і інтенсивності корозійних процесів [4] на різних етапах життя тепломеханічного обладнання, як до вироблення призначеного (паркового) ресурсу, так і за його межами.

Необхідно пояснити, що термін "призначений ресурс" (або "призначений термін служби") має узагальнене значення: це перш за все ресурс, встановлений для певної номенклатури обладнання (вузлів і елементів) у відповідній нормативній документації. Зокрема, для відповідальних елементів тепломеханічного обладнання це "парковий ресурс", або при відсутності такого призначення це розрахунковий ресурс, який встановлюється заводом виробником обладнання, або ресурс, що встановлюється спеціалізованою науково-дослідною організацією.

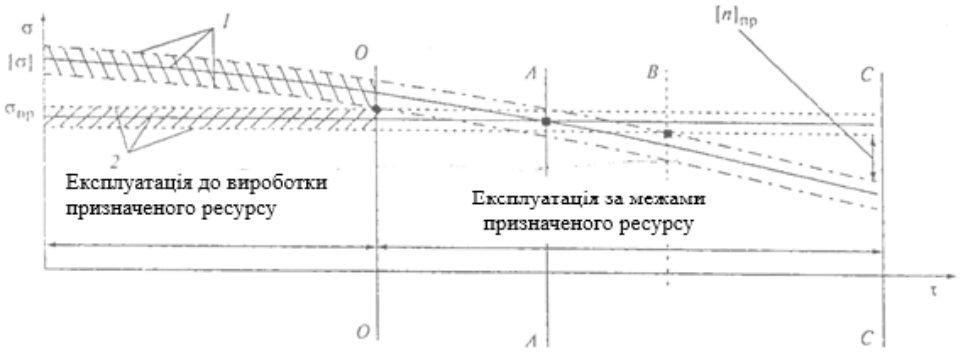


Рис. 1. Методика оцінки напружень і продовження строку служби тепломеханічного обладнання в міру вичерпання ресурсу роботи металу:
1 - смуга розкиду допустимих напружень [σ]; 2 - смуга розкиду наведених (еквівалентних) напруг [$\sigma_{пр}$]; заштриховані ділянки області гарантованого дотримання нормативних запасів міцності; [$n_{пр}$] - гранично-

допустимий коефіцієнт запасу міцності; ■ - кордони областей призначеного і індивідуального ресурсів відповідно (призначений - це розрахунковий ресурс, який встановлюється заводом - виробником устаткування, або за відсутності того й іншого - ресурс, який встановлюється спеціалізованої науково-дослідницькою організацією)

Лінія О-О на рис. 1 обмежує період експлуатації обладнання до вироблення призначеного (паркового) ресурсу і проходить через точку перетину нижньої межі смуги розкиду допустимих напружень [σ] металу з верхньою межею смуги розкиду діючих в конструкції наведених еквівалентних напружень $\sigma_{пр}$. Це означає - на даному часовому відрізку (заштрихована область) гарантується, що розрахунковий коефіцієнт запасу міцності n_a буде не менше нормативного значення. В межах цього періоду часу виконується штатний (регламентний) контроль металу і при позитивних його результатах обладнання допускається в експлуатацію до чергового (із заданою періодичністю) контролю. Після досягнення паркового ресурсу уточнюються геометричні характеристики елементів, визначаються еквівалентні параметри експлуатації і, як правило, фактичні властивості металу. За результатами цієї роботи встановлюються фактичні коефіцієнти запасу міцності і період експлуатації обладнання на стадії продовженого ресурсу. Ця стадія складається з двох етапів: на першому виконується умова дотримання нормативних запасів міцності (період експлуатації від О-О до А-А або до В-В в залежності від фактичних коефіцієнтів запасу міцності), на другому здійснюється робота обладнання на знижених до гранично допустимого рівня запасах міцності (цикл експлуатації від А-А або В-В до С-С). У період експлуатації на стадії продовженого ресурсу діагностика стану металу проводиться в рамках процедури експертизи промислової безпеки, яка включає в себе поряд з розширеним контролем металу інтегральну оцінку технічного стану та залишкового ресурсу обладнання.

При допуску в експлуатацію обладнання на знижених запасах міцності (за умови позитивних результатів контролю металу) призначений термін продовження ресурсу повинен підтверджуватися розрахунком живучості "слабких" вузлів, тобто оцінкою їх довговічності на стадії розвитку умовного макродефекту. Аналогічного виду схеми можуть бути використані для ілюстрації процесу вироблення ресурсу конструкції за критеріями малоцикловой втоми або за умовами корозійного зносу. У першому випадку замість поточної координати часу т буде використовуватися координата циклічного напрацювання *N*, а замість смуги розкиду допустимої напруги [σ] - смуга розкиду допустимої амплітуди напруг ([σ_a]), тобто фактично крива малоциклової втоми. У другому випадку допустиме напруження (в межах смуги розкиду) буде зберігатися незмінним в часі, а наведена напруга буде монотонно збільшуватися з підвищенням напрацювання т через обумовлене корозійним зносом зменшення товщини стінки елемента. Характерні точки перетину кривих на таких схемах будуть позначати межі встановлюваних ресурсів.

Управління індивідуальною надійністю об'єкту за межами призначеного ресурсу (індивідуального ресурсу всіх конкретних небезпечних елементів), у принципі, не може розглядатися з позицій класичної теорії надійності, оскільки індивідуальні властивості даної системи (властивість матеріалу, структура, технологія виготовлення, зміна цих параметрів) не можуть бути вивчені за допомогою стохастичного підходу, що лежить в основі цієї теорії [5].

На рис. 2. показана схема вірогідності відмов енергоустаткування в різні періоди його експлуатації при спалюванні стандартних сірчистих палив і при спалюванні водопаливних емульсій.

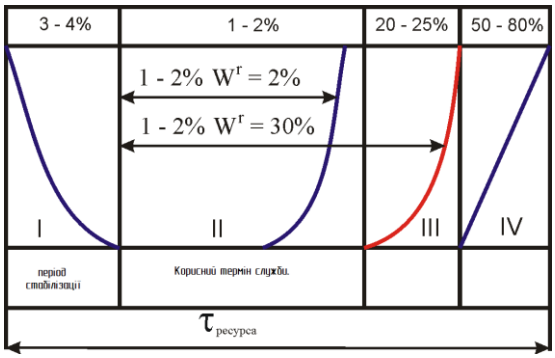


Рис. 2. Схема вірогідності відмови енергоустаткування в різні періоди експлуатації при спалюванні стандартних сірчистих палив і при спалюванні водопаливних емульсій

Неточності класичної теорії надійності полягають саме в тому, що в ній використовуються одні і ті ж закони механіки руйнування, що застосовуються до всіх конструктивних елементів, що знаходяться як у фазі стабілізації структури металу, так і у фазі стійкої його роботи і фазі передзруйнування, де вже працюють абсолютно інші механізми пошкодженості на макро-, мікро- і мезоурівнях, де тимчасові характеристики процесу руйнування реалізуються дуже швидко, аж до лавиноподібного спонтанного руйнування.

При використанні сірчистих мазутів спостерігається нерівномірна і локальна корозія. Пошкоджуваність на будь-якому масштабному рівні може зароджуватися тільки в локальній зоні досліджуваної деталі (зоні слабкої ланки), які можливо попередньо знайти за допомогою програмного комплексу ANSYS. Системи моніторингу та оперативної діагностики повинні базуватися на цьому принципі. За допомогою ANSYS є можливість одержати розподіл напруг в металі і при різних видах локальних корозійних процесів (приклади приведені на рис. 3.

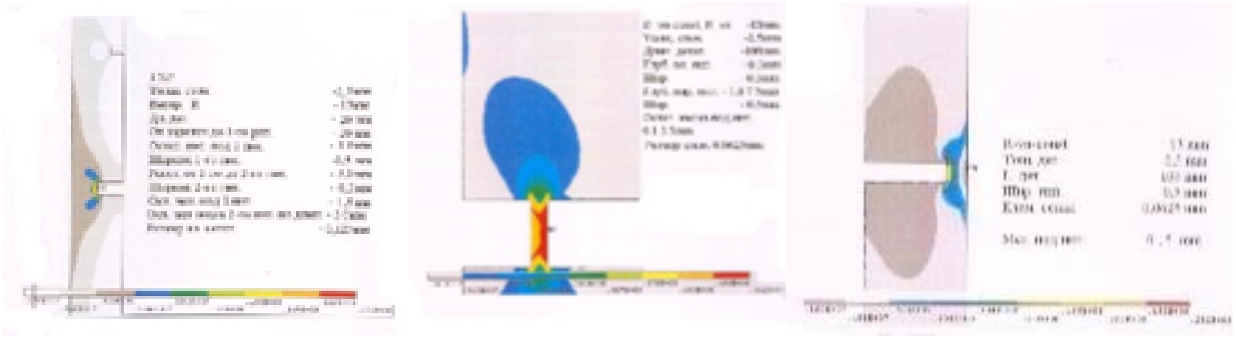


Рис. 3. Приклади визначення напружень в локальних зонах під дією:
а) ГХР; б) ГХР та ВХР; в) ВХР

Це дає можливість при накладанні значень епюр в центрі пошкодження або по внутрішній поверхні (по глибині пошкодження порівняти значення $\sigma_{екв}$ під остаточною товщиною стінки під пітінгом $\delta_{ост}$ з $\sigma_{екв}$ при однаковій товщині $\delta_{ост}$ при рівномірній корозії (коли відсутнє локальне пошкодження металу), а також прийняти остаточне рішення по залишкових товщинах металу при експертній оцінці остаточного ресурсу роботи металу поверхні нагрівання (по інтенсивності корозії зі сторони дії ГХР, ВХР або одночасній їх дії), а також рекомендувати допустиме значення тиску середовища в трубі.

Чисельний розрахунок методом кінцевих елементів виконувався за допомогою програмного комплексу ANSYS двома способами: на основі тривимірної моделі і розв'язанням двовимірної задачі. В останньому випадку для обчислення напружень в зоні розташування виразок і пітінга завдання умовно було зведено до вісесиметричної розрахункової схеми з'єднання циліндричної оболонки (труби). При цьому граничні умови задавалися виходячи з аналітичного рішення задачі для пружного навантаження циліндра внутрішнім тиском. Чисельний розрахунок напруженого стану в розглянутих зонах труби виконувався без урахування температури металу, тобто тільки від впливу внутрішнього тиску. Вплив значення температури металу враховується шляхом визначення допустимого значення напруги конкретної марки сталі, з якої виготовлена НТПН (по довідковим даним).

Розрахункова схема корозійного процесу під впливом ГХР і ВХР представлена на рис. 4.

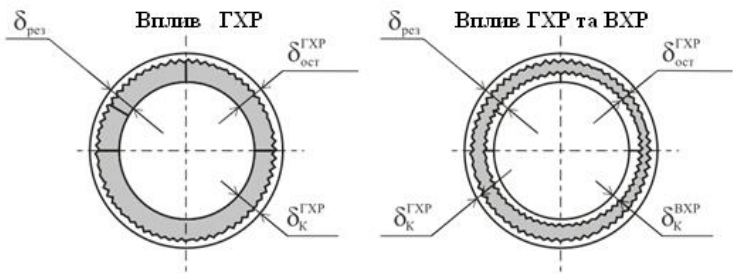


Рис. 4. Розрахункова схема корозійного процесу під впливом ГХР і ВХР та ГХР режимів

З потоншенням стінки труби ростуть напруги в металі, що призводить до інтенсифікації корозійного процесу. Тому маючи дані про величину напружень при кожній залишковій товщині, знаходимо коефіцієнт посилення інтенсивності корозії, як відношення $\sigma_{екв}$ при початковій товщині $\delta_{поч}$ труби до $\sigma_{екв}$ при поточній залишковій товщині труби $\delta_{зал}$. Тому необхідно коригувати значення залишкового ресурсу металу за залишковою товщиною стінки труби з урахуванням прискорення корозії.

При наближенні до меншого значення $\delta_{ост}$, тобто чим тонше $\delta_{ост}$, тим більше вирівнюються значення $\sigma_{окр}$,$\sigma_{екв}$, $\sigma_{рад}$ по товщині металу, (при напругах вище допустимого значення на графіках (рис. 5) $\sigma_{окр}$, $\sigma_{екв}$, $\sigma_{рад}$ подані горизонтальними лініями.

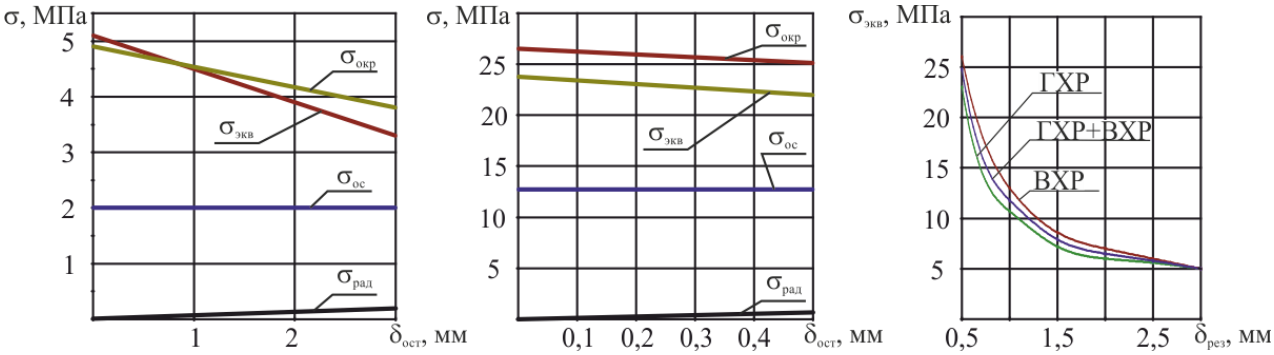


Рис. 5. Розподіл напружень по товщині труби (результати обробки за допомогою програмного комплексу ANSYS)

При зменшенні діаметру труби внаслідок корозії при однаковій залишковій товщині $\delta_{ост}$ спостерігається менше значення напруги. Чим швидкість корозії на зовнішній поверхні металу труби вище внутрішньої корозії, тим менше значення $\sigma_{екв}$, на внутрішній поверхні. Під впливом корозійно-активного ГХР при однаковому $\delta_{ост}$ напруги нижчі, ніж під впливом ВХР. Чим вище інтенсивність корозії на внутрішній поверхні труби, тобто чим більшу корозійну активність допускає ВХР, тим більша напруга σ. Це означає, що критичне значення σ, при якому наступає руйнування металу, настане при більшій залишковій товщині. Графіки залежності напруги в металі при одночасному впливі ГХР і ВХР (рис. 5) представлені при однаковій інтенсивності корозії з зовнішньої і внутрішньої сторони. За цих режимах напруги займають проміжне значення між залежностями напружень під впливом ВХР і ГХР. Представлені на рис. 6 розрахункові залежності зміни напружень під впливом одного ГХР і одночасного впливу ГХР і ВХР при 2-х значеннях вихідної товщини труби 2,5 і 3 мм показують, що при однаковій швидкості корозії тривалість надійної роботи металу збільшується при більшій вихідній товщині труби. Посилення інтенсивності корозії збільшує напруження в металі і скорочує ресурс його роботи. Такі ж результати отримані при проведенні розрахунків за допомогою комплексу ANSYS.

Результати розрахунків, проведених аналітичним шляхом і при використанні програмного комплексу ANSYS, узгоджуються між собою і задовільно збігаються з даними розрахунків для гладкої труби, під дією внутрішнього тиску, при рівномірній корозії, що підтверджує достовірність цих розрахунків. При виникненні локальних пошкоджень ANSYS дає можливість визначення локальних напружень, значення яких завжди більше напружень, що виникають у непошкодженому металі труби. Застосування методу кінцевих елементів дозволяє побудувати епюри напружень в районі локальних корозійних пошкоджень, що складно отримати при ручних аналітичних розрахунках.

Ці епюри (рис. 7) дозволяють по розташуванню і величині максимальних і локальних напруг визначити небезпечну зону пошкоджень металу і прийняти рішення про необхідність заміни ділянки труби. Наявність «плям» максимальних напружень під пітінгами, виразками вказує на хибність проведення перевірочних розрахунків на міцність за залишковою мінімальною товщиною металу, як це здійснювалося раніше після проведення товщинометрії.

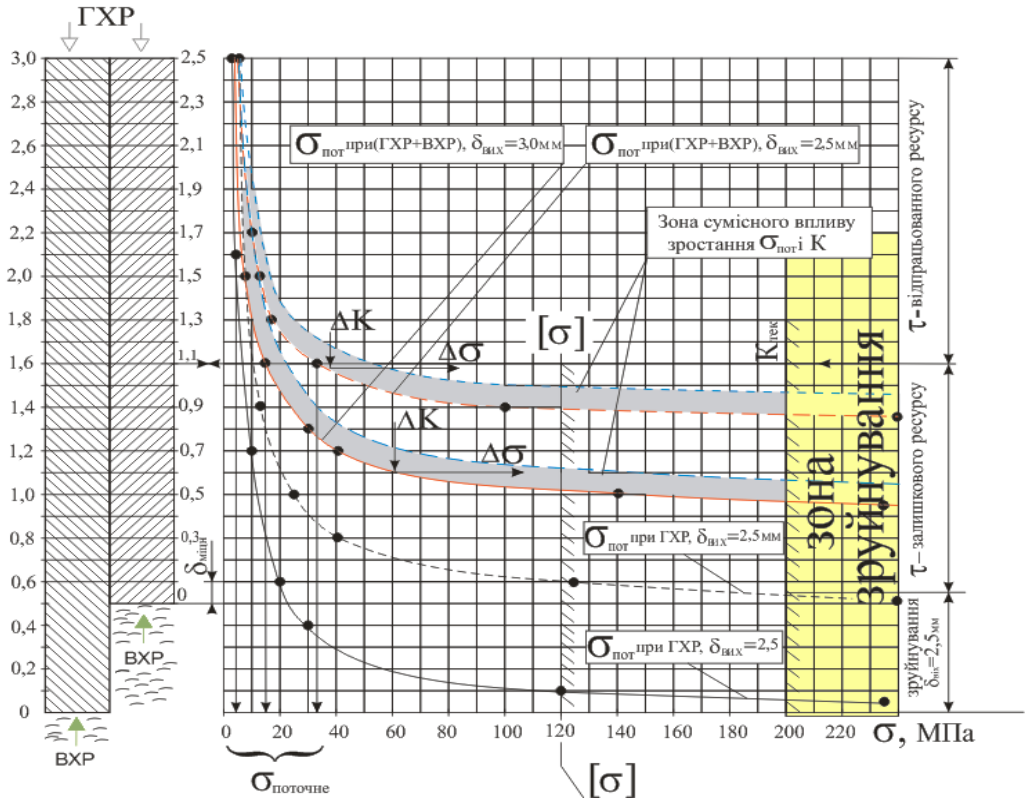


Рис. 6. Розподіл напружень при рівномірній корозії по товщині труби при різних вихідних товщинах металу (2 і 3 мм)

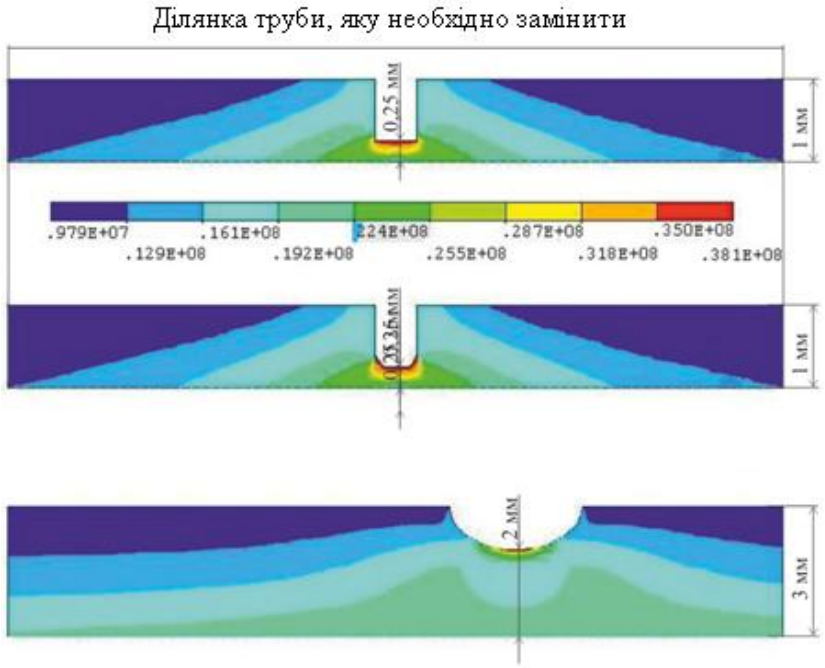


Рис. 7. Топографії розподілу $\sigma_{екв}$ по товщині труби при різних видах локальної корозії, що має місце при спалюванні безводних сірчистих палив під плівкою конденсату сірчаної кислоти

Висновок. Застосування програмного комплексу ANSYS надає можливість розширити оцінку рівня значень локальних напруг в металі остаточної товщини стінки труби з врахуванням запропонованої методики визначення положення остаточної товщини стінки труби в залежності від швидкості корозійних процесів під дією ГХР і ВХР режимів роботи, що забезпечує можливість прийняти правильне рішення про продовження роботи конкретного елементу НТПН або його заміни.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Тендитный, Ю.Г., Тендитная, Н.В., Горячкин, В.Ю., Корниенко, В.С. (2018). Определение ресурса работы низкотемпературных поверхностей нагрева. Вісник Приазовського державного технічного університету. Серія: Технічні науки, 37, 52-60.
[2] Гринь, Е.А. (2013). Возможности механики разрушения применительно к задачам прочности, ресурса иобоснования безопасной эксплуатации тепломеханического энергооборудования. Теплоэнергетика, 1, 25-32.
[3] Резинских, В.Ф., Гринь, Е.А. (2013). Современные проблемы обеспечения безопасности тепломеханической оборудования при продлении сроков его службы. Теплоэнергетика, 1, 17-24.
[4] Колбасенко, О.В., Димо, Б.В., Горячкін, А.В., Корнієнко, В.С. (2018). Результати досліджень низькотемпературної корозії при спалюванні водопаливних емульсій. Вісник Приазовського державного технічного університету. Серія: Технічні науки, 37, 44-52.
[5] Бараненко, В.И., Бакиров, М.Б., Олейник, С.Г., Янченко, Ю.А. (2003). Использование программных средств для расчета эрозионно-коррозионного износа элементов трубопроводных систем АЭС. Теплоэнергетика, 11, 21-24.

Tenditniy Yu.G., Tenditna N.V., Kornienko V.S., Goryachkin V.Yu.

Use of software for calculation of erosion-corrosion wear of low-temperature surfaces

The main provisions of the method of estimating the service life of metal pipe surfaces under the action of gas-chemical and water-chemical regimes on the basis of experimental data on the speed of corrosion processes and the capabilities of the software package ANSYS are presented.

Keywords: metal life, method of determination, corrosion processes.

УДК 621.181.27

РЕЗУЛЬТАТИ КОМПЛЕКСНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ФІЗИКО-ХІМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В КОТЛАХ ПРИ СПАЛЮВАННІ ВОДОПАЛИВНИХ ЕМУЛЬСІЙ

Горячкін В.Ю. к.т.н., доцент
Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, Херсон
daryag2010@gmail.com

Аннотація. *Представлені результати експериментальних і аналітичних досліджень фізико-хімічного регулювання на основі застосування водопаливних емульсій з водовмістом біля 30%, що дозволило покращити якість процесу горіння, знизити інтенсивність низькотемпературної і високотемпературної корозії, знизити температуру відхідних газів, застосувати конденсаційні поверхні, підвищити ККД котлів, запропонувати комплексну технологію застосування водопаливних емульсій.*

Ключові слова*: водопаливні емульсії, горіння, корозійні процеси, теплова ефективність, зниження токсичності газів.*

З метою досягнення підвищення техніко-економічних показників енергетичних установок застосовуються методи фізико-хімічного регулювання на основі застосування альтернативних палив шляхом зміни фізико-хімічних властивостей і складу палив: насамперед введення води (або пари) і спалювання водопаливної емульсії (ВПЕ).

Практично відсутні дані з допустимого значення і впливу солевмісту і водовмісту ВПЕ на швидкість низькотемпературної (НТК) та високотемпературної корозії (ВТК), а значить на техніко-економічні показники енергоустановок. Проблеми інтенсивності низько-та високотемпературної корозії не зв'язується з такою важливою характеристикою, як фізико-хімічні властивості мінеральної частини палива і води, застосовуваної для готування ВПЕ. Можливість використання нафтомастиловмістких вод в якості вторинних паливно-енергетичних ресурсів також вимагає визначення допустимого солевмісту ВПЕ. Відсутні конкретні дані з

кількості і можливості одержання додаткової кількості прісної води при використанні нафтомастиловмістких вод.

В публікаціях не розглядається можливість створення комплексної технології ефективного використання всіх паливно-енергетичних і водних ресурсів на суднах при спалюванні ВПЕ, що забезпечувало би майже безвідходне їх використання при одночасному забезпеченні працездатності елементів паливоспалюючих агрегатів суднових енергетичних установок, з підвищенням значень техніко-економічних показників і зниженням викидів токсичних шкідливих речовин в атмосферу і водне середовище.

У Херсонській філії НУК ім. адм. Макарова була спроектована, побудована експериментальна установка (рис. 1) і налагоджена її робота з метою визначення якісних показників фізико-хімічних процесів горіння ВПЕ, а також корозійних процесів високотемпературних (ВТПН) і низькотемпературних поверхонь нагрівання (НТПН) енергетичних установок, проблем впливу кавітаційної підготовки води і самої ВПЕ на рівень екологічних і техніко-економічних показників при спалюванні ВПЕ.

З метою визначення показників якості горіння палив і ВПЕ, впливу потоку газів на корозійні процеси і величини обсягів токсичних газів проведено 25 серій досліджень при спалюванні дизельного пального, мазутів М40 і М100 з вмістом сірки від 0,7 до 2 %, водовмісту ВПЕ від 2 до 30 % при коефіцієнтах надлишку повітря від 1,01 до 3.

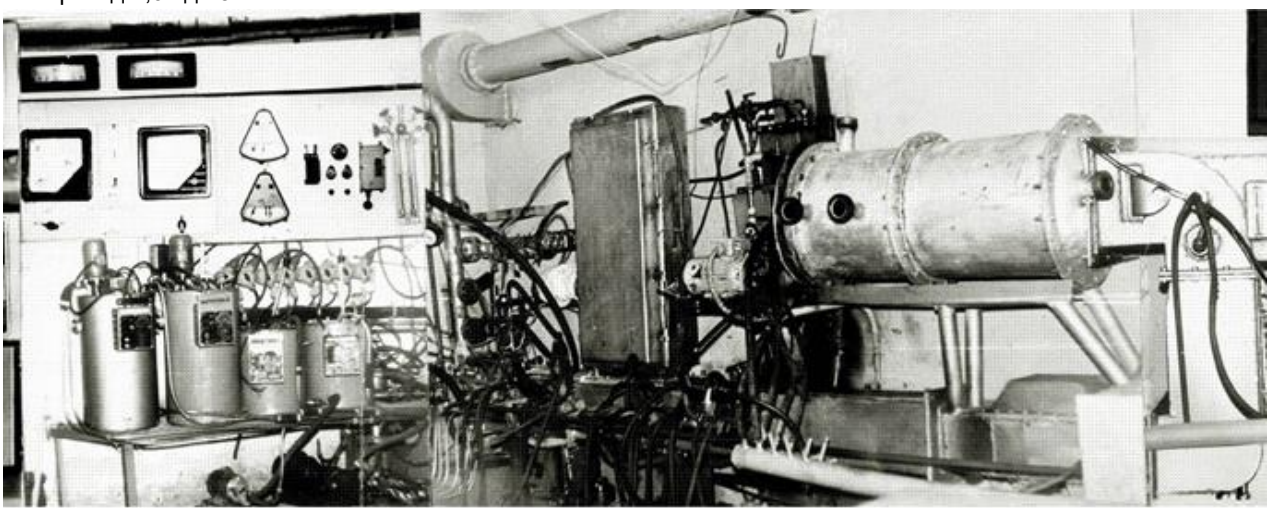


Рис. 1. Загальний вид експериментальної установки

Практично відсутні конкретні відомості про перебіг корозійних процесів на поверхнях нагріву котлів при використанні ВПЕ, а опубліковані нечисленні дані носять якісний характер. Це зумовило необхідність розробки науково-прикладної задачі підвищення надійності й довговічності суднових котлів і, отже, необхідність отримання кількісних даних щодо інтенсивності НТК низькотемпературних поверхонь нагріву при спалюванні ВПЕ, оскільки саме вони визначають не тільки надійність роботи котлів при глибокій утилізації димових газів, але і рівень температури вихідних газів, економічні показники та, як наслідок, ефективне використання палива і вторинних енергоресурсів суднових енергетичних установок (СЕУ).

В результаті виконання науково-дослідної роботи «Підвищення ефективності суднових котлів при спалюванні водопаливних емульсій» (к.т.н., професор Горбов В.М., к.т.н. Горячкін А.В.) отримано рішення важливої для суднової енергетики науково-прикладної задачі підвищення надійності і довговічності суднових котлів при спалюванні ВПЕ за рахунок зниження інтенсивності НТК до економічно прийнятного рівня (0,2…0,3 мм/рік) при температурах поверхонь нагріву, нижчих за температуру точки роси пари сірчаної кислоти (до 70...80 °С), що забезпечує комплексне використання палив і вторинних енергоресурсів. Вперше одержані залежності збитку металу НТПН суднових котлів унаслідок корозії від вмісту сірки в паливі $\Delta G = f(S^r)$, надлишку повітря $\Delta G = f(\alpha)$ і водовмісту емульсії $\Delta G = f(W^r)$ при спалюванні ВПЕ, які можуть бути використані у вигляді порівняльних характеристик інтенсивності НТК при відповідних режимах роботи котлів, а також для прогнозування працездатності суднових котлів. Вперше виявлені закономірності перебігу процесів НТК в області температур стінки $t_{ст}$ = 70...150 °С при спалюванні ВПЕ з водовмістом W^r до 30 % при різних режимах: коефіцієнтах надлишку повітря α = 1,15...1,45 і вмісту сірки S^r в паливі від 0,7 до 2 %, які показують, що швидкість корозії майже в 5 разів нижча, ніж при спалюванні необводненого палива навіть при низьких

надлишках повітря, при практично відсутньому "кислотному піку" корозії. Отримані залежності швидкості корозії від температури стінки $K = f(t_{ст})$ при $\tau = 100$ год практично характеризують реальну інтенсивність корозійних процесів при експлуатації котлів. Установлено, що середнє значення швидкості корозії $K_{сер}$ при спалюванні ВПЕ з водовмістом $W^r = 30$ % і підвищеному значенні α (1,45) в 1,5 рази нижче від $K_{сер}$ при $\alpha = 1{,}01$ у разі спалювання необводненого палива [1].

Ефективність використання теплоти спалювання палива може бути підвищена шляхом глибокого охолодження продуктів згоряння нижче температури точки роси, що є практично єдиною можливістю зниження температури відхідних газів утилізаційного котла (УК) при одночасному забезпеченні надійності роботи, екологічності та економічності когенераційної установки, що можливо при спалюванні ВПЕ.

Дослідження проблем корозії і забруднення НТПН утилізаційних котлів при використанні сірчистих ВПЕ з надлишками повітря α більше 1,5, визначення термічного опору шару забруднень, відсутність в нормативних документах розрахунку конвективних поверхонь нагріву рекомендацій щодо визначення коефіцієнтів забруднення для сухих і конденсаційних поверхонь нагріву особливо при температурах стінки $t_{ст}$ нижче температури точки роси пари сірчаної кислоти при різних значеннях водовмісту ВПЕ і швидкості газів визначають актуальність науково-дослідної роботи «Підвищення ефективності теплоутилізаційних контурів когенераційних установок при використанні водопаливних емульсій» (к.т.н., професор Андреєв А.А., к.т.н. Корнієнко В.С.) [2]. В результаті виконання роботи встановлено, що у разі використання ВПЕ з водовмістом 30 % при температурах стінки $t_{ст}$ нижче температури точки роси пари сірчаної кислоти при значеннях коефіцієнта надлишку повітря α від 1,5 до 3 та вмісті сірки у вихідному паливі до 2 % інтенсивність НТК в 3,3 рази нижче, ніж при застосуванні палива з водовмістом 2 %. Отримані залежності коефіцієнта забруднення від температури стінки $\varepsilon_з = f(t_{ст})$ НТПН при застосуванні рідкого палива і ВПЕ при періодичності очищення $\tau = 1000$ годин дозволяють визначати межі значень $\varepsilon_з$ при температурах стінки $t_{ст}$ для сухої ($t_{ст}$ = 210…140 °С), пароріднної ($t_{ст}$ = 140…120 °С) і конденсаційної зон ($t_{ст}$ = 120…70 °С). Встановлено, що для сухих поверхонь нагріву при використанні ВПЕ з водовмістом 30 % та температурах стінки $t_{ст}$ більше 130 °С коефіцієнти забруднення $\varepsilon_з$ приблизно в 2,5 рази нижче, ніж для мазуту з водовмістом 2 %. Показано, що для конденсаційних поверхонь нагріву при використанні ВПЕ з водовмістом $W^r = 30$ % коефіцієнти забруднення $\varepsilon_з$ майже в 10 разів вищі порівняно з сухими поверхнями і тому на основі проведених досліджень кінетики забруднення встановлено, що у разі використання ВПЕ для отримання високих значень коефіцієнтів теплопередачі $k_з$, теплової ефективності ζ конденсаційних поверхонь рекомендується зменшити періодичність між очищеннями до 8 годин. Для сухих поверхонь нагріву при температурах стінки $t_{ст}$ вище 140 °С періодичність очищення рекомендується 2500…3000 годин. Результати розрахунків показали, що у разі застосування ВПЕ з водовмістом $W^r = 30$ % і конденсаційної поверхні нагріву теплова потужність УК зростає на 25 % порівняно з використанням мазуту при одночасному зниженні концентрації оксидів азоту і сірки на 65 %.

Дані про масообмін пари кислоти і інтенсивності забруднення поверхонь нагріву забруднення НТПН допоміжних котлів при спалюванні ВПЕ, особливо при температурах стінки нижче температури точки роси, нечисленні і носять якісний характер. Практично відсутні дані про інтенсивність масообміну пари кислоти, склад відкладень, ефективність і екологічні показники роботи допоміжних котлів.

В результаті виконання науково-дослідної роботи «Підвищення екологічних і техніко-економічних показників суднових котлів при спалюванні водопаливних емульсій» (к.т.н., доцент Половець Ю.О., к.т.н. Акімов О.В.) отримані експериментальні дані з кінетики і динаміки забруднень НТПН при спалюванні ВПЕ з W^r від 2 до 30 % у допоміжних котлах при значеннях α до 1,5. Визначені величини концентрацій твердих і сажових частинок до і після НТПН при спалюванні ВПЕ, а також на їх основі встановлено залежності ефективності осадження і уловлювання конденсаційної НТПН цих частинок. Розрахунковим шляхом отримані залежності емісії бензапирена від водовмісту ВПЕ і коефіцієнта надлишку повітря [3].

Підвищення вимог на викиди шкідливих речовин в атмосферу і водне середовище СЕУ разом із проблемою зростання цін на паливні ресурси, відсутність даних: з впливу водовмісту і рівня кавітаційної обробки на ефективність спалювання ВПЕ, а також на абсорбційні і корозійні властивості продуктів згоряння; з сумісного впливу солевмісту і водовмісту (з урахуванням режиму горіння) на інтенсивність ВТК, яка визначає максимально допустимі температури металу при забезпеченні допустимого рівня швидкості корозії, а також на інтенсивність НТК, яка визначає мінімально допустиму температуру метала, від якої залежать значення температури відхідних газів і можливості забезпечення глибини утилізації їх теплоти і підвищення ККД допоміжних котлів; з впливу солевмісту і визначення його допустимого впливу на можливість спалювання нафтомастиловмістких вод і нафтозмивок визначають значимість й актуальність досліджень з підвищення техніко-економічної ефективності суднових котельних установок фізично-хімічною корекцією складу ВПЕ.

В результаті виконання науково-дослідної роботи «Підвищення техніко-економічної ефективності суднових котельних установок фізико-хімічною корекцією складу водопаливних емульсій» (к.т.н., професор Шевченко В.В., д.т.н., професор Шевцов А.П., старший викладач Філіпщук О.М.) отримане комплексне рішення завдань з підвищення техніко-економічної і екологічної ефективності, а також працездатності СЕУ, які забезпечуються при спалюванні ВПЕ на основі мазутів (вміст сірки 1,8 %, водовміст 25…30 %, дисперсність 1…2 мкм). При «жорсткій» кавітаційній обробці прісної води після електродіалізатора під впливом кавітаціної обробки разом з дією сильного електричного поля з'являється можливість забезпечити економію чистого палива при горінні в топках допоміжних котлів до 25…27 %, а також спалювання нафтомастиловмістких вод (і нафтозмивок в танкерах) при доведенні їх солевмісту до 180 мг/дм^3 з додатковою «жорсткою» кавітаційною обробкою. При цьому знижується інтенсивність ВТК до рівня, при якому досягається підвищення максимально допустимої температури металу на 10…20 °С при допустимому значенні швидкості корозії на рівні 0,2…0,3 мм/рік. У складі димових газів утворюється співвідношення NO_2 : NO на рівні 0,33, що підвищує абсорбційні властивості сірчистих газів і забезпечує пасивацію вуглецевої сталі у конденсаті сірчаної кислоти при температурах металу в межах 130…70 °С і знижується інтенсивність НТК до рівня 0,3…0,12 мм/рік в діапазоні значень температури металу 130…70 °С при солевмісті ВПЕ 17…490 мг/дм^3. Це дозволяє знизити температуру відхідних газів до 80…100 °С, підвищити ККД допоміжних котлів на 10…15 % і збільшити глибину утилізації теплоти вихлопних газів до 65 %. Знижується концентрація NO_x в 3,8 разів, SO_2 в 2,5 рази, CO_2 в 1,4 рази в порівнянні з викидами при спалюванні мазуту з вмістом сірки ~2 %. Використання електродіалізних опріснювачів для отримання додаткової необхідної кількості опрісненої води (ділюату і католіту) з установкою додаткових електродів забезпечує зменшення витрат електроенергії в 1,25 рази, а також комплексне використання водних ресурсів на судні: ділюату з властивостями дистиляту для підготовки ВПЕ, а католіту з лужними властивостями для зрошення насадки скрубера з метою забезпечення інтенсифікації абсорбційних процесів [4].

Виконаний комплекс науково-дослідних робіт з фізико-хімічного регулювання корозійних процесів дозволив одержати патент [5] на спосіб зниження НТК, що обумовлює можливість підвищення техніко-економічних показників роботи котлів (рис. 2).

Великі діапазони зміни параметрів, що визначають ефективність спалювання ВПЕ, пояснюється не тільки різними якісними показниками органічного палива і води (для якої досі не регламентовані необхідні значення параметрів для підготовки ВПЕ), але передусім технологією підготовки ВПЕ і необхідними кінцевими значеннями характеристик підготовленої ВПЕ, які забезпечать найкращі комплексні показники ефективності спалювання ВПЕ: економічність, екологічність, надійність. І тому необхідно звернути увагу на якісну підготовку ВПЕ. Існує багато систем підготовки ВПЕ, в яких основним завданням є отримання тонкодисперсної емульсії, що забезпечує стабільність складу при зберіганні. Але прийнятними параметрами підготовленої ВПЕ слід вважати ті їх значення, які забезпечать високу якість процесу горіння при високих економічних і екологічних показниках та надійності роботи паливоспалювальних агрегатів (ДВЗ, ГТД, котлів).

Згідно останніх сучасних публікацій при кавітаційному режиму течії води і органічних рідин спостерігається явище гідролюмінесценції, що пояснюється електричною теорією появи в кавітаційному середовищі вільних електронів і позитивних іонів як у рідині, так і в об'ємі пароповітряних пухирців. Такі ж процеси проходять і при кавітаційній підготовці ВПЕ, що повинно привести до проходження процесів холодної плазми в наслідок дії мікровибухів.

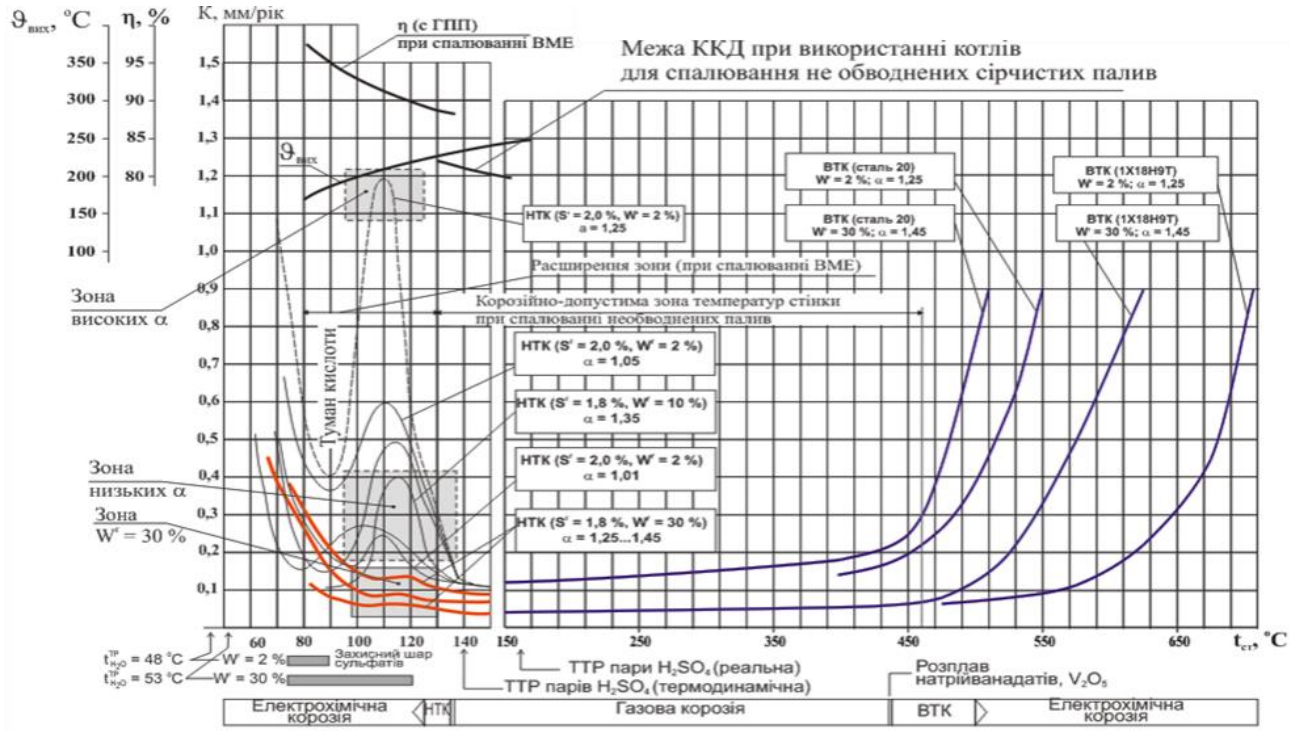


Рис. 2. Вплив інтенсивності НТК і ВТК на надійність і техніко-економічні показники роботи котлів

В даний час не існує однозначної думки щодо визначення адіабатної (розрахункової) температури T_a горіння ВПЕ, значення якої залежить від величини тепловиділення в камері згоряння (особливо при зміні водовмісту ВПЕ). Визначення значення T_a є визначальним при проведенні теплотехнічних розрахунків паливоспалювальних агрегатів (при складанні теплових (енергетичних) балансів, при визначенні величини ККД, при розрахунку теплообміну в топках котлів).

В результаті виконання науково-дослідної роботи «Підвищення техніко-економічної і екологічної ефективності енергетичних установок при спалюванні водопаливних емульсій» (к.т.н., професор Димо Б.В., аспірант Колбасенко О.В.) отримано розподіл концентрацій H_2, CO, CH_4 по довжині, по центру і біля стін камери згоряння і оцінити внесок реакцій горіння H_2 та CO, CH_4 в процес тепловиділення в камері згоряння (КЗ). На підставі зіставлення витрат ВПЕ і чистого палива в складі ВПЕ і проведених аналітичних досліджень визначити внесок реакції рекомбінації H^+ у величину корисного тепловиділення в КЗ. На основі аналітичних досліджень отримана залежність значень адіабатної температури T_a від водовмісту W^r ВПЕ. Отримана залежність концентрацій оксидів NO і NO_2 у складі NOx, співвідношення їх концентрацій, яке визначає абсорбційні властивості димових газів спільно з оксидами SO_2 і збільшує інтенсивність очищення газів при застосуванні скруберних технологій, а також забезпечує процес пасивації поверхні вуглецевої сталі 20. Згідно із запропонованим електрохімічним механізмом горіння ВПЕ при мікровибухах її крапель внаслідок надлишку електронів і іонів у ВПЕ, підготовленої у спеціальній кавітаційно-рециркуляційній паливній системі з кавітаційним індексом близьким до 1, створюються умови для електричного пробою, лавинного потоку електронів і появи згустків низькотемпературної плазми. Встановлене зниження значень теплових втрат від хімічного недопалу q_3 і механічного недопалу q_4, зменшення втрати теплоти з відхідними газами q_2 внаслідок зменшення об'єму газів та зниження температури відхідних газів дозволяють збільшити ККД котлів на 10 %; інтенсифікація променистого теплообміну в 1,2 рази (внаслідок зменшення коефіцієнта екстінції, конвективної складової теплообміну в топці в 1,5 рази і зменшення забруднень поверхонь нагріву в топці під впливом звукового поля внаслідок мікровибухів і електричних розрядів) призводять до зменшення габаритів топки при спалюванні ВПЕ; інтенсифікація конвективного теплообміну під впливом звукового поля в 1,5 рази призводять до зменшення габаритів конвективних поверхонь нагріву [6].

В науково-дослідній роботі «Визначення ресурсу роботи низькотемпературних поверхонь нагріву» [7] запропонована методика оцінки ресурсу роботи металу НТПН при температурах поверхні металу труби вище 60 °С, при яких спостерігається рівномірна корозія. У роботі представлена методика проведення

розрахункових досліджень одночасного впливу корозійних процесів по газовій і водяній сторонах труб і порівняльної оцінки ресурсу роботи НТПН при досягненні граничних станів металу при допустимому і граничних значеннях напружень і мінімально можливої товщини стінки труби під впливом газохімічного і водохімічного режимів з урахуванням даних експериментальних досліджень процесів, що впливають на надійність роботи. Для визначення часу розрахункового та залишкового ресурсу роботи металу, що знаходиться під впливом рівномірної корозії, представлена методика визначення мінімальної залишкової товщини металу, при якій ще забезпечується гранично допустима середня по залишковій товщині стінки труби напруга (рис. 3).

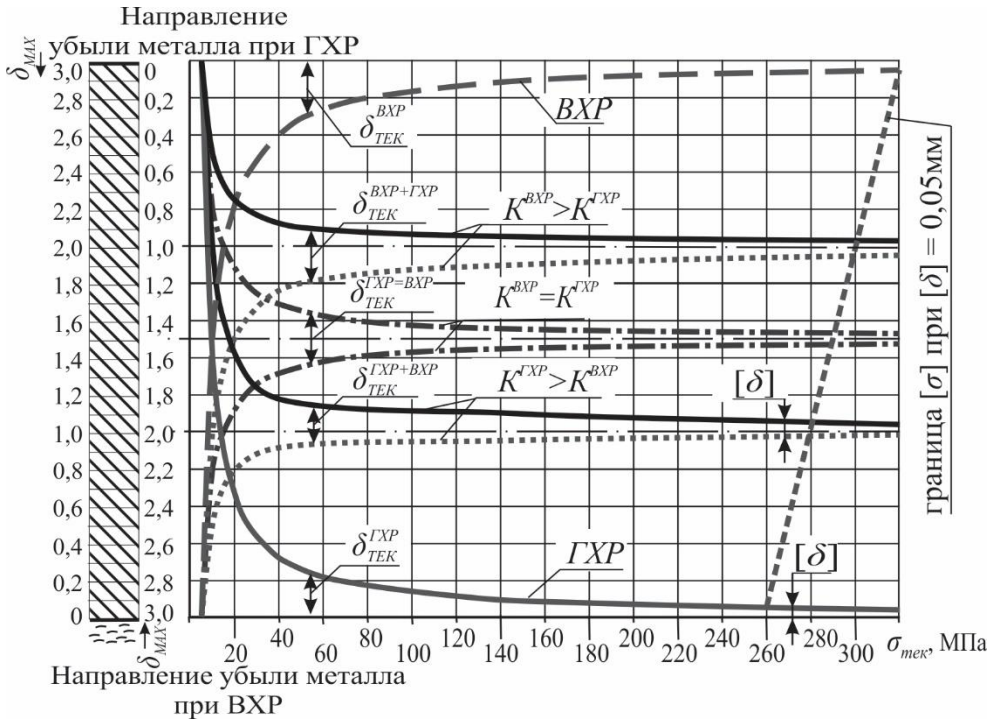


Рис. 3. Розподіл поточних значень напруг $\sigma_{тек}$ при зміні товщини стінки труби δ_{min} під впливом газохімічного і водохімічного режимів

Особливістю комплексної технології, що пропонується, являється використання явища кавітації на етапах спеціальної електродіалізної обробки води для її підготовки для ВПЕ і процесу спалювання ВПЕ, а також підготовки активізованого за рахунок кавітації католіту (одного з продуктів електродіалізної обробки води, що використовується в розгляданій комплексній системі) для зрошення скруберів, циклонів [8].

Взаємодія і послідовність процесів і відповідно досліджень, що забезпечують створення технології підвищення ефективності комплексного використання паливо-енергетичних і водних ресурсів покладені в основу способу підготовки ВПЕ для енергетичних установок, в яких спалюється сірчисте органічне паливо на який одержано патент на винахід UA №115037C2.

Можливість вирішення комплексу поставлених задач у запропонованій технології забезпечується спалюванням ВПЕ з конкретно рекомендованим значенням водовмісту (W^r = 29…31 %), бо такий склад ВПЕ суттєво впливає не тільки на проходження теплових і фізично-хімічних процесів по всьому тракту паливоспалюючих агрегатів (починаючи із зони горіння і до зрізу димової труби), а й спрямовує їх у необхідному напрямку.

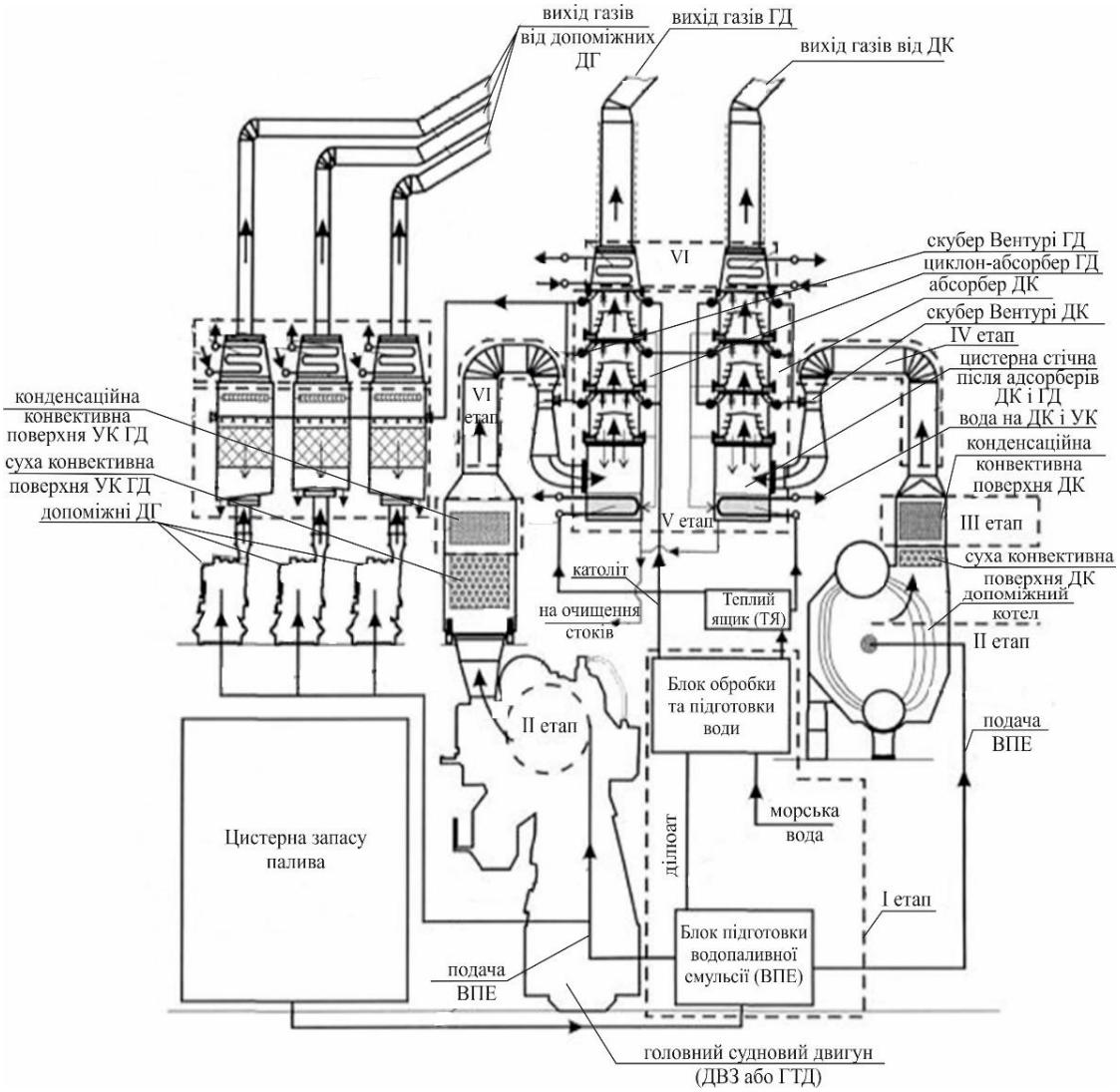


Рис. 4. Схема суднових енергетичних установок, що рекомендується, при застосуванні пропонуємої технології при спалюванні водопаливної емульсії на основі сірчистих палив

За результатами виконаних робіт отримано 4 патенти і опубліковано біля 200 друкованих робіт. Великий обсяг робіт з наладки роботи експериментальної установки, проведення експериментальних робіт і обробці результатів досліджень виконаний завідувачем теплотехнічних лабораторій Херсонської філії НУК ім. адм. Макарова Іутінським В.О. і інженером Стояновою Д.С.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Горячкін, А.В. (2008). Підвищення ефективності суднових котлів при спалюванні водопаливних емульсій [автореферат дисертації], 24 с.

[2] Корнієнко, В.С. (2018). Підвищення ефективності теплоутилізаційних контурів когенераційних установок при використанні водопаливних емульсій [автореферат дисертації], 21 с.

[3] Акимов, А.В. (2007). Влияние конденсации паров на низкотемпературных поверхностях нагрева котлов на их экологические показатели. Наукові праці: Науково-методичний журнал. Техногенна безпека, 61(48), 39-45.

[4] Філіпщук, О.М., Колбасенко О.В. (2020). Підвищення техніко-економічної ефективності суднових котельних установок при спалюванні водопаливних емульсій. Збірник наукових праць НУК, 1(466), 47-52.

[5] Горячкін, В.Ю., Горячкін, А.В., Акімов, О.В., Корнієнко, В.С. (2012). Спосіб захисту металу низькотемпературних поверхонь нагріву котла від сірчанокислотної корозії. Патент №99408. Опубліковано 10.08.12, Бюл. №15.

[6] Філіпщук, О.М., Колбасенко О.В. (2019). Теплові і шкідливі викиди димових газів при спалюванні водопаливних емульсій. Збірник наукових праць НУК, 3(466), 47-52.
[7] Тендітний, Ю.Г., Тендітний, Ю.Г., Горячкін, В.Ю., Корнієнко, В.С. (2018). Определение ресурса работы низкотемпературных поверхностей нагрева. Вісник Приазовського державного технічного університету. Серія: Технічні науки, 37, 52-60.
[8] Горячкін, В.Ю., Горячкін, А.В., Акімов, О.В., Корнієнко, В.С., Філіпщук, О.М., Тендітний, Ю.Г. (2017). Спосіб підготовки водопаливної емульсії для енергетичних установок, в яких спалюється сірчисте органічне паливо. Патент №115037. Опубліковано 11.09.17, Бюл. №17.

Goryachkin V.Yu.

Results of complex studies of physicochemical processes in boilers during of water-fuel emulsions combustion

The results of experimental and analytical studies of physicochemical regulation based on the use of water-fuel emulsions with a water content of about 30%, which improved the quality of combustion process, reduce the intensity of low-temperature and high-temperature corrosion, reduce the temperature of exhaust gases, apply condensing surfaces of boilers, offer a comprehensive technology for the use of water-fuel emulsions.
Keywords: water-fuel emulsions, combustion, corrosion processes, thermal efficiency, reduction of gas toxicity.

УДК 621.438-712.8

ТЕХНОЛОГІЯ АЕРОТЕРМОПРЕСОРНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ В СИСТЕМАХ РЕЦИРКУЛЯЦІЇ ВІДХІДНИХ ГАЗІВ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

Коновалов Дмитро Вікторович, к.т.н., доцент; Максимов Віталій Іванович, викладач; Халдобін Віктор Павлович, аспірант.
Херсонська філія Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова
Україна, м. Херсон
dimitriyko79@gmail.com

Анотація. *Проаналізовано ефективність застосування аеротермопресора в схемі з рециркуляцією відхідних газів для суднового малообертового двигуна. Встановлення пропонується перед скрубером, що дозволяє зменшити його теплове навантаження і зменшити протитиск в системі газовихлопу. Запропоноване рішення дозволяє забезпечити зменшення питомої витрати палива на 1,5–1,7%.*
Ключові слова*: аеротермопресор; термогазодинамічна компресія; рециркуляція.*

Вступ.

Для сучасних енергетичних установок на базі двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) заходи із зменшення шкідливих викидів в атмосферу вимагають додаткових зовнішніх енергетичних витрат. Наприклад, особливості утворення оксидів азоту NOx вимагають необхідність до зниження максимальної температури горіння палива в циклі. Однак, при цьому зниження цієї температури зменшує енергетичну ефективність ДВЗ.

Звідси виникає необхідність до створення еколого- і енергоефективних технологій, які забезпечать зменшення шкідливих викидів і при цьому компенсують негативний вплив на паливно-енергетичну ефективність ДВЗ.

Одним з перспективних напрямків є, на сьогоднішній день, застосування струминних термопресорних технологій [1, 2], в основі яких лежить використання процесу термогазодинамічної компресії, який у свою чергу, дозволить забезпечити охолодження і одночасне підвищення тиску газового потоку в схемно-конструктивних рішеннях із нейтралізації шкідливих речовин у відхідних газах ДВЗ.

Постановка мети та задач дослідження.

Провідні двигунобудівні фірми Світу такі як MAN Diesel, Wartsila, Caterpilar та інш. проводять постійні дослідження щодо виявлення впливу на навколишнє середовище шкідливих токсичних речовин, що входять до складу відхідних газів суднових двигунів, а також ведуть пошуки ефективних способів, які б дозволили б скоротити ці викиди [3-8].

Основними шкідливими компонентами в відхідних газах є діоксид вуглецю CO_2, оксиди азоту NOx, оксиди сірки SOx.

Оксиди азоту утворюються в зонах з високою температурою, які мають місце в фазах кінетичного і дифузного згоряння. Найбільш висока температура виникає в локальних зонах при кінетичному згорянні, коли ймовірність виникнення таких зон найбільш висока. Тому, чим більше температура процесу згоряння, тим більше оксидів азоту [9-10].

Міжнародні вимоги щодо викидів оксидів азоту NOx, оксидів сірки SOx і твердих частинок визначаються конвенцією MARPOL (додаток VI – "Положення про запобігання забрудненню повітря з суден") [11]. Відповідно до правил, викиди NOx з будь-якого дизельного двигуна, що встановлено на судні, побудованому після 01.01.2016, повинні відповідати рівню Tier III при роботі в зоні контролю викидів NOx.

Існує цілий ряд способів і методів зниження викидів шкідливих газів на сучасних суднах. Як показує порівняльний аналіз, найбільш ефективним способом зниження викидів оксидів NOx і SOx є використання рециркуляції відхідних газів (EGR-технологія): зменшення викидів NOx складає 70 %, зменшення SOx – 19 % [12].

Для суднових малообертових дизелів використовують дві основні схеми EGR-технології [11, 13]:

1) система рециркуляції байпасування з одним наддувним турбокомпресором (застосовується для двигунів із діаметром циліндру до 700 мм);

2) система рециркуляції з двома або більше турбокомпресорами (застосовується для двигунів із діаметром циліндру більше 700 мм).

Одним з недоліків системи рециркуляції відхідних газів є збільшення протитиску через додаткові втрати тиску в скрубері та теплообміннику-охолоджувачі, а це, у свою чергу, сприяє погіршенню паливної економічності ДВЗ.

Слід зауважити, що створення надійного і ефективного теплообмінника для охолодження рециркуляційних газів являє собою складну задачу через відкладення та забруднення від цих газів [14, 15].

До перспективних теплообмінників-охолоджувачів які можна було б застосувати в системі рециркуляції відхідних газів слід віднести контактні теплообмінники струминного (газодинамічного) типу – термопресори (або аеротермопресори) [2, 16, 17]. Перевагами таких теплообмінників є компактність і простота конструкції, до того ж, вони окрім охолодження забезпечують також і певне підвищення тиску [18-19], що може дозволити зменшити вплив протитиску в системі рециркуляції та знизити витрати роботи на додаткове стиснення рециркуляційних газів в вентиляторі (або в електрокомпресорі).

Аеротермопресор – це двофазний струминний апарат для контактного дисперсного охолодження, в якому за рахунок відведення теплоти від газового потоку відбувається підвищення тиску газу та його охолодження. При відповідній організації процесів випарного контактного динамічного охолодження виникає ефект термогазодинамічної компресії (термопресії) – явище, при якому відбувається підвищення тиску газу в процесі миттєвого випаровування води, що упорскується в газовий (повітряний) потік, прискорений до швидкості, близької звуковій. При цьому на випаровування води відводиться теплота від газу (повітря), в результаті чого знижується його температура.

Мета дослідження – аналіз ефективності способу охолодження відхідних рециркуляційних газів аеротермопресором для суднового малообертового дизельного двигуна.

Основні результати.

При аналізі ефективності застосування запропонованого рішення порівняння здійснено на основі базової схеми з рециркуляцією відхідних газів. Дані схеми застосовуються для зниження шкідливих викидів газів (CO_2, NOx, SOx) для малообертових двигунів фірми МАН (відповідно до умов Tier III). При цьому застосовується байпасування частини відхідних газів з наступних охолодженням і одночасним конденсуванням (очищенням) екологонебезпечних газів в скрубері та доохолодженням в теплообміннику-охолоджувачі газу до температури, що дорівнює температурі повітря в ресивері. До складу системи входять скрубер, охолоджувач, вологовідділювач, вентилятор і система підтримки розчину NaOH з насосом і баком.

Система рециркуляції працює наступним чином: відхідні гази кількістю до 30–40 % через клапан з ресиверу відпрацьованих газів подаються в скрубер, де вони частково охолоджуються і очищуються при розпиленні води форсунками. Потім гази охолоджуються в теплообміннику-охолоджувачі газу, конденсат відводиться в конденсатовідводнику, а очищений і охолоджений газ подається в вентилятором або електрокомпресором в повітряний ресивер, де він змішується із повітрям [11].

Схемні рішення розглянуто для суднового малообертового дизельного двотактного двигуна man b&w марки 6g70me-c9.5. Для аналізу використовувався програмний комплекс ceas [20]. Розрахунок зроблено для наступних експлуатаційних характеристик: навантаження на двигун – 90 %; потужність – n_e = 19656 квт; частота обертання – n_e = 80,1 $хв^{-1}$; питома витрата умовного палива – g_e = 169,8 г/(квт·год) при iso.

Розрахунок характеристик двигуна проводився в всьому можливому діапазоні часткових навантажень (30–100 %), а також для наступних умов:

1) Iso – температура повітря на вході турбокомпресора $t_{п1}$ = 25 °с, температура охолоджуючої води в охолоджувачі наддувного повітря t_{w1} = 25 °с, відносна вологість повітря – $\varphi_{п1}$ = 30 %;

2) Тропічна зона –$t_{п1}$ = 45 °с, t_{w1} = 36 °с, $\varphi_{п1}$ = 60 %;

3) Холодна зона –$t_{п1}$ = 10 °с, t_{w1} = 10 °с, $\varphi_{п1}$ = 60 %.

Параметри відхідних газів, які йдуть на рециркуляцію та процеси їх газодинамічного охолодження в аеротермопресорі розраховували за розробленою методикою та програмою з використанням рівнянь термодинаміки та газодинаміки потоку [18–21].

Для забезпечення ефективного охолодження відхідних газів в системі рециркуляції раціонально встановлення аеротермопресора перед скрубером (рис. 1). В даному випадку аеротермопресор забезпечить підвищення тиску газу, що, у свою чергу, зменшить протитиск газового тракту двигуна і, відповідно, зменшить навантаження на вентилятор або електрокомпресор. До того ж, виходячи з умов небезпеки низькотемпературної сірчистокислої корозії, даний апарат забезпечить охолодження відхідних газів до температури вище точки роси. Таке рішення також зменшить теплове навантаження на скрубер і поверхневий охолоджувач газу.

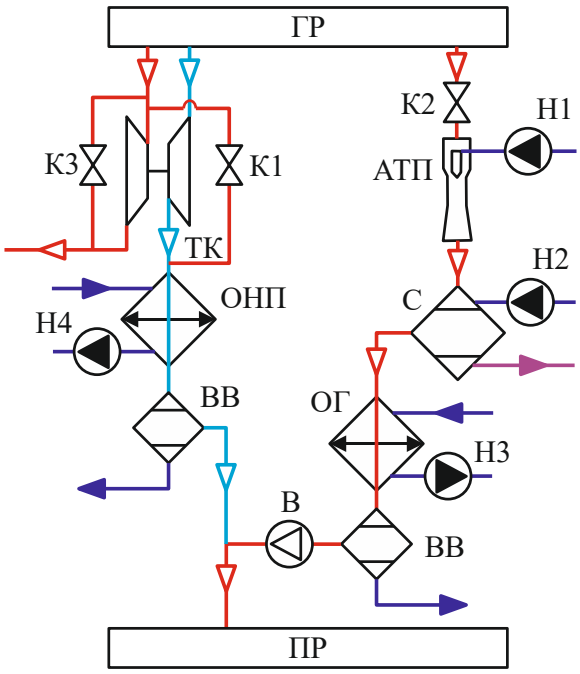


Рис. 1. Схема рециркуляції відхідних газів із аеротермопресором: Н1, Н1, Н3, Н4 – насоси; ТК – турбокомпресор; К1 – байпасний клапан EGR; К2 – клапан регулювання системи EGR; К3 – байпасний клапан на лінії відхідних газів; ГР – газовий ресивер; ПР – ресивер наддувного повітря; ВВ – воловідділювач; АТР – аеротермопресор; ОГ – охолоджувач газу; ОНП – охолоджувач наддувного повітря; В – вентилятор; С – скрубер

Уприскування слід здійснювати кількістю води понад необхідну для випаровування (не менш як 10 %). Таке рішення необхідно для забезпечення більшого ефекту від підвищення тиску в результаті термогазодинамічної компресії (за рахунок зменшення втрат на тертя), з одного боку, і для забезпечення умов до вприскування рідини в скрубері. Це дозволить зменшити навантаження по витраті води на вприскування в скрубері, а також частково або повністю компенсує втрати тиску.

Застосування аеротермопресора перед скрубером системи рециркуляції відхідних газів дозволяє підвищити тиск відхідних газів, що байпасуються через турбокомпресор двигуна, на 0,2–0,4 · 10^5 Па (6–12 %) (рис. 2). При цьому зниження температури в результаті ефекту термогазодинамічної компресії становить $\Delta T_{атп}$ = 150–300 К. Необхідна для випаровування кількість води в аеротермопресорі становить G_w = 0,35–0,50 кг/с ($g_{w.атп}$ = 5–8 % від витрати відхідних газів – рис. 4), при цьому коефіцієнт рециркуляції склав $K_р$ = 0,12–0,20 при витраті води на скрубер – $g_{w.egr}$ = 0,02–0,04 (2–4 %).

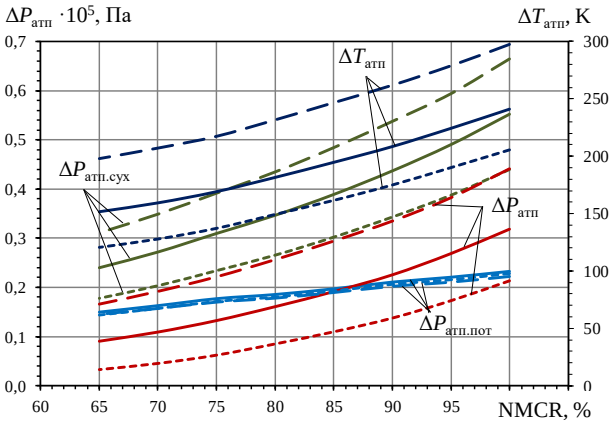


Рис. 2. Залежності підвищення тиску в АТП без врахування тертя ΔPатп.сух, підвищення тиску в АТП із врахування тертя ΔPатп, втрат на тертя ΔPатп.пот, зниження температури газа при охолодженні в АТП ΔTатп від навантаження на двигун NMCR:

_____ - умови ISO ($t_{пов1}$ = 25 °C; t_{w1} = 25 °C);

__ __ __ - тропічні умови ($t_{пов1}$ = 45 °C;t_{w1} = 36 °C);

_ _ _ _ _ - холодна зона ($t_{пов1}$ = 10 °C; t_{w1} = 10 °C)

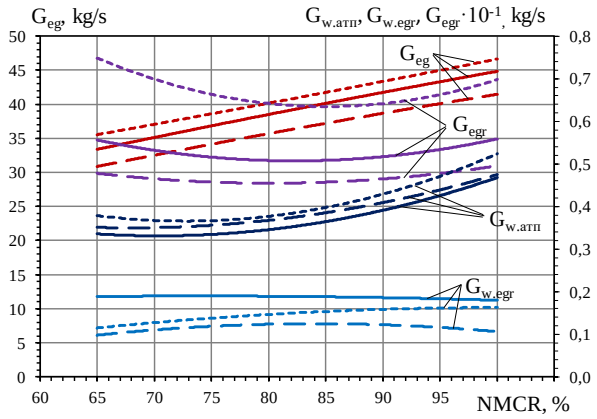


Рис. 3. Залежності зміни витрати вихлопних відхідних газів G_{eg}, витрати рециркуляційного газу G_{egr}, витрати води на вприскування в АТП $G_{w.атп}$, витрати води на вприскування в скрубері $G_{w.egr}$ від навантаження на двигун NMCR:

_____ - умови ISO ($t_{пов1}$ = 25 °C; t_{w1} = 25 °C);

__ __ __ - тропічні умови ($t_{пов1}$ = 45 °C;t_{w1} = 36 °C);

_ _ _ _ _ - холодна зона ($t_{пов1}$ = 10 °C; t_{w1} = 10 °C)

Підвищення тиску в аеротермопресорі дозволяє зменшити протитиск в системі газовихлопу, а відтак, і зменшити навантаження на вентилятор системи рециркуляції відхідних газів. Так потужність вентилятора знизилася з $N_{вент}$ = 120–160 кВт до $N_{вент.атп}$ = 20–110 кВт (рис. 4). В холодній зоні при навантаженні на двигун вище 75 % застосування вентилятора взагалі не потрібно, оскільки тиск газів після аеротермопресора достатній для забезпечення нагнітання їх до повітряного ресиверу без додаткової компенсації.

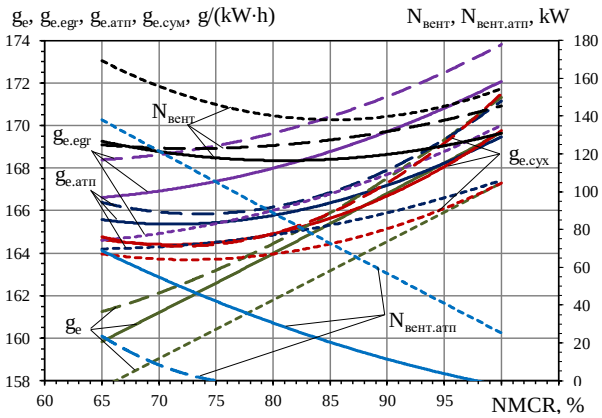


Рис. 4. Залежності зміни питомої витрати умовного палива для двигуна без рециркуляції g_e, питомої витрати палива для двигуна з рециркуляцією $g_{e.egr}$, питомої витрати палива для двигуна з рециркуляцією і АТП $g_{e.атп}$, питомої витрати палива для двигуна з рециркуляцією, АТП та з врахуванням зменшення навантаження на вентилятор $g_{e.total}$, потужності вентилятора системи рециркуляції $N_{вент}$, потужності вентилятора системи рециркуляції із АТП $N_{вент.атп}$ від навантаження на двигун NMCR:

_____ - умови ISO ($t_{пов1}$ = 25 °C; t_{w1} = 25 °C);

__ __ __ - тропічні умови ($t_{пов1}$ = 45 °C;t_{w1} = 36 °C);

_ _ _ _ _ - холодна зона ($t_{пов1}$ = 10 °C; t_{w1} = 10 °C)

Зменшення навантаження на вентилятор системи рециркуляції, а також зменшення протитиску в системі дозволяє знизити питому витрату палива двигуном на Δg_e = 2,5–3,0 г/(кВт·год) (1,5–1,7 %) (рис. 4). При навантаженні на двигун близькому до експлуатаційного (90–95 % від потужності двигуна) витрати палива при застосуванні системи рециркуляції з аеротермопресором і без рециркуляції взагалі рівні, що робить таке схемне рішення раціональним з точки зору економічності. В цьому випадку вдається поєднати високу екологічну і економічну ефективність від застосування такого рішення.

Висновки.

1. Підвищення тиску в аеротермопресорі на 0,2–0,4 · 10^5 Па (6–12 %) дозволяє зменшити протитиск в системі газовихлопу, а відтак, і зменшити навантаження на вентилятор системи рециркуляції відхідних газів, причому в холодній зоні при навантаженні на двигун вище 75 % застосування вентилятора не потрібно, що додатково дозволяє зменшити питому витрату палива.

2. Запропоноване схемно-конструктивне рішення системи рециркуляції відхідних газів із застосуванням газодинамічного охолодження в аеротермопресорі дозволяє при високій екологічності застосування існуючої системи рециркуляції відхідних газів забезпечити зменшення питомої витрати палива. Визначено, що зменшення питомої витрати палива двигуном при застосуванні аеротермопресора складає Δg_e = 2,5–3,0 г/(кВт·год) (1,5–1,7 %).

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Коновалов, Д. В. Методологічний підхід до охолодження наддувного повітря середньобертового двигуна [Текст] / Д. В. Коновалов, А. О. Джуринська. // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2012. – №9 (106). – С. 73−78.

[2] Коновалов, Д. В. Термопресорні системи охолодження суднових ДВЗ [Текст] / Д. В. Коновалов. // Авіаційно-космічна техніка і тех-нологія. – 2011. – №10 (87). – С. 44−48.

[3] Якунчиков, В. В. Снижение вредных выбросов судового дизеля в переходных режимах [Текст] Автореф. дис. канд. тех. наук / В. В. Якунчиков; Московсковская государственная академия водного транспорта – М., 1997. – 17 с.

[4] Hellen, G. Paper carriers to cut NOx emissions by Direct Water Injection [Text] / G. Hellen. // Marine News. – 1991. – No. 1. – P. 8-11.

[5] The Motor Ship. Exhaust gas recirculation. – 1996. – P. 2–11.

[6] MER. Practical implication of NOx exhaust emission regulation. – 1994. – P. 33-35.

[7] Lausoh, W. Low engine Fuel Consumption and Low NOx Emission: Incompatible Opposites[Text] / W. Lausoh, V. Dietl, W. Fleischer. // Wartsila Diesel Group. Marine News. – 1994. – No. 12. – P. 35-40.

[8] IMO. IMO Working Group / EE/WG 2/4. – 1994. – P. 20-40.

[9] Марченко, А. П. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах [Текст] / А. П. Марченко, І. В. Парсаданов, Л. Л. Товажнянський, А. Ф. Шеховцов. – Харків: Видавничий центр НТУ "ХПІ", 2004. – 468 с.
[10] Agrawal, A. K. Effect of EGR on the exhaust gas temperature and exhaust opacity in compression ignition engines [Text] / A. K. Agrawal, S. K. Singh, S. Sinha, M. K. Shukla. // Academy Proceedings in En-gineering Sciences. – 2004. – Vol. 29, No. 3. – P. 275-284.
[11] MAN B&W, Two-stroke Marine Engines. Emission Project Guide, [Text] / 9th Edition ed. // Copenhagen: MAN Diesel & Turbo. – 2018. – p. 111.
[12] Bent, N. 8500 TEU Container Ship Green Ship of the Future Concept study // Odense Steel Shipyard Ltd – 2009.
[13] Wartsila, Wärtsilä Environmental Product Guide, Wartsila – 2011. [Online].
[14] Lance, M. J. The effect of engine operating conditions on exhaust gas recirculation cooler fouling [Text] / M. J. Lance, Z. G. Mills, J. C. Seylar, J. M. E. Storey, C. S. Sluder. // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2018. – Vol. 126. – P. 509-520.
[15] Hoseini, S. S. Thermal and fluid simulation of a new diesel engine cooling exhaust gas recirculation system to reduce exhaust gas emissions [Text] / S. S. Hoseini, G. Najafi, B. Ghobadian. // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2018. – Vol. 51, No. 2. – P. 197-208.
[16] Живица, В. И. Промежуточные охладители с термопрессором для двухступенчатых амиачных холодильных установок [Текст] / В. И. Живица. // Холодильная техника. – 2002. – №5. – С. 18−20.
[17] Kogut, V. Modelling of droplets evaporaion in ejector heat exchanger [Text] / V. Kogut, V. Bushmanov, I. Butovskyi, M. Khmelniuk // Proceedings of the 9th International Conference on Compressors and Coolants. – Bratislava: Slovakia, 2017.
[18] Вулис, Л. А. Термодинамика газовых потоков [Текст] / Л. А. Вулис. – Москва, Ленинград: Госэнергоиздат, 1950. – 304 с.
[19] Степанов, И. Р. Некоторые задачи движения газа и жидкости в каналах и трубопроводах энергоустановок [Текст] / И. Р. Степанов, В. И. Чудинов. – Ленинград: Наука. Ленингр. отд-ние, 1977. – 199 с. – (АН СССР, Кольск. филиал им. С.М. Кирова).
[20] MAN Diesel Turbo, CEAS Engine Calculations, Wartsila – 2019. [Online] Available: https://marine.man-es.com/two-stroke/ceas.
[21] Дейч, М. Е. Газодинамика двухфазных сред [Текст] / М. Е. Дейч, Г. А. Филиппов. // Москва: Энергоиздат, 1981. – 472 с.
[22] Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям [Текст] / И. Е. Идельчик. – Москва: Машиностроение, 1992. – 672 с.

Konovalov Dmytro, Maksymov Vitalii, Khaldobin Victor

TECHNOLOGY OF AEROTHERMOPRESSOR COOLING IN WASTE GAS RECIRCULATION SYSTEMS OF SHIP POWER PLANTS

The efficiency of aerothermopressor application in the scheme with exhaust gas recirculation for marine low - speed engine is analyzed. Installation is offered before the scrubber that allows to reduce its thermal loading and to reduce a back pressure in system of a gas exhaust. The proposed solution allows to reduce the specific fuel consumption by 1.5-1.7%.

Keywords: aerothermopressor; thermogasdynamic compression, recirculation..

УДК 62-93

МЕТАЛОГРАФІЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СТАЛІ ШХ15 ПІСЛЯ КОМБІНОВАНОЇ МАГНІТНО-ІМПУЛЬСНОЇ ТА ЛАЗЕРНОЇ ОБРОБКИ

Уваров Володимир Анатолійович, к.т.н., доцент, Авдюнін Роман Юрійович, викладач, Мисько В’ячеслав Олександрович, ст. викладач
Херсонська філія Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова
Україна, м. Херсон
roman021187@gmail.com

Анотація *З підвищенням ступеня форсування ДВЗ суттєво зростають навантаження на елементи паливної апаратури двигунів. У зв'язку з цим розробляються способи зміцнення деталей. Запропоновано сучасний спосіб зміцненої зони заданої локальності при комбінованих методах обробки деталей. Отримані результати дослідження дозволяють використовувати даний метод у виробництві та впроваджувати у навчальний процес.*

Ключові слова: *магнітна обробка, імпульсне магнітне поле, обробка імпульсним магнітним полем, квант*

Вступ Для досягнення високої надійності і довговічності виробів при експлуатації необхідно забезпечення оптимальних співвідношень характеристик міцності матеріалу та пластичності матеріалу. Тільки в цьому випадку вдається запобігти небезпеці крихкого руйнування, що виникає під дією згинальних і крутних моментів. Вирішення цієї проблеми може бути досягнуто, крім оптимального легування сталей, використанням різних комбінованих методів зміцнення [1,2].

Недоліками існуючих способів зміцнення є не повне (або часткове) використання резервів стійкості матеріалів робочих поверхонь виробів.

Найбільш близьким технічним рішенням є комбінування електрофізичних методів обробки, при яких з метою підвищення ефективності процесу використовують введення в зону обробки більш одного виду енергії [3].

Однак у випадку термомагнітної обробки, наприклад, лазерний нагрів (вище точки Кюрі) і обробка імпульсним магнітним полем (ОІМП) ефект останньої не спостерігається через втрати металом магнітних властивостей.

Одним з нових можливих напрямків підвищення міцності сталей ШХ15 є метод лазерного нагріву (вище точки Кюрі) і обробка імпульсним магнітним полем.

Ціль запропонованого сучасного способу зміцнення деталей полягає в одержанні зміцненої зони заданої локальності при комбінованих методах обробки деталей.

Поставлена мета досягається тим, що для термомагнітної обробки зон заданої локальності використовується послідовно лазерна обробка, за нею ОІМП, параметри якої: напруженість, час обробки, крутизна переднього фронту та частота слідування імпульсів, час обробки змінюють до значень забезпечуючих підвищення фізико-механічних властивостей поверхневого шару, одержаних лазерною обробкою.

Використані методи дослідження - поставлені цілі і завдання були вирішені методом металографічного аналізу суміщеної обробки – магнітно-імпульсної з наступною обробкою лазерним променем. Лазерне термозміцнення проводилось на установці «Квант-18М» у режимі, що забезпечує сталим базову поверхню рельєфу виробу.

Наукова новизна та оригінальність ідей – запропонований спосіб зміцнення деталей, відмінний тим, що з метою отримання зміцненої зони заданої локальності, поверхню деталі піддають лазерній обробці, обробці імпульсним магнітним полем і наступній витримці не менше 20 годин на неметалевих підкладках, причому параметри: напруженість, крутизна переднього фронту і частота слідування імпульсів, час обробки ІМП змінюють до значень забезпечуючих фізико-механічних характеристик поверхневого шару, отриманих лазерною обробкою.

Було встановлено, що мартенситна структура опромінення лазером має більш дисперсну структуру з більшим вмістом вуглецю та легуючих елементів у матриці ніж базове об'ємне гартування.

Отримані нові результати щодо структури та властивостей поверхневого шару сталі ШХ15 після комбінованої магнітно-імпульсної та лазерної обробки.

Основні задачі дослідження:

- Пошук та аналіз наукової літератури щодо зміцнення конструкційних підшипникових сталей;
- Розробка та аналіз запропонованого методу комбінованої магнітно-імпульсної та лазерної обробки сталі ШХ15;
- Проведення металографічного аналізу матеріалів зразків.

Практична направленість результатів полягає у використанні технології у виробництві та впровадженні у навчальний процес.

Основна частина

Поставлена мета досягається тим, що для термомагнітної обробки зон заданої локальності використовується послідовно лазерна обробка, за нею ОІМП, параметри якої: напруженість, час обробки, крутизна переднього фронту та частота слідування імпульсів, час обробки змінюють до значень

забезпечуючих підвищення фізико-механічних властивостей поверхневого шару, одержаних лазерною обробкою. Причому деталі після ОІМП для завершення перебудови структури не менше 20 годин витримують на не металевих підкладках.

Відмінна ознака є у встановленні нової послідовності операцій: лазерна обробки, ОІМП, витримка на не металевих підкладках. Оскільки інша послідовність не дає нових результаті, так як лазерна обробка нівелює ефект ОІМП.

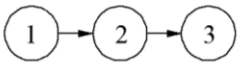


Рис. 1 Етапи проведення зміцнення зразків

На рисунку 1 представлена технологічна схема зміцнення (доопрацювання) деталей. Запропонований спосіб складається з прийому лазерної обробки - *1*, ОІМП – *2*, витримки на неметалевих підкладках – *3*.

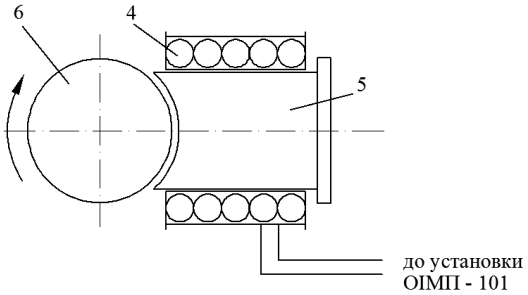


Рис. 2 Обробка зразків ІМП

На рисунку 2 представлена схема ОІМП виробів після лазерної обробки. Обробка ОІМП виконується за допомогою виносного соленоїда – *4*, який обладнаний концентратором магнітного потоку – *5* при нерухомому виробі – *6* та переносному соленоїді – *4* чи виробі, що виконує обертальний рух та нерухомому соленоїді – *4*. У випадку відсутності змін по мікротвердості, шорсткості та іншим параметрам вимірюваних на робочій поверхні зразків після витримки не менше 20 год на неметалічних підкладках. ОІМП повторюють на нових режимах після відпрацювання режимів технології на зразках виконують зміцнення деталей всієї партії.

Методом металографічного аналізу досліджувався вплив магніто-імпульсної обробки сталі ШХ15 на структуру і властивості її поверхневого шару.

Вимірювання мікротвердості проводилося на приладі ПМТ-3 на косих шліфах з метою розширення поля дослідження.

Навантаження на индентор становило:

- для сталі ШХІ5 - 100 Г;

Травлення для виявлення структури проводилося:

- для сталі ШХІ5 - 4% спиртовий розчин НЛГОд;

У початковому стані сталь ПШ5 має мікротвердість 740 - 770 кгс/мм^2. Помітної зміни мікротвердості по вершинах і западин рельєфу не виявлено (рис. 3)



Рис. 3 Зразок сталі ШХ15 без травлення (х450)

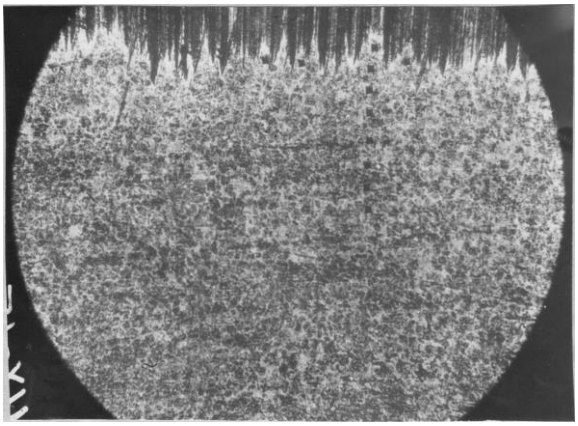


Рис. 4 Зразок сталі ШХ15 у базовому стані (х170)

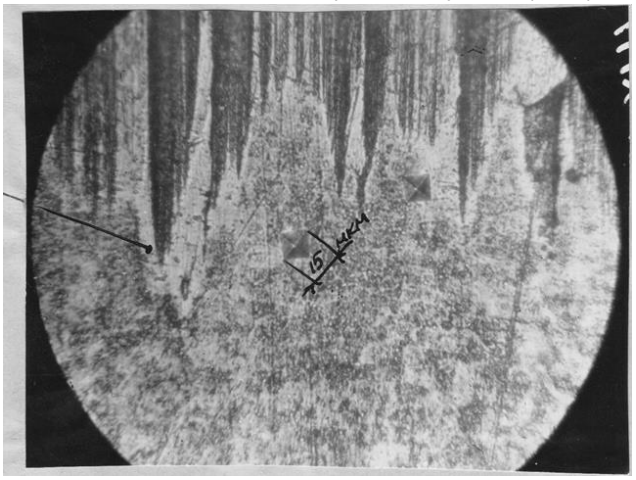


Рис. 5 Зразок сталі ШХ15 у базовому стані (х450)

У тонкому приповерхневому шарі спостерігаються ділянки зі зміненою структурою - біла нетравна зона (рис.5) Ймовірно це результат попередньої механічної обробки. Розподіл зони нерівномірно і переважно по межах впадин. Зміни мікротвердості зважаючи на малу протяжності і глибини зони не виявляється.

Базовий зразок на початковому стані був підданий лазерному поверхневому загартуванню. Енергія в імпульсі випромінювання становила 23,0 і 24,5 Дж, частота випромінювання 0,2 Гц, коефіцієнт перекриття плям 0,5 0,5 діаметр плями випромінювання 4 х 4 мм. Обробка проводилась без оплавлення поверхні а діапазоні режимів забезпечує формування загартованої структури (рис. 6)

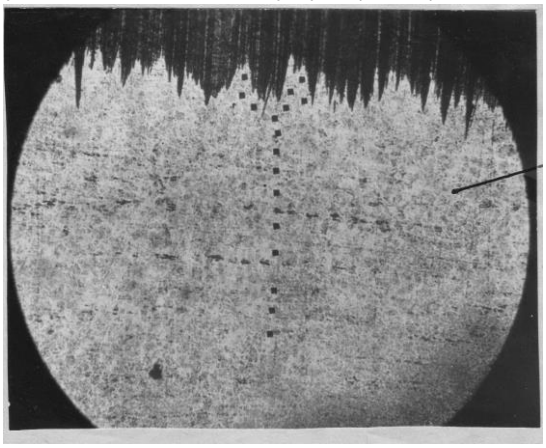


Рис. 6 Мікроструктура сталі ШХІ5 після лазерного термозміцнення

Металографічні дослідження сталі ШХ15 після комбінованої обробки

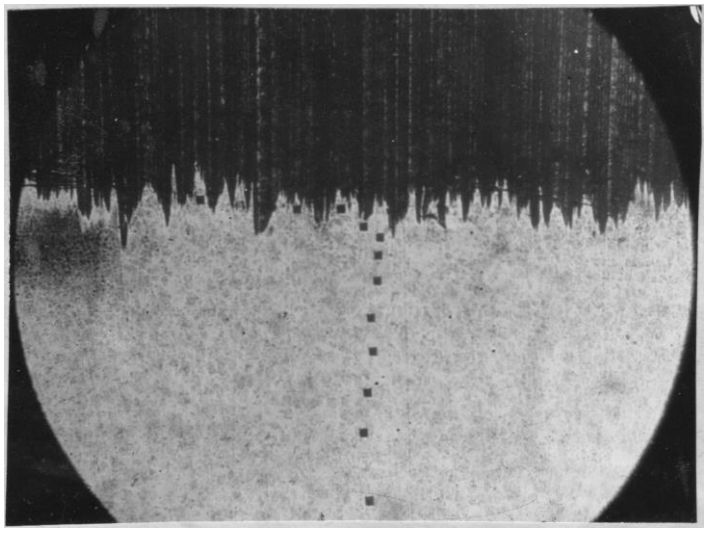


Рис. 7 Мікроструктура матеріалу ШХІ5, після магнітної та лазерної обробки, (х170)

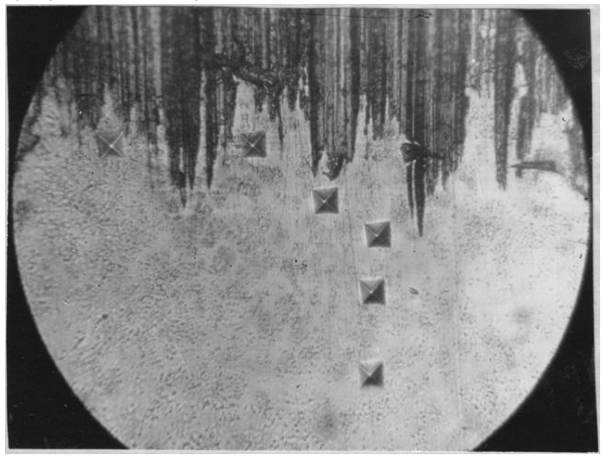


Рис. 8 Мікроструктура матеріалу ШХІ5, після магнітної та лазерної обробки, (х450)

З рис. 7 та89 можна зробити висновок, що лазерна обробка виступає переважаючою при комбінованому методі та усуває ефект впливу на мікротвердість попередньої ОІМП.

Висновки

1. Можливо підвищення поверхневої міцності сталі ШХ15 під дією ОІМП до значень 830-870 кгс/мм^2 проти базової 740-770 кгс/мм^2;
2. При лазерному поверхневому термозміцненні сталі ШХ15 у поверхневому шарі виникає мікроструктура з мікротвердістю 900-950 кгс/мм^2;
3. Лазерна обробка виступає переважаючою при комбінованому методі та усуває ефект впливу на мікротвердість попередньої ОІМП.

Цікавим є вплив ОІМП на попередньо зміцнену поверхню лазером.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

1. Л. Д. Ворончихин, Л. Н. Ромашев, В. Д. Садовский, И.Г. Факидов (1974). А. с. № 439529 СССР, С21 D 1/04. Способ упрочнения изделий из аустенитных сталей. №30.

2. Чиченев Н.А., Иванов С.А., Горбатюк С.М., Веремеевич А.Н.)2013) Лазерное упрочнение технологического инструмента об-работки металлов давлением : моногр. М. : Изд. Дом МИСиС.

3. Материалы IV Научно-технического семинара с международным участием по нетрадиционным технологиям в машиностроении АМО ’89, Ботевград, 1989 г. – София-Горький, 1990, с. 35

Volodymyr A.Uvarov, Roman Yu. Avdiunin, Viacheslav O. Mysko

METALOGRAPHIC STUDIES OF SHX15 STEEL AFTER COMBINED MAGNETIC PULSE AND LASER TREATMENT

Abstract

With increasing degree of forcing of the internal combustion engine, the load on the elements of the fuel equipment of the engines increases significantly. In this regard, methods are being developed to strengthen the parts. The modern method of the strengthened zone of the set locality at the combined methods of processing of details is offered. The obtained research results allow to use this method in production and to implement it in the educational process.

***Keywords**: magnetic treatment, pulsed magnetic field, pulsed magnetic field treatment, quantum*

УДК 621.431

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОЕФІЦІЄНТА НАДЛИШКУ ПОВІТРЯ НА ІНДИКАТОРНИЙ ККД ЦИКЛУ ДВЗ

Наливайко Василь Степанович, .к.т.н., проф.[1], Хоменко Вікторія Станіславівна, викладач[2], Авдюнін Роман Юрійович, викладач[3]

[1]Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова; [2]Херсонська філія Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова; [3]Херсонська філія Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова

[1]Україна, м. Миколаїв; [2]Україна, м. Херсон; [3]Україна, м. Херсон

[1]nadiia.pogybko@nuos.edu.ua, [2]khomenkovictoria93@gmail.com, [3]roman021187@gmail.com

Анотація

Розглянуто шляхи покращення економічних показників двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) у той час, коли основні можливості для цього практично вичерпано.

Для вирішення проблеми підвищення економічності ДВЗ розроблена термодинамічна математична модель, що дозволяє оцінювати вплив різних факторів на індикаторний ККД двигуна.

Зіставлення результатів, отриманих при моделюванні, з результатами стендових випробувань реальних двигунів показує, що вони співпадають, як по чисельним значенням, так і по формі.

***Ключові слова**: двигуни внутрішнього згоряння, індикаторний коефіцієнт корисної дії, математична модель, коефіцієнт надлишку повітря, відокремлений індикаторний цикл.*

Вступ

У сучасних двигунів внутрішнього згоряння економічна ефективність збільшилась і по питомій витраті палива досягла 0,165…0,155 (кг/кВт·год), що значно випереджає ефективність існуючих інших типів теплових двигунів. Такого значного покращення паливної економічності у найближчі роки не слід очікувати. Однак, деякі можливості зниження питомої витрати зберігаються.

В першу чергу, ці можливості можна знайти, якщо повернутися до індикаторного циклу.

Відомі фахівці по двигунам внутрішнього згоряння такі, як Мелькумов Т.М., Портнов Д.А., Ваншейдт В.А. та інші вказують на ряд факторів, які можуть при певних умовах вплинути на індикаторний ККД двигуна в бік його підвищення [1, с. 195; 2, с. 29-34]. Вони експериментально довели, що зміна коефіцієнта надлишку повітря призводить до зміни індикаторного ККД. Всі дослідження виконувались на реальних двигунах.

Не зважаючи на великий об’єм експериментальних робіт, їх цінність знижується через те, що ефект отримувався при одночасному впливі всіх вищеназваних факторів. При цьому важко було відокремити фактори, які мають найбільший вплив на величину ККД індикаторного циклу. Це є недоліком проведених досліджень

Бажання подальшого підвищення індикаторного ККД двигунів потребує звернути увагу на фактори, роль яких не настільки очевидна (фактори, пов’язані з індикаторним циклом).

Необхідно виділити фактор, який найбільш вагомо впливає на ККД. Але відразу виникає проблема – як виділити головні фактори.

Ціль роботи. В даній роботі поставлена ціль запропонувати такий спосіб дослідження, при якому можна виявити вплив на ККД індикаторного циклу ізольовано для кожного фактору.

Основна частина

Фахівці по двигунам внутрішнього згоряння відмітили, що одним з факторів, які найбільш суттєво впливають на індикаторний ККД, є коефіцієнт надлишку повітря (α). Це підтверджується дослідженнями, які проводились на експериментальних стендах. З-за значних матеріальних витрат та складності

виконання таких досліджень, випробування проводились тільки для обмеженої кількості двигунів [1, с. 196; 3, с. 410 - 416].

У зв'язку з цим прийнято рішення скористатись математичною моделлю відокремленого індикаторного циклу [4, с.65-72].Математична модель розроблена на кафедрі Суднового машинобудування та енергетики ХФ НУК. Модель дозволяє відокремити будь-який фактор, який нас цікавить, блокуючи інші.

В якості об'єктів для дослідження прийнято декілька двигунів внутрішнього згоряння, для яких вже визначений вплив коефіцієнта надлишку повітря (α) на індикаторний ККД (η_i).

Приведена схема дозволяє оцінити вплив будь-якого фактору на індикаторний ККД (η_i).

Випробовування цієї моделі проводиться на двигунах, для яких раніше вже виявлявся вплив коефіцієнта надлишку повітря на ККД (η_i).

При дослідженні ставились наступні цілі:

1. Показати якісне співпадіння результатів моделювання та загальновідомих даних по характеру зміни індикаторного ККД.
2. Підтвердити кількісні дані, отримані при моделюванні з експериментальними даними.

При моделюванні вирішуються одразу дві проблеми: неможливість відокремити необхідний фактор та значні матеріальні затрати [5, 97-103].

Технічні характеристики двигунів, для яких проводилось дослідження, наведені в табл. 1.

Таблиця 1. **Технічні характеристики двигунів, які використовуються при дослідженні**

Марка двигуна	Діаметр циліндра $D_ц$, мм	Хід поршня, S, мм	Кількість циліндрів, і	Ефективна потужність, N_e, кВт	Питома витрата умовного палива,g_e, кг/(кВт·год)	Частота обертання колінчатого валу, n, $хв^{-1}$.
Wartsila L46/58F	460	580	6	7200	0,170	600
6ЧНСП18/22	180	220	6	441	0,208	1000
16ЧН26/26	260	260	16	2250	0,204	1000
16ЧН24/27 (Д70)	240	270	16	2200	0,216	1000
СМД14-А	120	140	4	58,8	0,218	1700

Нижче наведена схема, по якій виконується розрахункове дослідження.

Щоб гарантувати достовірність дослідження, необхідно для кожного двигуна виконати основну умову, яка полягає у збереженні незмінними всіх параметрів на всіх режимах, крім коефіцієнта надлишку повітря [6, с. 122 - 132]. Перехід від режиму до режиму (по α) проводиться шляхом зміни тиску наддувного повітря, який визначається за формулою.

$$p_к = 0{,}872 \cdot 10^{-4} \frac{g_e \cdot N_e \cdot \alpha \cdot T_к}{D_ц^2 \cdot S \cdot i \cdot z \cdot n \cdot \eta_н}, \text{ м}, \quad (1)$$

де g_e – питома ефективна витрата палива, g_e, кг/(кВт·год);

N_e – ефективна потужність, кВт;

α – коефіцієнт надлишку повітря;

$D_ц$ – діаметр циліндра, мм;

S – хід поршня, мм;

n – частота обертання колінчатого валу, $хв^{-1}$;

і – кількість циліндрів;

z – коефіцієнт тактності;

$\eta_н$ – коефіцієнт наповнення циліндра.

При цьому розрахунковому дослідженні збережені всі параметри та показники процесів постійними, крім коефіцієнта надлишку повітря.

Результати розрахунків представлені в табл. 2.

Таблиця 2. Визначення величини тиску наддувного повітря для розрахунку індикаторного ККД для різних типів двигунів

α	Марка двигуна				
	Wartsila L46/58F	6ЧНСП18/22	16ЧН26/26	16ЧН24/27 (Д70)	СМД14-А
	$p_к$				
1,5	0,244	0,189	0,144	0,084	0,082
2	0,325	0,252	0,192	0,112	0,11
2,5	0,407	0,315	0,24	0,14	0,137
3	0,489	0,378	0,288	0,168	0,165
3,5	0,571	0,441	0,336	0,196	0,192
4	0,652	0,504	0,384	0,224	0,22
4,5	0,733	0,567	0,432	0,252	0,247
5	0,815	0,63	0,48	0,28	0,275
5,5	0,896	0,693	0,528	0,308	0,302

Таблиця 2 побудована таким чином, що зміна коефіцієнта надлишку повітря забезпечується за рахунок зміни тиску наддувного повітря.

Отримавши попередні дані (табл. 2), визначаємо величину індикаторного ККД, використовуючи математичну модель відокремленого індикаторного циклу [7, с. 109; 8. с. 52-56]. Програма розрахунків на ЕОМ організована таким чином, що дає можливість одночасно отримувати не тільки тиск, об'єм і температуру газів, а також і всі важливі індикаторні показники циклу (індикаторний ККД, середній індикаторний тиск, питома індикаторна витрата палива та інше).

Наведене нижче загальне рівняння цілком описує проходження індикаторного процесу за повний цикл в межах робочого об'єму (розглядається перша розрахункова ділянка).

$$T_i = \frac{\Delta Q_{ni} - \Delta Q_{вт,i} - \Delta Q_{кр,i} - \Delta Q_{пр,i}}{q_ц \cdot L \cdot (1+\gamma_r) \cdot \beta_i \cdot \left(c_{vi} - 4{,}157 \frac{V_{i-1} - V_i}{V_i} \right)} + \\ + \frac{q_ц \cdot L \cdot (1+\gamma_r) \cdot \beta_{i-1} \cdot \left(4{,}157 \frac{V_{i-1} - V_i}{V_i} + c_{v,i-1} \right) \cdot T_{i-1}}{q_ц \cdot L \cdot (1+\gamma_r) \cdot \beta_i \cdot \left(c_{vi} - 4{,}157 \frac{V_{i-1} - V_i}{V_i} \right)} \qquad (2)$$

де ΔQ_{ni} - кількість теплової енергії, що втрачається через днище поршня при його охолодженні маслом, кДж;

$\Delta Q_{вт,i}$ – кількість теплової енергії, що втрачається через бокову поверхню втулки на і-тій ділянці, кДж;

$\Delta Q_{кр,i}$ - кількість теплової енергії, що втрачається через днище кришки на і-тій ділянці, кДж;

$\Delta Q_{пр,i}$ - кількість теплової енергії, що втрачається через днище поршня при його охолодженні маслом, кДж;

$q_ц$ – циклова подача палива, кг/цикл;

L – дійсна молярна кількість повітря, потрібна для спалювання 1 кг палива, кмоль/кг;

γ_r – коефіцієнт залишкових газів;

β_{i-1}, β_i – коефіцієнт мольної зміни на початку та наприкінці розрахункової ділянки;

$c_{v,i-1}$, $c_{v,i}$ – дійсна ізохорна теплоємність газів на початку та наприкінці розрахункової ділянки, кДж/(кмоль·К);

V_{i-1}, V_i – об'єм робочого тіла на початку та наприкінці розрахункової ділянки, м^3;

T_{i-1}, T_i – температура газів на початку та наприкінці розрахункової ділянки, К.

Розв'язуючі рівняння (2) на протязі всього циклу, отримаємо всі необхідні параметри по стану робочого тіла у будь-якій точці циклу.

Таким чином весь розрахунок індикаторного циклу зводиться до розв'язання одного рівняння, яке і представляє собою математичну модель відокремленого індикаторного циклу двигуна.

Результати моделювання наведено у вигляд графічної залежності індикаторного ККД від коефіцієнта надлишку повітря для п'яти двигунів (рис. 1).

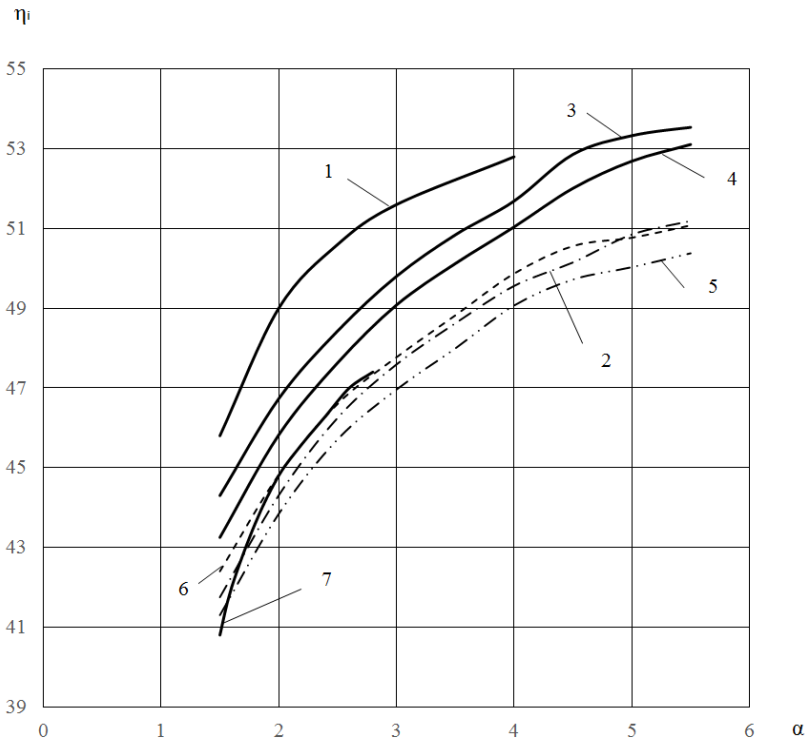


Рисунок 1. **Залежність індикаторного ККД циклу η_i від коефіцієнту надлишку повітря α**
1 – результати при випробуванні двигуна СМД-14;
2 - результати, отримані при математичному моделюванні відокремленого індикаторного циклу для двигуна СМД-14; 3- результати, отримані при математичному моделюванні відокремленого індикаторного циклу для двигуна Wartsila L46/58F; 4 - результати, отримані при математичному моделюванні відокремленого індикаторного циклу для двигуна 6ЧНСП18/22; 5 - результати, отримані при математичному моделюванні відокремленого індикаторного циклу для двигуна 16ЧН24/27; 6 - результати, отримані при математичному моделюванні відокремленого індикаторного циклу для двигуна 16ЧН26/26; 7 - результати при випробуванні реального двигуна (№3, D = 180 мм, n = 1800 хв$^{-1}$).

Як видно з рис. 1, результати,отримані при моделюванні практично співпадають з реальними результатами по знаходженню індикаторного ККД реальних двигунів.

Таким чином, підтверджується правильність створення математичної моделі відокремленого індикаторного циклу. Це дозволяє отримати результати зміни індикаторного ККД (η_i) від кута повороту колінчатого вала ще на стадії ескізного проектування двигунів.

Висновки.

1. Розроблена математична модель показала достовірні результати розрахунку при порівнянні з експериментальними значеннями, що підтверджує її адекватність. Отримані результати можна пропонувати в інженерних розрахунках.
2. Запропонований спосіб розрахунку дає можливість обґрунтовано призначати деякі параметри ще на стадії ескізного проектування.
3. Приведений метод розрахунку дозволяє значно спростити прийняття інженерних рішень при проектуванні ДВЗ.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

1. Ваншейдт В.А. (1950) Теория двигателей внутреннего сгорания. Ленинград: Государственное издательство судостроительной литературы.

2. Портнов Д.А. (1963) Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия. Москва, Машгиз.

3. Дяченко В.Г. (2008) Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія. Харків: НТУ «ХПІ».

4. Варбанец Р.А., Морозов А.И., Михайлов Д.Ю. (2008) Определение фазы начала сгорания топлива в задачах математического моделирования рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания. Авиационная космическая техника и технология, №2(49). 65-72.

5. Кавтарадзе Р.З. (2008) Теория поршневых двигателей. Специальные главы : учебник для вузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана.

6. Орлин А.С., Вырубов Д.Н., Ивин В.И., Круглов М.Г. (1971) Двигатели внутреннего сгорания. Москва: Машиностроение.

7. Хоменко В.С. (2009) Можливості дослідження робочого процесу ДВЗ на підставі енергетичного балансу в межах робочого циліндру. Збірник наукових праць НУК. Миколаїв: НУК, № 6 (429). 104-113.

8. Наливайко В.С. Ткаченко С. Г., Хоменко В. С., Авдюнін Р. Ю. (2017) Основи комп'ютерного проектування ДВЗ: навчальний посібник. Миколаїв: видавець Торубара В. В.

Vasyl S. Nalyvaiko, Viktoriia S. Khomenko, Roman Yu. Avdiunin

TO THE QUESTION INFLUENCE OF EXCESS AIR COEFFICIENT ON INDICATOR EFFICIENCY OF ICE CYCLE

Abstract

In theses considered ways to improve the economic performance of internal combustion engines (ICE) at a time when the main opportunities for this are almost exhausted.

To solve the problem of improving the efficiency of the internal combustion engine developed a thermodynamic mathematical model that allows you to assess the impact of various factors on the indicator efficiency of the engine.

Comparison of the results obtained during the simulation with the results of bench tests of real engines shows that they coincide, both in numerical values and in shape.

Keywords*: internal combustion engines, efficiency, mathematical model, excess air ratio, separate indicator cycle.*

УДК 621.833

О ВЛИЯНИИ НЕЛИНЕЙНОЙ ЗАВИСИМОСТИ МЕЖДУ ДЕФОРМАЦИЯМИ И НАПРЯЖЕНИЯМИ НА КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ И ВЕСОГАБАРИТНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Попов О.П., д.т.н., професор
ORCID: 0000-0003-0284-5034
Савенков О.І, асистент
ORCID: 0000-0002-7165-3995
Мандра А.В., викладач
ORCID: 0000-0002-0917-5857
Кондратьєва А.А., студент
ORCID: 0000-0002-8470-2813
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова м. Миколаїв, Україна

Анотація. *Дано розв'язання контактних задач з урахуванням нелінійної залежності між деформаціями і напруженнями стосовно плоского лінійного і просторового точкового зачеплення зубів в умовах навантаження. Отримано рівняння максимальних контактних напружень і півширини ділянки контакту стосовно лінійного і точкового контакту пружно стислих тіл. Експериментально підтверджено, що показник ступеня нелінійності, між пружними контактними деформаціями і напруженнями, слід приймати 0,7.*

Ключові слова: зачеплення зубів, нелінійний взаємозв'язок, пружні контактні деформації, максимальні контактні напруження, півширина ділянки контакту, вагогабаритні показники.

Вступление. Выполненные решения контактных задач Герцем и другими авторами базируется на основе линейной зависимости между контактными деформациями и напряжениями. Однако в середине прошлого века Решетовым Д.Н. [1] впервые было установлено, что между упругими контактными деформациями и напряжениями существует нелинейная взаимосвязь, причём показатель степени указанной нелинейности n находиться в пределах 0,7-0,8, то есть n = 0,7-0,8.

Изложение основного материала. Решения контактных задач с учётом нелинейности при показателях степени n = 0,7; 0,75 и 0,8 применительно как к плоскому линейному, так и к пространственному точечному зацеплениям зубьев в условиях нагружения впервые были выполнены Поповым А.П. [2, 3]. В результате выполненных экспериментальных исследований [2, 3] было установлено, что в качестве показателя степени нелинейности следует принимать коэффициент 0,7.

Применительно к линейному контакту упруго сжатых тел выражения максимальных контактных напряжений σ_H и полуширины площадки контакта b_0 имеют вид:

$$\sigma_H = 0{,}62\sqrt{\frac{F_n^2}{b_w^2\left\{\left[\frac{(1-\nu_1^2)\rho_w F_n}{E_1 b_w}\right]^{0,7}+\left[\frac{(1-\nu_2^2)\rho_w F_n}{E_2 b_w}\right]^{0,7}\right\}^{10/7}}}; \quad (1)$$

$$b_0 = 1{,}025\sqrt{\left\{\left[\frac{(1-\nu_1^2)\rho_w F_n}{E_1 b_w}\right]^{0,7}+\left[\frac{(1-\nu_2^2)\rho_w F_n}{E_2 b_w}\right]^{0,7}\right\}^{10/7}}; \quad (2)$$

где F_n – сила сжатия упругих тел; b_w – длина каждого из упруго сжатых тел; ν_1, ν_2 – коэффициенты Пуассона; E_1, E_2 – модули упругости указанных тел; ρ_w - приведенный радиус кривизны тел.

Если в уравнениях (1) и (2) принять $\nu_1 = \nu_2 = \nu = 0{,}3$ и $E_1 = E_2 = E$, то они будут сведены к виду:

$$\sigma_H = 0{,}396\sqrt{\frac{EF_n}{\rho_w b_w}}; \quad (3)$$

$$b_0 = 1{,}604\sqrt{\frac{\rho_w F_n}{E b_w}}. \quad (4)$$

Если решение данной задачи выполнить при показателе степени нелинейности n = 1, то при принять $\nu_1 = \nu_2 = \nu = 0{,}3$ и $E_1 = E_2 = E$ получим общеизвестные формулы Герца

$$\sigma_H = 0{,}418\sqrt{\frac{EF_n}{\rho_w b_w}}; \qquad b_0 = 1{,}52\sqrt{\frac{\rho_w F_n}{E b_w}}.$$

Сравнивая между собой числовые коэффициенты выражений (3) и (4) с числовыми коэффициентами формул Герца, отмечаем, что числовые коэффициенты при σ_H и b_0 уменьшились соответственно в 0,418/0,396 = 1,055 раза и 1,604/1,52 = 1,055 раза. Таким образом, нагрузочная способность зубчатых передач по контактным напряжениям с учетом указанной нелинейности возросла в $1{,}055^2$ = 1,113 раза, то есть примерно на 11,3%.

А теперь перейдём к рассмотрению данного вопроса применительно к пространственному точечному зацеплению зубьев. Для получения точечного зацепления зубьев необходимо прямолинейные образующие их боковых поверхностей заменить криволинейными образующими с постоянным радиусом кривизны R. В данном случае эллиптическая площадка контакта зубьев будет равна $\pi b_0 b_к$, где b_0, $b_к$ – большая и малая полуоси эллиптической площадки контакта. В соответствии со сказанным σ_{max}, b_0 и $b_к$ при $\nu_1 \neq \nu_2$ и $E_1 \neq E_2$ имеют вид [2, 3]:

$$\sigma_{\max} = 0{,}534 \sqrt[3]{\frac{\alpha^3 F_n^3}{\left\{\left[\frac{(1-\nu_1^2)\alpha\rho_w F_n}{(\alpha+\nu_1)E_1}\right]^{0,7} + \left[\frac{(1-\nu_2^2)\alpha\rho_w F_n}{(\alpha+\nu_2)E_2}\right]^{0,7}\right\}^{60/21}}}; \quad (5)$$

$$b_0 = 0{,}946 \sqrt[3]{\left\{\left[\frac{(1-\nu_1^2)\alpha\rho_w F_n}{(\alpha+\nu_1)E_1}\right]^{0,7} + \left[\frac{(1-\nu_2^2)\alpha\rho_w F_n}{(\alpha+\nu_2)E_2}\right]^{0,7}\right\}^{10/7}}; \quad (6)$$

$$b_к = \frac{b_0}{\alpha} = \frac{0{,}946}{\alpha} \sqrt[3]{\left\{\left[\frac{(1-\nu_1^2)\alpha\rho_w F_n}{(\alpha+\nu_1)E_1}\right]^{0,7} + \left[\frac{(1-\nu_2^2)\alpha\rho_w F_n}{(\alpha+\nu_2)E_2}\right]^{0,7}\right\}^{10/7}}. \quad (7)$$

где $\alpha = b_0 / b_к = \sqrt{\rho_w / R}$ – безразмерный коэффициент.

Если в уравнениях (5) - (7) принять $\nu_1 = \nu_2 = \nu = 0{,}3$ и $E_1 = E_2 = E$, то они примут вид:

$$\sigma_{\max} = 0{,}294 \sqrt[3]{\frac{\alpha(\alpha+\nu)^2 E^2 F_n}{\rho_w^2}}; \quad (8)$$

$$b_0 = 1{,}275 \sqrt[3]{\frac{\alpha\rho_w F_n}{(\alpha+\nu)E}}; \quad (9)$$

$$b_к = 1{,}275 \sqrt[3]{\frac{\rho_w F_n}{\alpha^2(\alpha+\nu)E}}; \quad (10)$$

Решение пространственной контактной задачи с точечным зацеплением изложены в [2, 3], в связи с чем выражения (8) - (10) при $\nu_1 = \nu_2 = \nu = 0{,}3$ и $E_1 = E_2 = E$ и $n_1 = 1$

$$\sigma_{\max}{}^* = 0{,}33 \sqrt[3]{\frac{\alpha(\alpha+\nu)^2 E^2 F_n}{\rho_w^2}}; \quad (11)$$

$$b_0{}^* = 1{,}202 \sqrt[3]{\frac{\alpha\rho_w F_n}{(\alpha+\nu)E}}; \quad (12)$$

$$b_к{}^* = 1{,}202 \sqrt[3]{\frac{\rho_w F_n}{\alpha^2(\alpha+\nu)E}}. \quad (13)$$

Из сравнения коэффициентов 1,275 и 1,202, входящих в формулы (9), (10) и (12), (13), очевидно, что влияние нелинейности между упругими перемещениями зубьев и возникающими в них напряжениями при $n = 0{,}7$ приводит к возрастанию малой и большой полуосей эллиптической площадки контакта в 1,275/1,202 = 1,061 раза, что эквивалентно снижению максимальной величины контактных напряжений в $1{,}061^2 = 1{,}125$ раза, то есть примерно на 12,5%.

Если от сравнения числовых коэффициентов при b_0, $b_к$ и $b_0{}^*$, $b_к{}^*$, перейти к сравнению числовых коэффициентов при $\sigma_{\max}$ и $\sigma_{\max}{}^*$, то в этом случае получим 0,33/0,294 = 1,122 раза.

Таким образом, величины 1,125 и 1,122 практически совпали, так как разница между ними не превышает 0,3%.

Снижение максимальной величины контактных напряжений в 1,125 раза эквивалентно повышению нагрузочной способности пространственного точечного зацепления зубьев в $1{,}125^3 = 1{,}424$ раза, то есть примерно на 42%.

Сравнивая между собой величины 1,424 и 1,113, отмечаем, что с учетом указанной нелинейности при n = 0,7 нагрузочная способность зубчатой передачи с пространственной точечной системой зацепления зубьев в 1,424/1,113 = 1,279 раза превышает таковую традиционной зубчатой передачи с начальным линейным контактом зубьев.

В заключение необходимо отметить, что выполненные исследования указанной выше задачи, изложены в [2, 3], указывают на то, что весогабаритные показатели зубчатых передач при n = 0,7 уменьшатся от 20 до 30 процентов по сравнению с традиционными показателями.

Выводы. Выполненные решения контактной задачи с учетом нелинейной зависимости между деформациями и напряжениями позволили установить существенное повышение нагрузочной способности зубчатых передач в сравнении отсутствия учета указанной нелинейности. При этом, установлено, что нелинейная взаимосвязь между деформациями и напряжениями приводит к уменьшению весогабаритных показателей зубчатых передач на 20-30%.

Список литературы:

[1] Решетов, Д Н. (1963). *Детали машин*. М.: Гос. науч.-тех. изд-во машиностроит. лит.
[2] Попов, А П. (2008). *Контактная прочность зубчатых механизмов*. Николаев: НУК.
[3] Попов, А П. (2010). *Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев*: НУК.
[4] Попов, А П, Кипреев, Ю Н, & Савенков, О И. (2013). *Влияние нелинейной зависимости между деформациями и напряжениями на контактную прочность зубчатых передач* (Vol. 40 (1013), Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Серія: Проблеми механічного приводу). Х.: НТУ ХПИ.
[5] Попов, А П, Мозговой, М Г, & Савенков, О И. (2017). *Контактная прочность зубчатых передач с учетом нелинейной зависимости между деформациями и напряжениями зубьев* (Vol. 25 (1247), Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Серія: Проблеми механічного приводу). Х.: НТУ ХПИ.

Аннотация. *Даны решения контактных задач с учётом нелинейной зависимости между деформациями и напряжениями применительно к плоскому линейному и пространственному точечному зацеплениям зубьев в условиях нагружения. Получены уравнения максимальных контактных напряжений и полуширины площадки контакта применительно к линейному и точечному контакту упруго сжатых тел. Экспериментально подтверждено, что показатель степени нелинейности, между упругими контактными деформациями и напряжениями, следует принимать 0,7.*

Ключевые слова*:* зацепление зубьев, нелинейная взаимосвязь, упругие контактные деформации, максимальные контактные напряжения, полуширина площадки контакта, весогабаритные показатели.

Секція 5.
Холод на транспорті, в енергетиці, та агропромисловому комплексі

УДК 621.438.13:621.57

АНАЛІЗ ЕКОЛОГІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ КОМБІНОВАНОГО ТИПУ

Трушляков Є.І., к.т.н., професор НУК[1], Радченко А.М., к.т.н., доцент[1], Фордуй С.Г.[2], Зубарєв А.А.[1], Кантор С.А.[3], к.т.н., Ткаченко В.С.[1]

[1] Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова; [2] PepsiCo, Inc., CTS ESSA; [3] ПАТ "Завод "Екватор"

[1, 3] Україна, Миколаїв; [2] Україна, Київ

[1] nirad50@gmail.com, [2] serhiy.forduy@pepsico.com, [3] s_kantor@mail.ru

Анотація. *В роботі досліджено екологічну ефективність кондиціювання повітря в кліматичних умовах м. Київ. Показниками оцінки екологічного ефекту обрані сумарні по накопиченню річні скорочення викидів двоокиду вуглецю CO_2 та оксиду азоту NO_X. Показано, що при використанні методу забезпечення максимального темпу приросту виробництва холоду спостерігається найбільше скорочення шкідливих викидів.*

Ключові слова*: кондиціювання повітря, холодопродуктивність, екологія, клімат.*

Аналіз проблеми і постановка мети дослідження

Енерговитрати на тепловологісну обробку зовнішнього повітря в системах кондиціювання припливного повітря (СКПП) залежать від його тепловологісних параметрів (температури $t_{нв}$ та відносної вологості $\varphi_{нв}$ навколишнього повітря), які відрізняються значними змінами упродовж доби [1–2].

Основні положення методології вибору встановленої (проектної) холодопродуктивності холодильних машин (ХМ) СКПП в умовах нерівномірних теплових навантажень розглянуті в роботі [3].

Про ефективність використання встановленої (проектної) холодопродуктивності ХМ СКПП можна судити за співвідношення витраченого холоду за певний проміжок часу (при роботі ХМ на змінних режимах теплового навантаження в залежності від поточних кліматичних умов) і потенційно можливого його вироблення при реалізації всієї встановленої холодопродуктивності (при роботі ХМ на повному, номінальному, навантаженні).

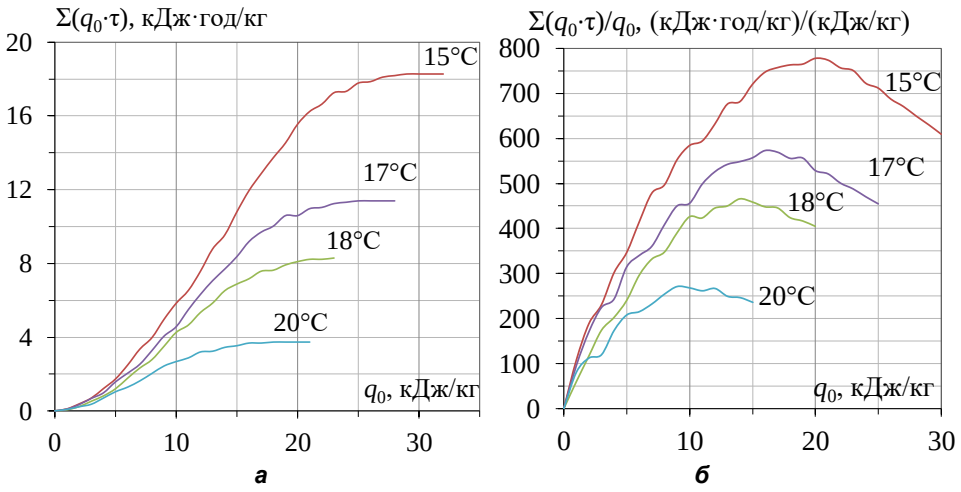
Оскільки кількість витраченого холоду на тепловологісну обробку припливного повітря в СКПП залежить від поточних температури $t_{нв}$ і відносної вологості $\varphi_{нв}$, глибини його охолодження, а також від тривалості т роботи СКПП, то про екологічну ефективність використання холодопродуктивності холодильної машини СКПП можна робити висновки оцінюючи екологічний ефект від скорочення споживання палива ГПД, який забезпечує роботу компресора холодильної машини.

Метою роботи є оцінка і порівняння екологічної ефективності від роботи СКПП при різних підходах до визначення встановленої холодопродуктивності холодильної машини, робота якої забезпечується виробленням електроенергії ГПД, для кліматичних умов України на прикладі м. Київ.

Результати дослідження

З метою узагальнення і поширення результатів на СКПП різної продуктивності– витрати повітря в повітроохолоджувачі (ПО) – доцільно представляти їх характеристики як питомі, тобто у відносних величинах, віднесених до витрати повітря $G_п$ в ПО.

Питоме річне виробництво холоду – витрати холодопродуктивності на кондиціювання повітря одиночної витрати ($G_п$ = 1 кг/с) $\Sigma q_0 \cdot т = \Sigma(Q_0 \cdot т) / G_п$, кДж·год/кг, де $\Sigma(Q_0 \cdot т)$ – повне річне виробництво холоду, кВт·год; Q_0 – холодопродуктивність, кВт;·т – період, год.



а *б*

Рис. 1. Значення питомого (при $G_п$ = 1 кг/с) річного виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ (***а***) та річного виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0$ (***б***), віднесеного до питомої холодильної потужності ХМ СКП q_0, в залежності від проектної питомої холодопродуктивності q_0

Про характер зміни питомого річного виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ та річного виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0$, віднесеного до встановленої питомої холодопродуктивності (холодильної потужності ХМ) q_0, в залежності від проектної питомої холодопродуктивності $q_0 = Q_0 / G_п$, кДж/кг, встановленої холодильної машини для температури охолодженого повітря $t_{п2}$ = 15, 17, 18 та 20°С та кліматичних умов м. Київ, 2017 рік, можна судити по рис. 1.

Як видно з рис. 1, питоме річне виробництво холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)_{15}$ на охолодження повітря до $t_{п2}$ = 15 ºС при проектній питомій холодопродуктивності $q_{0.15}$ = 25 кДж/кг, досягається з доволі високим темпом її приросту.

Через падіння темпу приросту $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ подальше збільшення проектної питомої холодопродуктивності q_0 не призводить до помітного збільшення річного виробництва холоду.

Значення річного виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0$, віднесеного до встановленої питомої холодильної потужності q_0 дозволяє визначити мінімальну проектну (встановлену) холодопродуктивність, що забезпечує максимальний темп приросту річного виробництва холоду відповідно до збільшення встановленої холодильної потужності ХМ.

Максимальний темп приросту річного виробництва холоду у вигляді співвідношення $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0$ при охолодженні повітря до $t_{п2}$ = 15 ºС досягається при проектній питомій холодопродуктивності $q_{0.опт}$ = 20кДж/кг (оптимальне значення $q_{0.опт}$), що значно менше, ніж раціональна $q_{0.15рац}$ = 25 кДж/кг, що складає близько 20%. Аналогічні співвідношення спостерігаються і для інших температур охолодженого повітря.

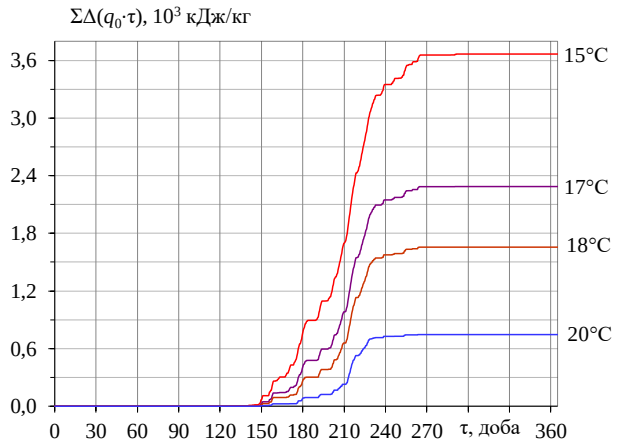
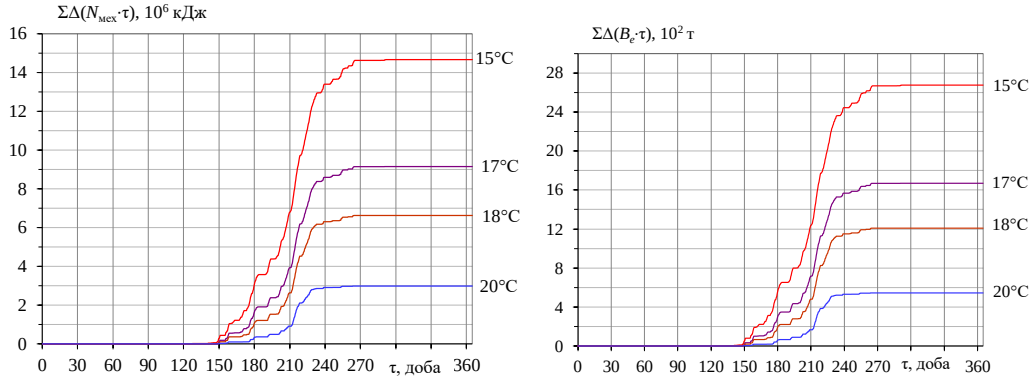


Рис. 2. Зменшення вироблення холоду $\Sigma\Delta(q_0 \cdot \tau)$ за накопиченням упродовж року при охолодженні повітря до 15, 17, 18 і 20 °С за 2017 р., м. Київ.

Очевидно, що за меншої встановленої питомої холодильної потужності максимальне значення річного виробництва холоду може бути досягнуто за рахунок використання надлишку холоду, накопичуваного при зменшених поточних теплових навантаженнях, для покриття підвищених потреб охолодження.

Про характер зменшення потреб річного питомого виробництва холоду $\Sigma\Delta(q_0 \cdot т)$ в результаті застосування холодильної машини меншої встановленої холодопродуктивності впродовж року в залежності від температури охолодженого повітря $t_{п2}$ = 15, 17, 18 і 20 °С за 2017 р., для кліматичних умов м. Київ можна судити з рис. 2.



а ***б***

Рис. 3. Скорочення потреб річного виробництва механічної енергії $\Sigma\Delta(N_{мех}\cdot т)$ (***а***) та відповідного скорочення споживання палива $\Sigma\Delta(B_e\cdot т)$ (***б***) за накопиченням упродовж року при охолодженні повітря до 15, 17, 18 і 20 °С за 2017 р., м. Київ.

Для подальшого порівняння і оцінки методів визначення проектної холодопродуктивності СКПП розраховано показники скорочення вироблення механічної енергії $\Sigma\Delta(N_{мех}\cdot т) = G_п\cdot\Sigma\Delta(q_0\cdot т)/(\eta\cdot\varepsilon)$ (рис. 3, ***а***) та відповідного скорочення споживання палива ГПД $\Sigma\Delta(B_e\cdot т) = \Sigma\Delta(N_{мех}\cdot т)\cdot\Delta b_e$ (рис. 3, ***б***) для охолодження повітря в СКПП, де $G_п$ – витрата повітря, кг/с; η – електричний КПД ГПД, %; ε – холодильний коефіцієнт ПКХМ, Δb_e – питома витрата палива ГПД.

Оцінку екологічного ефекту від скорочення споживання палива розраховано для ГПД JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher [4] (електрична потужність 1400 кВт, теплова потужність 1500 кВт) з витратою палива Δb_e=0,197кг/(кВт·год).

Як видно з рис. 3 (***б***) при застосуванні холодильної машини меншої встановленої холодопродуктивності, у разі визначення проектної холодильної потужності за максимальним темпом приросту річного виробництва холоду, при охолодженні повітря до 20ºС річне скорочення споживання палива ГПД становить близько 5,5т, а при охолодженні повітря до 15ºС зменшення споживання зростає приблизно до 27т порівняно з визначенням проектної потужності за максимальним значенням річного виробництва холоду для кліматичних умов м. Київ, Україна.

Враховуючи, що кожна зекономлена тонна палива для ГПД скорочує викиди двооксиду вуглецю CO_2 на 12,9 кг, а оксиду азоту NO_X на 2,16 кг, було розраховано річне скорочення викидів шкідливих речовин (рис.4-5).

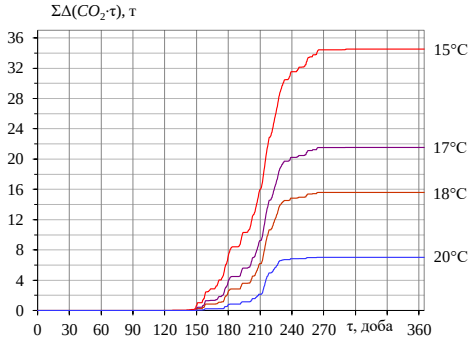


Рис. 4. Зменшення викидів двооксиду вуглецю $\Sigma\Delta(CO_2$ т) за накопиченням упродовж року при охолодженні повітря до 15, 17, 18 і 20 °С за 2017 р., м. Київ.

З рис. 4 видно, що, при застосуванні холодильної машини меншої встановленої холодопродуктивності, охолодження повітря до 20°С приводить до зменшення викидів CO_2 на 7 т за рік для кліматичних умов м. Київ, а до 15°С – на 34,5 т.

При охолодженні повітря до 20°С скорочення викидів NO_X складає до 1,2 т щорічно, тоді як при охолодженні до 15°С – до 5,8 т (рис. 5).

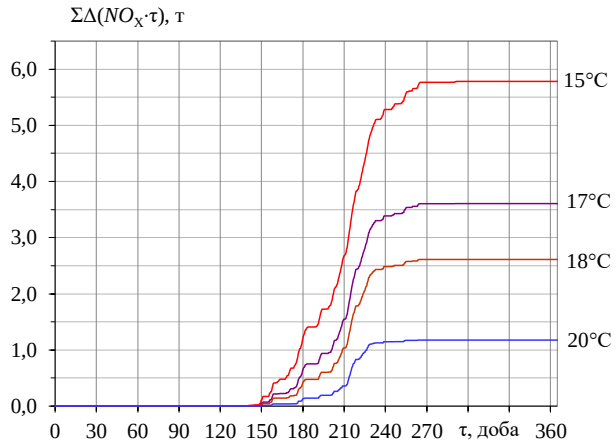


Рис. 5. Зменшення викидів оксиду азоту ΣΔ(NO_X т) за накопиченням упродовж року при охолодженні повітря до 15, 17, 18 і 20 °С за 2017 р., м. Київ.

Висновки

Проаналізовано і порівняно екологічну ефективність охолодження повітря для кліматичних умов м. Київ, Україна, при різних підходах до визначення встановленої (проектної) холодопродуктивності холодильної машини. Встановлено, що у разі визначення проектної холодильної потужності за максимальним темпом приросту річного виробництва холоду, досягається більший екологічний ефект у вигляді скорочення викидів CO_2 і NO_X порівняно з визначенням проектної потужності за максимальним значенням річного виробництва холоду.

ЛІТЕРАТУРА

[1] Marques, R.P., Hacon, D., Tessarollo, A., Parise, J.A.R. (2010). Thermodynamic analysis of tri-generation systems taking into account refrigeration, heating and electricity load demands. *Energy and Buildings*, 42, 2323 - 2330.

[2] Ortiga, J., Bruno, J.C., Coronas, A. (2013). Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network. *Applied Thermal Engineering*, 50, 1536 - 1542.

[3] Radchenko, A., Radchenko, M., Trushliakov, E., Kantor, S., Tkachenko, V. (2018). *Statistical method to define rational heat loads on railway air conditioning system for changeable climatic conditions, The 5th "International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018"*, Jiangsu, Nanjing, China.

[4] GE Jenbacher GmbH & Co OHG (2006). Jenbacher gas engines. Technical Specification. JMS 420 GS-N.L.

Trushliakov, E.I., Radchenko, A.M., Forduy, S.G., Zubarev, A.A., Kantor, S.A., Tkachenko, V.S.

THE ECOLOGICAL EFFICIENCY ANALYSIS OF COMBINED AIR CONDITIONING SYSTEM

The paper investigates the environmental efficiency of air conditioning in the climatic conditions of Kiev. The indicators for assessing the environmental effect are the cumulative annual reductions in carbon dioxide CO_2 and nitrogen oxide NO_X emissions. It is shown that when using the method of ensuring the maximum rate of increase in cold production, the greatest reduction in harmful emissions is observed.

Keywords: air conditioning, cooling capacity, ecology, climate.

УДК 621.438.13:621.57

ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ГЛИБОКОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГТУ ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧИМИ ХОЛОДИЛЬНИМИ МАШИНАМИ

Радченко А.М., к.т.н., доцент[1], Портной Б.С.[1], Кантор С.А., к.т.н.[2], Есін І.П., к.т.н.[1]
[1] Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова;
[2] ПАТ "Завод "Екватор"
[1, 2] Україна, Миколаїв
[1] nirad50@gmail.com, [2] s_kantor@mail.ru

Анотація. *Досліджено ефективність глибокого охолодження повітря на вході газотурбінних установок при змінних упродовж 2015–2018 років для кліматичних умов експлуатації на компресорній станції Краснопілля, Дніпропетровська область (Україна). Показано, що через незначну розбіжність між результатами, отриманими для різних років, попередню оцінку ефективності охолодження повітря на вході газотурбінних установок можна проводити для одного року.*
Ключові слова*: газотурбінна установка, охолодження повітря, холодильна машина, клімат.*

Аналіз проблеми і постановка мети дослідження

З ростом температури повітря на вході газотурбінних установок (ГТУ) збільшується їх витрата палива, а ефективність і вихідна потужність зменшуються [1]. Поширеним методом підвищення ефективності ГТУ є застосування тепловикористовуючих холодильних машин (ТХМ), що перетворюють тепло відхідних газів у холод, для охолодження припливного повітря ГТУ. Традиційно використовуються абсорбційні бромистолітієві холодильні машини (АБХМ) з високим тепловим коефіцієнтом ζ = 0,7…0,8 [2], які забезпечують охолодження навколишнього повітря до температури близько 15°С. Однак більш глибоке охолодження повітря на вході ГТУ порівняно з 15°С, очевидно, призведе до більшого росту ефективності. Для охолодження повітря нижче 15°С доцільно використовувати холодильні машини (ХМ), що працюють на низькокиплячих робочих тілах. Прикладом таких ХМ є ежекторна холодильна машина (ЕХМ), проте вона має значно нижчий тепловий коефіцієнт ζ = 0,2…0,25 [3]. Тому раціонально використовувати двоступеневе охолодження повітря на вході ГТУ: до 15ºС з охолодженням повітря в АБХМ, в якості високотемпературного ступеня охолодження та до 10ºС – в ЕХМ (як низькотемпературний ступінь). Проте, необхідно оцінити ефективність глибокого охолодження повітря на вході ГТУ для фактичних кліматичних умов експлуатації.

Метою дослідження є оцінка ефективності більш глибокого охолодження вхідного повітря ГТУ порівняно з традиційним охолодженням до 15°С для конкретних кліматичних умов експлуатації.

Результати дослідження

Параметри навколишнього повітря значно змінюються під час роботи ГТУ. Зміна температури повітря $t_{зп}$ та відносної вологості $\varphi_{зп}$ за різні роки (2015–2018 рр.) протягом липня [4] для компресорної станції (КС) Краснопілля, Дніпропетровська область (Україна) представлені на рис. 1.

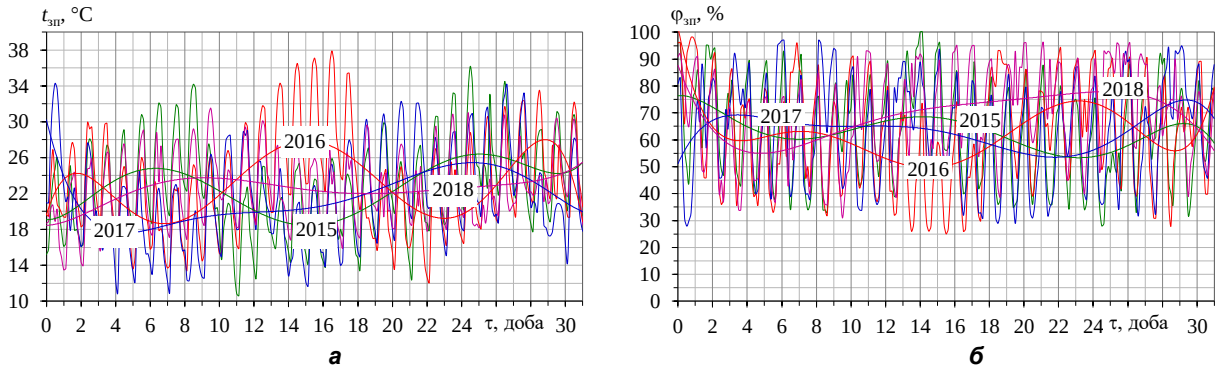
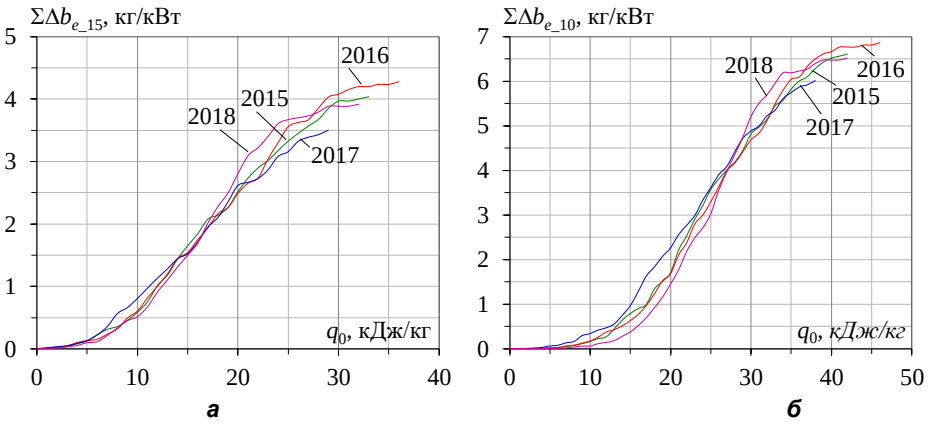


Рис. 1. Поточні значення температури $t_{зп}$ (***а***), відносної вологості $\varphi_{зп}$ (***б***) зовнішнього повітря впродовж липня 2015–2018 років, компресорна станція Краснопілля, Дніпропетровська область (Україна)

Характерним показником для визначення необхідної проектної потужності холодильних машин є питоме річне скорочення споживання палива $\Sigma\Delta b_e$, завдяки охолодженню повітря на вході повітря від

температури навколишнього середовища до 15°С та 10°С холодильними машинами з різною проектною питомою холодильною потужністю q_0 (рис. 2).



а *б*

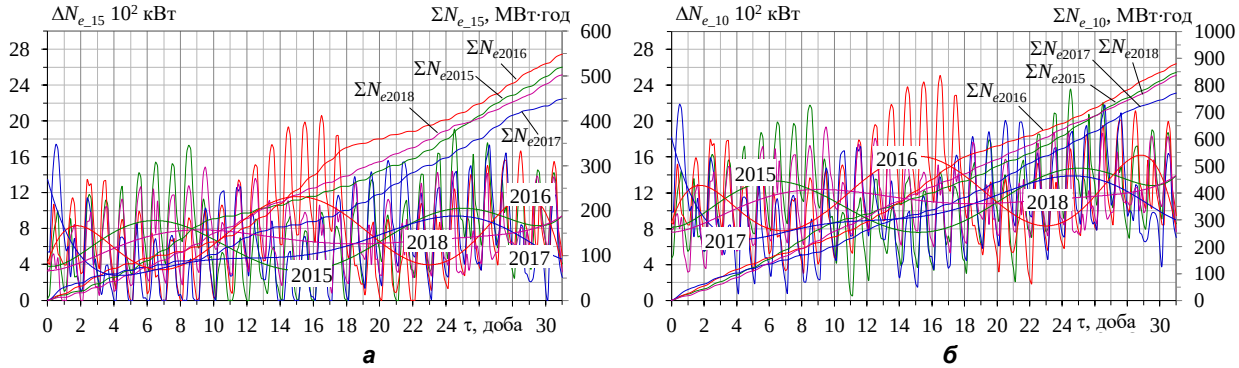
Рис. 2. Значення питомої річної економії палива $\Sigma\Delta b_e$ (при $G_п$ = 1 кг/с) в залежності від встановленої (проектної) питомої холодильної потужності q_0 (при $G_п$ = 1 кг/с) при різних температурах охолодженого повітря $t_{п2}$: 15 ºС – в АБХМ (***а***); 10 ºС – в ЕХМ (***б***) за 2015–2018 роки, компресорна станція Краснопілля, Дніпропетровська область (Україна)

Для кліматичних умов експлуатації ГТУ у розглянутому регіоні України при охолодженні повітря до 15ºС раціональною можна вважати проектну питому холодильну потужність АБХМ q_0 = 26кДж/кг, при якій темп нарощування питомої річної економії палива $\Sigma\Delta b_e$ зберігається достатньо високим, а при охолодженні повітря до $t_{п2}$ = 10ºС в ЕХМ – відповідно q_0 = 36 кДж/кг.

Поточні значення збільшення потужності ГТУ ΔN_{e_15} та відповідних витрат питомої холодопродуктивності ТХМ q_{0_15}, значення зростання виробництва механічної енергії ГТУ ΣN_{e_15} та витрат холодопродуктивності ТХМ ΣQ_{0_15} за накопиченням при охолодженні повітря на вході ГТУ від $t_{зп}$ до $t_{п2}$ = 15ºС в АБХМ, а також значення ΔN_{e_10}, q_{0_10} і ΣN_{e_10} та ΣQ_{0_10}, при охолодженні повітря $t_{зп}$ до $t_{п2}$ = 10ºС послідовно у АБХМ і ЕХМ, подано на рис. 3 та 4.

Розрахунки зроблені для ГТУ ДП НВКГ "Зоря"-"Машпроект" UGT 10000 (NeISO = 10,5 МВт), для якого зниження температури повітря Δt_a на 1°С призводить до зменшення питомої витрати палива Δb_e на 0,7 г/(кВт·год) і збільшення вихідної потужності ΔN_e на 90 кВт [5].

Порівнюючи значення питомих теплових навантажень при охолодженні навколишнього повітря до 15ºС $q_{0.15}$ та до 10ºС $q_{0.10}$ на рис. 4, можна побачити, що питоме теплове навантаження на повітроохолоджувачі ЕХМ при охолодженні повітря від 15ºС до 10ºС, що визначається як різниця теплового навантаження, буде практично постійною, тому що коливання параметрів зовнішнього повітря сприймається високотемпературним ступенем охолодження, тоді як другий ступінь працює у більш стабільному режимі.



а *б*

Рис. 3. Значення поточного збільшення потужності ΔN_{e_15} та зростання виробництва механічної енергії по накопиченню ΣN_{e_15} ГТУ при охолодженні повітря від $t_{зп}$ до $t_{п2}$ = 15ºС в АБХМ (***а***) і відповідні значення ΔN_{e_10}, ΣN_{e_10} при охолодженні повітря від $t_{зп}$ до $t_{п2}$ = 10ºС при двоступеневому охолодженні (***б***) за липень 2015–2018 років, компресорна станція Краснопілля, Дніпропетровська область (Україна)

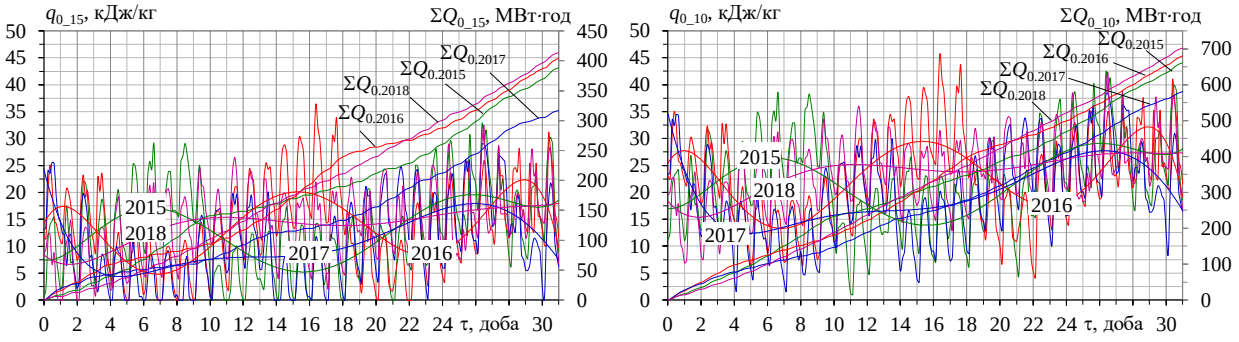


Рис. 4. Значення поточних витрат питомої холодопродуктивності q_{0_15} та витрат холодопродуктивності по накопиченню ΣQ_{0_15} при охолодженні повітря від $t_{зп}$ до $t_{п2}$ = 15ºС в АБХМ (***а***) та відповідні значення q_{0_10} і ΣQ_{0_10} при охолодженні повітря від $t_{зп}$ до $t_{п2}$ = 10ºС в при двоступеневому охолодженні (***б***) за липень 2015–2018 років, компресорна станція Краснопілля, Дніпропетровська область (Україна)

Як видно з порівняння рис. 3 і 4, охолодження повітря на вході ГТУ до температури 15°С забезпечує місячне зростання виробництва механічної енергії ΣN_{e_15} приблизно 450–550 МВт·год, тоді як більше охолодження до 10°С забезпечує значно більший приріст ΣN_{e_10}: близько 760–880 МВт·год.

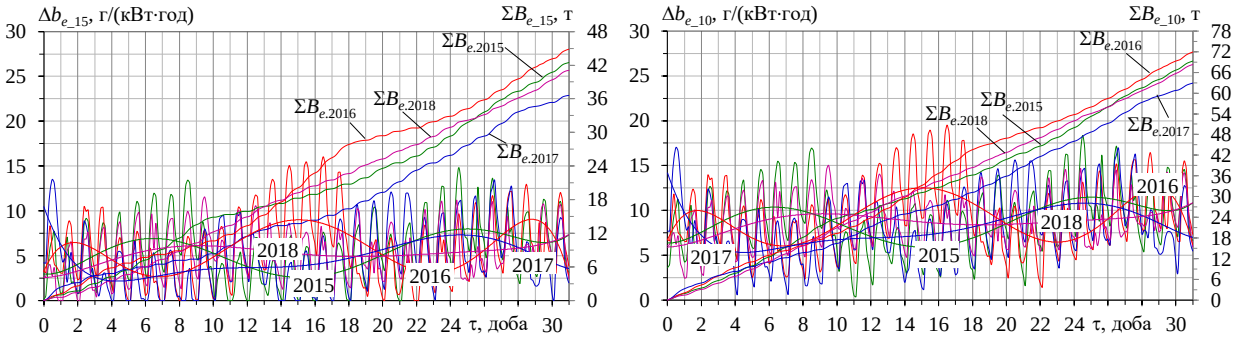


Рис. 5. Поточні Δb_{e_15} та по накопиченню ΣB_{e_15} значення скорочення споживання палива при охолодженні повітря від $t_{зп}$ до $t_{п2}$ = 15ºС в АБХМ (***а***) та відповідні значення Δb_{e_10} і ΣB_{e_10} при охолодженні повітря від $t_{зп}$ до $t_{п2}$ = 10ºС в при двоступеневому охолодженні (***б***) за липень 2015–2018 років, компресорна станція Краснопілля, Дніпропетровська область (Україна)

Поточні значення питомого скорочення споживання палива Δb_{e_15} та його значення по накопиченню ΣB_{e_15} при охолодженні повітря на вході ГТУ від $t_{зп}$ до $t_{п2}$ = 15ºС в АБХМ, а також значення Δb_{e_10} та ΣB_{e_10} при охолодженні повітря від $t_{зп}$ до $t_{п2}$ = 10ºС при двоступеневому охолодженні представлені на рис. 5.

Як показують результати розрахунків, економія палива ΣB_e на місяць в середньому складає близько 40т при охолодженні повітря до 15°С та 65т при охолодженні до 10°С. Однак слід врахувати, що фактичний ефект скорочення споживання палива, через витрату потужності на подолання аеродинамічного опору повітряного охолоджувача на вході ГТУ, буде дещо меншим.

Висновки

Проаналізовано ефективність глибокого охолодження повітря (до 10°С) на вході ГТУ для кліматичних умов КС Краснопілля, Дніпропетровська обл., за липень у 2015-2018 роках.

Показано, що глибоке охолодження повітря на вході ГТУ до температури 10°С забезпечує збільшення місячного виробництва механічної енергії ГТУ, а також економію палива ΣB_e в 1,6...1,8 рази більші порівняно з традиційним охолодженням до 15°С для кліматичних умов КС Краснопілля, Дніпропетровська обл. (липень, 2015-2018 роки). Показано, що через незначну розбіжність між результатами, отриманими для 2015–2018 років, попередню оцінку ефективності охолодження повітря на вході ГТУ можна проводити за результатами дослідження одного року.

ЛІТЕРАТУРА

[1] Kumar Tiwari, A., Muzaffarul, H.M., Islam, M. (2013). Effect of ambient temperature on the performance of a combined cycle power plant. *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, 37 (4), 1177–1188.

[2] Popli, S., Rodgers, P., Eveloy, V. (2013). Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry. *Applied Thermal Engineering*, 50, 918–931.

[3] Радченко, А. Н., Радченко, Н.И., Кантор, С.А., Портной, Б.С. (2016). Методологический подход к выбору тепловой нагрузки комбинированной систе-мы охлаждения воздуха на входе ГТУ. *Авиационно-космическая техника и технология*, 6(133), 55–59.

[4] Meteomanz. Meteomanz Homepage. Retrieved from http://www.meteomanz.com.

[5] ГП НПКГТ "Зоря–Машпроект" (2004). *Николаевские газовые турбины промышленного применения*. Николаев.

Radchenko, A.M., Portnoi, B.S., Kantor, S.A., Esin, I.P.

ESTIMATION OF EFFICIENCY OF DEEP AIR COOLING AT THE INLET OF GTU BY WASTE HEAT RECOVERY CHILLER

The efficiency of deep cooling of air at the inlet of gas turbine units was investigated with variable during 2015-2018 for climatic conditions of operation at the compressor station Krasnopolie, Dnepropetrovsk region (Ukraine). It is shown that due to the insignificant discrepancy between the results obtained for different years, a preliminary assessment of the efficiency of air cooling at the inlet of gas turbine units can be carried out for one year.

Keywords: gas turbine unit, air cooling, chiller, climate.

УДК 621.438.13:621.57

ВИЗНАЧЕННЯ ПРОЕКТНОЇ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ СИСТЕМИ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ В КОНКРЕТНИХ КЛІМАТИЧНИХ УМОВАХ І РІЗНИМИ МЕТОДАМИ

Трушляков Є.І., к.т.н., професор НУК[1], Радченко А.М., к.т.н., доцент[1],
Кантор, С.А., к.т.н.[2], Ткаченко В.С.[2], Фордуй С.Г.[3], Зонмін Я.[4]
[1] Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова;
[2] ПАТ "Завод "Екватор"; [3] PepsiCo, Inc., CTS ESSA;
[4] Цзяньсуньський університет науки і технології
[1, 2] Україна, Миколаїв; [3] Україна, Київ; [4] КНР, Чженьцзян
[1] nirad50@gmail.com, [2] btd@zavod-ekvator.com, [3] serhiy.forduy@pepsico.com,

Анотація. *Запропоновано використання скорочення питомого споживання палива та вироблення холоду для визначення проектної холодопродуктивності холодильних машин системи кондиціювання повітря Показано, що значення проектної холодопродуктивності, розраховані за обома показниками ефективності однакові для одних і тих же кліматичних умов.*

Ключові слова*: кондиціювання, холодопродуктивність, клімат, споживання палива, вироблення холоду.*

Аналіз проблеми і постановка мети дослідження

Витрати холоду в системах кондиціювання повітря (СКП) залежать від поточних температури $t_{нв}$ та відносної вологості $\varphi_{нв}$ навколишнього повітря [1–2]. Скорочення споживання палива енергетичною установкою, наприклад рік $\sum b_e$, кг/кВт, характеризує використання встановлених холодильних потужностей [5], а також економічну доцільність використання охолодження повітря.

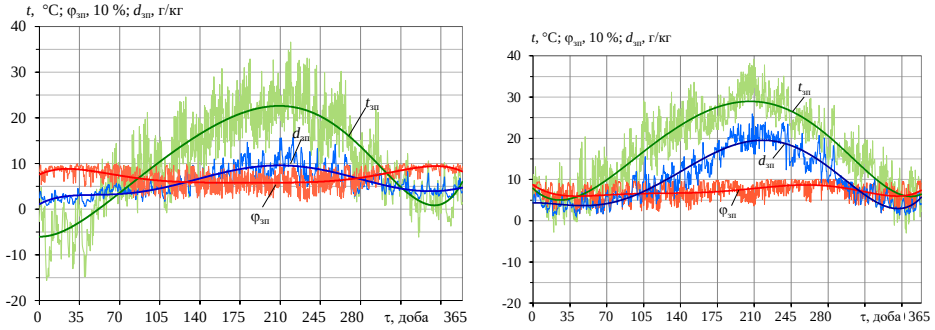
Оскільки як скорочення споживання палива (у разі охолодження повітря на вході енергоустановки), так і річне вироблення холоду (для СКП) характеризують ефективність використання встановленої холодильної потужності, то доцільно порівняти результати її визначення за обома показниками.

Мета дослідження проаналізувати визначення проектної холодопродуктивності (встановленої холодильної потужності) q_0 за різними показниками для різних кліматичних умов.

Результати дослідження

Як приклад, на рис. 1 представлено зміну температури $t_{зп}$, відносної вологості $\varphi_{зп}$ та вологовмісту $d_{зп}$ зовнішнього повітря упродовж 2017 року для м. Вознесенськ, Україна (помірний клімат), та м. Нанкін, КНР (субтропічний клімат). Особливістю субтропічного клімату є велика відносна вологість повітря $\varphi_{зп}$, відповідно й вологовміст $d_{зп}$ при водночас високих його температурах $t_{зп}$ (рис. 1,***б***). Це свідчить про значну частку

прихованої теплоти конденсації водяної пари з повітря, яку треба відводити при його охолодженні, відповідно й про великі теплові навантаження (витрати холодопродуктивності ХМ) на систему кондиціювання повітря.

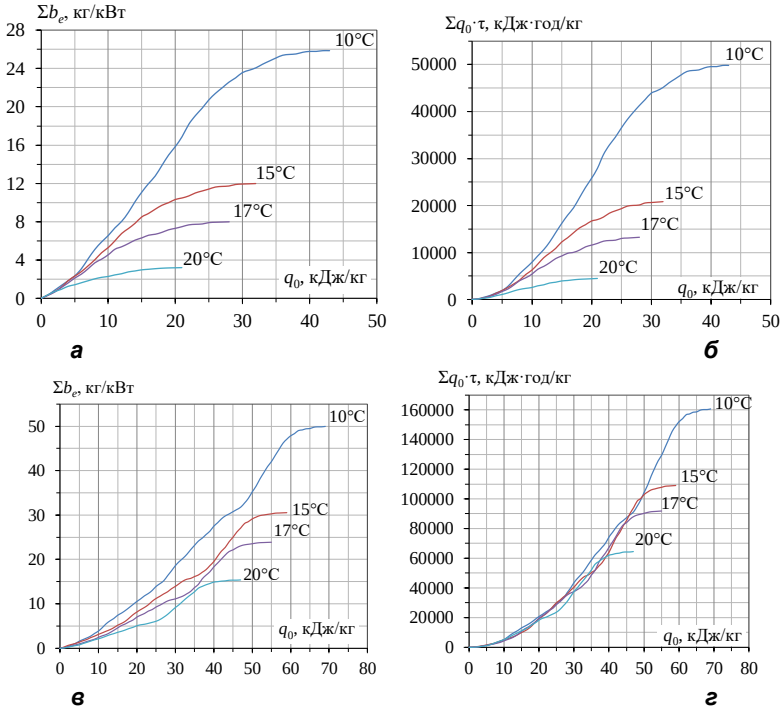


а ***б***

Рис. 1. Поточні значення температури $t_{зп}$, відносної вологості $\varphi_{зп}$ та вологовмісту $d_{зп}$ зовнішнього повітря у 2017 році: ***а*** – м. Вознесенськ, Миколаївська обл., Україна; ***б*** – м. Нанкін, КНР

Питоме річне скорочення споживання палива – економія палива, яке споживається установкою, в результаті охолодження повітря на її вході $\Sigma b_e = \Sigma B_e/N_e$, що припадає на 1 кВт потужності, в залежності від витрат холодопродуктивності $q_0 = Q_0/G_п$, яка припадає на одиничну витрату повітря ($G_п$ = 1 кг/с). Питоме річне виробництво холоду – витрати холодопродуктивності на кондиціювання повітря одиночної витрати ($G_п$ = 1 кг/с) $\Sigma q_0 \cdot т = \Sigma(Q_0 \cdot т)/G_п$, кДж·год/кг, де $\Sigma(Q_0 \cdot т)$ – повне річне виробництво холоду, кВт·год; Q_0 – холодопродуктивність, кВт;·т – період, год.

Про характер зміни питомого скорочення споживання палива Σb_e та питомого річного виробництва холоду $\sum(q_0 \cdot т)$ в залежності від проектної питомої холодопродуктивності $q_0 = Q_0/G_п$, кДж/кг, встановленої холодильної машини для температури охолодженого повітря $t_{п2}$ = 10, 15, 17 та 20°C та кліматичних умов України та КНР, за 2017 рік, можна судити по рис. 2.



а ***б*** ***в*** ***г***

Рис. 2. Значення питомого скорочення споживання палива Σb_e (***а***, ***в***) та питомого річного виробництва холоду $\sum(q_0 \cdot т)$ (***б***, ***г***), в залежності від проектної питомої холодопродуктивності ХМ СКП q_0 за 2017 рік для м. Вознесенськ, Миколаївська обл., Україна (***а***, ***б***) та м. Нанкін, КНР (***в***, ***г***)

Як можна побачити з розрахунків на рис. 2, через падіння темпу приросту питомого скорочення споживання палива Σb_e та питомого виробництва холоду $\sum(q_0 \cdot \tau)$ подальше збільшення проектної питомої холодопродуктивності q_0 не призводить до помітного збільшення річного виробництва холоду. Таке припинення активного росту показників, не залежить від показника визначення проектної питомої холодопродуктивності q_0 і припиняється на приблизно однакових значеннях, причому необхідно зазначити, що подібна поведінка характерних показників не залежить від типу клімату, для якого проводиться дослідження.

Також доцільно дослідити метод визначення мінімальної проектної (встановленої) холодопродуктивності, яка забезпечує максимальний темп приросту показників ефективності ХМ СКП.

Значення річного питомого скорочення споживання палива $\Sigma b_e/q_0$, віднесеного до встановленої питомої холодильної потужності q_0 та річного виробництва холоду $\sum(q_0 \cdot \tau)/q_0$, віднесеного до встановленої питомої холодильної потужності q_0 дозволяє визначити мінімальну проектну (встановлену) холодопродуктивність, що забезпечує максимальний темп скорочення споживання палива та приросту річного виробництва холоду відповідно до збільшення встановленої холодильної потужності ХМ (рис. 3).

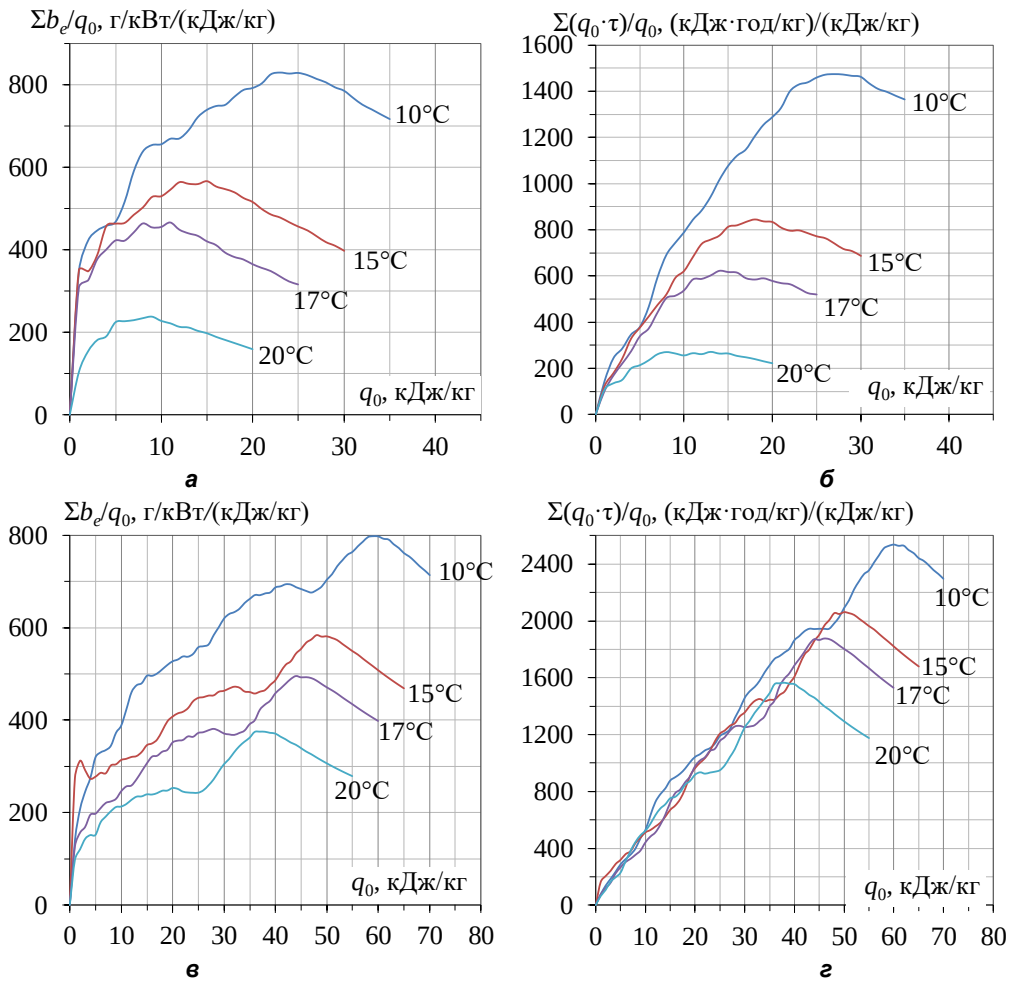


Рис. 3. Значення питомого скорочення споживання палива $\Sigma b_e/q_0$, віднесеного до питомої холодильної потужності ХМ СКП q_0 (***а***, ***в***) та річного виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0$, віднесеного до питомої холодильної потужності ХМ СКП q_0 (***б***, ***г***), в залежності від проектної питомої холодопродуктивності ХМ СКП q_0 за 2017 рік для м. Вознесенськ, Миколаївська обл., Україна (***а***, ***б***) та м. Нанкін, КНР (***в***, ***г***)

Максимальний темп питомого скорочення споживання палива $\Sigma b_e/q_0$ та приросту річного виробництва холоду у вигляді співвідношення $\sum(q_0 \cdot \tau)/q_0$ досягається при дещо різних проектних питомих холодопродуктивностях q_0, в умовах помірного клімату України, проте для субтропічного клімату КНР, необхідно відзначити практично однакові результати, при різних показниках визначення проектної питомої холодопродуктивності q_0.

Висновки

Проаналізовано визначення проектної холодопродуктивності систем кондиціювання повітря за річними скороченням споживання палива і виробництвом холоду для помірних кліматичних умов (на прикладі м. Вознесенськ, Україна) та субтропічних умов (м. Нанкін, КНР). Показано, що значення проектної холодопродуктивності, отримані за двома методами, практично однакові.

ЛІТЕРАТУРА

[1] Marques, R.P., Hacon, D., Tessarollo, A., Parise, J.A.R. (2010). Thermodynamic analysis of tri-generation systems taking into account refrigeration, heating and electricity load demands. *Energy and Buildings*, 42, 2323 - 2330.

[2] Ortiga, J., Bruno, J.C., Coronas, A. (2013). Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network. *Applied Thermal Engineering*, 50, 1536 - 1542.

[3] Trushliakov, E., Radchenko, M., Radchenko, A., Kantor, S., Zongming, Y. (2018). Statistical approach to improve the efficiency of air conditioning system performance in changeable climatic conditions, *The 5th "International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018"*, Jiangsu, Nanjing, China.

Trushliakov, E.I., Radchenko, A.M., Kantor, S.A., Tkachenko, V.S., Forduy, S.G., Zongming, Y.

DETERMINE OF PROJECT COOLING CAPACITY OF THE AIR CONDITIONING SYSTEM IN ACTUAL CLIMATE CONDITIONS AND BY DIFFERENT METHODS

It is proposed to use a reduction in specific fuel consumption and cold production to determine the design refrigeration capacity of refrigeration machines of the air conditioning system. It is shown that the value of the design refrigerating capacity calculated by both efficiency indicators are the same for the same climatic conditions.

Keywords: air conditioning, cooling capacity, climate, fuel consumption, cooling capacity generation.

УДК 621.438.13:621.57

ПОРІВНЯННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГЛИБОКОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГТУ ДЛЯ РІЗНОГО ТИПУ КЛІМАТУ

Радченко М.І., д.т.н., професор[1],Трушляков Є.І., к.т.н., професор НУК[1],
Портной Б.С.[1], Кантор, С.А., к.т.н.[2], Зонмін Я.[3]
[1] Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова;
[2] ПАТ "Завод "Екватор"; [3] Цзяньсуньський університет науки і технології
[1, 2] Україна, Миколаїв; [3] КНР, Чженьцзян
[1] nirad50@gmail.com, [2] s_kantor@mail.ru

Анотація. *Досліджено ефективність глибокого охолодження повітря на вході ГТУ. Порівнюються потреби в питомій холодильній потужності тепловикористовуючих холодильних машин та градирень для їх охолодження. Показано, що охолодження повітря до 10ºС порівняно з його традиційним охолодженням до 15ºС потребує збільшення необхідної кількості холоду у 1,7…2,0 рази та потужності градирень у 2,6…3,0 рази для клімату України, тоді як для КНР – 1,25…1,3 і 1,5…1,6 рази, відповідно.*

Ключові слова*: газотурбінна установка, охолодження повітря, холодильна машина, градирня, клімат.*

Аналіз проблеми і постановка мети дослідження

Зі збільшенням температури зовнішнього повітря зменшується паливна ефективність енергетичних установок [1]. Одним з найбільш ефективних напрямів підвищення ефективності газотурбінних установок (ГТУ) є охолодження повітря на вході тепловикористовуючими холодильними машинами (ТХМ), які перетворюють теплоту відпрацьованих газів у холод [2]. Ефективність охолодження повітря на вході ГТУ залежить від глибини зменшення температури повітря. Так, в абсорбційних бромистолітієвих холодильних машинах (АБХМ) можливе охолодження повітря до температури $t_{п2}$ = 15ºС, а в ежекторних хладонових холодильних машинах (ЕХМ) – до $t_{п2}$ = 10ºС. Однак ефективність трансформації теплоти в ЕХМ невисока порівняно з АБХМ: тепловий коефіцієнт ЕХМ $\zeta_{ЕХМ}$ = 0,2…0,3 проти $\zeta_{АБХМ}$ = 0,7…0,8 для АБХМ, що потребує в 2–3 рази більших витрат теплоти (тепловий коефіцієнт $\zeta = Q_0 / Q_г$ – відношення отриманої холодопродуктивності Q_0 до витрат теплоти гарячого теплоносія-води $Q_г$). Тому доцільно використовувати двоступеневе перетворення теплоти в ТХМ комбінованого типу з АБХМ в якості ступеня охолодження повітря до $t_{п2}$ ≈ 15 ºС і ЕХМ – для більшого охолодження повітря до $t_{п2}$ ≈ 10 ºС [3].

Мета роботи – оцінка і порівняння ефективності охолодження повітря на вході газотурбінної установки тепловикористовуючими холодильними машинами та необхідних витрат для забезпечення їх роботи в різних кліматичних умовах.

Результати дослідження При роботі ГТУ мають місце значні коливання параметрів зовнішнього повітря. Як приклад, на рис. 1 подано поточні кліматичні умови впродовж липня 2017 року для м. Одеса, Україна та м. Гуанчжоу, КНР. Особливістю клімату для м. Гуанчжоу є високі показники відносної вологості зовнішнього повітря $\varphi_{зп}$, що призводить до, відповідно, високого вологовмісту $d_{зп}$ при високих температурах $t_{зп}$ повітря (рис. 1,***б***), що свідчить про велику кількість прихованої теплоти водяної пари і великі навантаження на повітроохолоджувачі (ПО). При цьому необхідно відзначити незначні коливання параметрів зовнішнього повітря у м. Гуанчжоу, КНР (рис. 1,***б***), у порівнянні з показниками для м. Одеса, Україна (рис. 1,***а***).

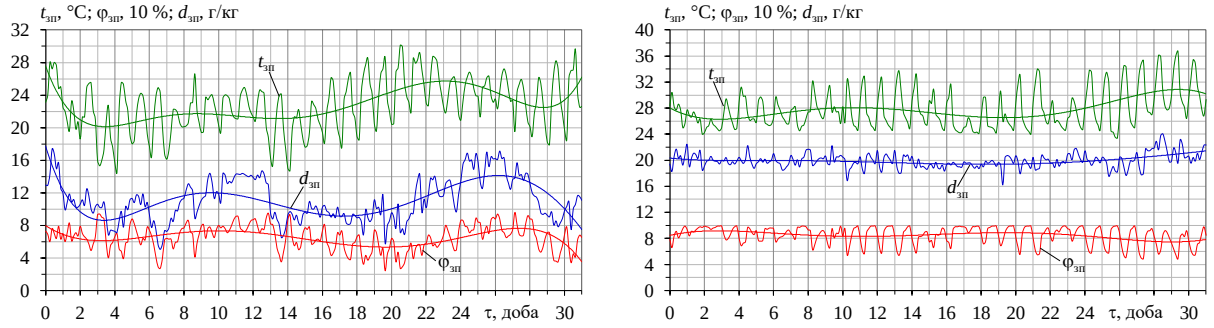


Рис. 1. Поточні значення температури $t_{зп}$, відносної вологості $\varphi_{зп}$ та вологовмісту $d_{зп}$ зовнішнього повітря впродовж липня 2017 році: ***а*** – м. Одеса, Україна; ***б*** – м. Гуанчжоу, КНР

Повітря на вході ГТУ охолоджується за двоступеневим принципом комбінованою абсорбційно-ежекторною холодильною машиною (АЕХМ): першим ступенем якої виступає АБХМ, яка охолоджує повітря до $t_{п2}$ = 15°С, а другим ступенем – ежекторна холодильна машина, з охолодженням повітря до $t_{п2}$ = 10 °С [3].

Оскільки від ТХМ теплота відводиться градирнями системи оборотного охолодження, то питоме теплове навантаження на них, в свою чергу, залежить від теплових коефіцієнтів ТХМ: $q_{гр} = (q_{0.АБХМ} / \zeta_{АБХМ} + q_{0.АБХМ}) + (q_{0.ЕХМ} / \zeta_{ЕХМ} + q_{0.ЕХМ})$, де $q_{0.АБХМ}$ і $q_{0.ЕХМ}$ – теплові навантаження з боку зовнішнього повітря на АБХМ і ЕХМ.

Про поточні упродовж липня значення питомої холодильної потужності $q_{0.15}$ в результаті охолодження повітря на вході ГТУ від $t_{зп}$ до $t_{п2}$ = 15 ºС в АБХМ і $q_{0.10}$ при охолодженні повітря від $t_{зп}$ до $t_{п2}$ = 10 ºС, відповідні зменшення питомої витрати палива Δb_{e15} та Δb_{e10}, необхідної питомої потужності градирень охолодження ТХМ $q_{гр15}$ та $q_{гр10}$ для кліматичних умов м. Одеса, та м. Гуанчжоу, КНР, можна судити з рис. 2 і 3.

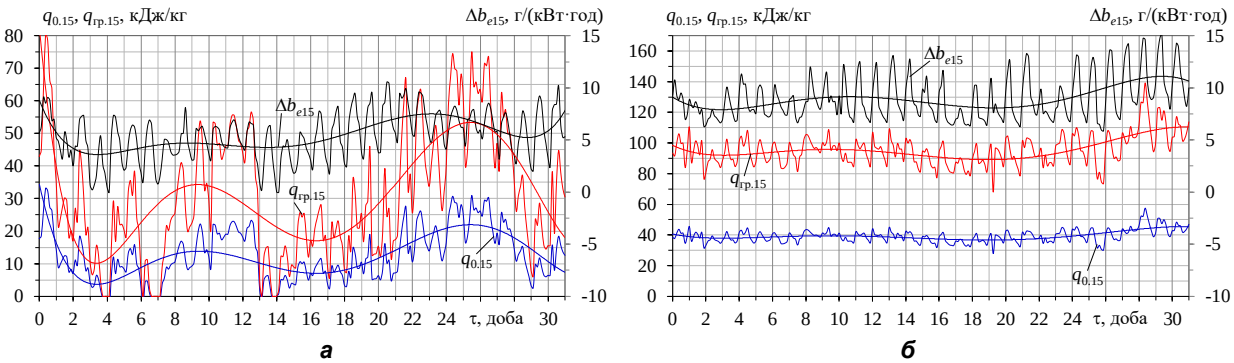


Рис. 2. Поточні значення питомої холодильної потужності $q_{0.15}$ при охолодженні повітря до 15°С в АБХМ, відповідних зменшення питомої витрати палива Δb_{e15} та необхідної питомої потужності градирень охолодження АБХМ $q_{гр15}$ упродовж липня 2017 року:
а – м. Одеса, Україна; ***б*** – м. Гуанчжоу, КНР

Для розрахунку обрано ГТУ виробництва ДП НВКГ "Зоря"-"Машпроект" UGT 10000 номінальною потужністю 10 МВт, для яких зниження температури повітря $\Delta t_{п}$ на 1°С приводить до зменшення питомої витрати палива на 0,7 г/(кВт·год). Охолодження повітря на вході ГТУ до температури $t_{п2}$ = 10ºС забезпечує зменшення питомої витрати палива Δb_{e10} на 6…13 г/(кВт·год) для умов України (рис. 3,***а***) та 11…16 г/(кВт·год) для умов КНР (рис. 3,***б***). Тобто глибоке охолодження у 1,2…1,8 рази ефективніше, для КНР. Однак, для досягнення цих показників для клімату КНР необхідні питома холодильна потужність q_0 45…55 кДж/кг та питома потужність градирень охолодження ТХМ $q_{гр}$ 135…160 кДж/кг, що більше в 1,8…4,5 та 1,4…2,3 рази, відповідно, проти аналогічних показників для клімату України. Проте, реальна економія палива буде дещо меншою через витрати потужності і палива ГТУ, на подолання аеродинамічного опору ПО та привід електровентиляторів градирень.

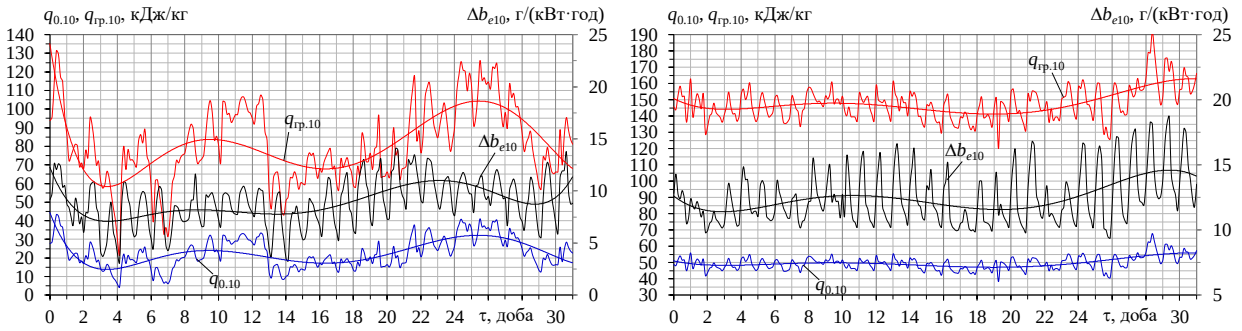


Рис. 3. Поточні значення питомої холодильної потужності $q_{0.10}$ при охолодженні повітря до 10°С в комбінованій АЕХМ, відповідних зменшення питомої витрати палива Δb_{e10} та необхідної питомої потужності градирень охолодження ТХМ $q_{гр10}$ упродовж липня 2017 року: ***а*** – м. Одеса, Україна; ***б*** – м. Гуанчжоу, КНР

На рис. 4 наведено відношення показників роботи та ефективності системи охолодження зовнішнього повітря при його охолодженні від температури $t_{зп}$ до $t_{п2}$ = 10 ºС та відповідних показників при охолодженні повітря від температури $t_{зп}$ до $t_{п2}$ = 15ºС за липень 2017 року.

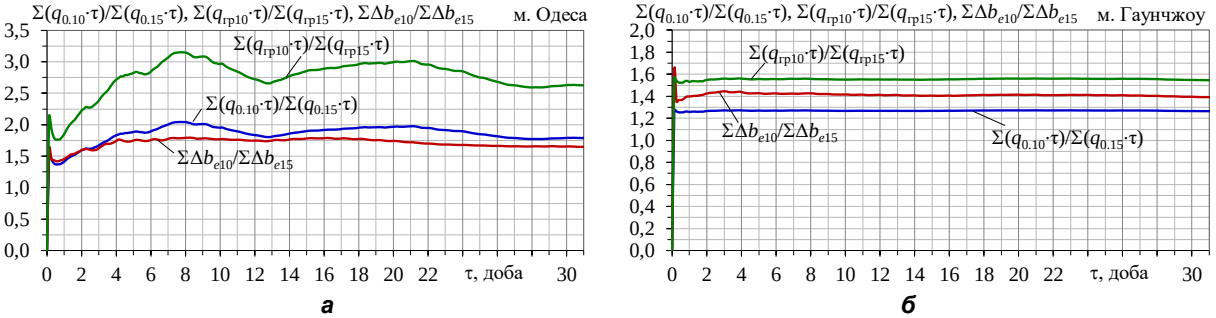


Рис. 4. Значення відношення необхідної кількості холоду від ХМ $\Sigma(q_{0.10}\cdot\tau)/\Sigma(q_{0.15}\cdot\tau)$, відношення необхідної потужності градирень охолодження ТХМ $\Sigma(q_{гр10}\cdot\tau)/\Sigma(q_{гр15}\cdot\tau)$ та зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_{e10}/\Sigma\Delta b_{e15}$ при порівнянні охолодження повітря в АЕХМ до 10 ºС та в АБХМ до 15 ºС за липень 2017 р. для м. Одеса, Україна (***а***) та м. Гуанчжоу, КНР (***б***)

З рис. 4 видно, що зменшення питомої витрати палива Δb_e за рахунок більш глибокого охолодження повітря на вході ГТУ до $t_{п2}$ = 10 ºС (порівняно з $t_{п2}$ = 15 ºС в АБХМ) для умов клімату м. Одеса становить 1,6…1,7 рази, тоді як для клімату м. Гуанчжоу – 1,4…1,45 рази, при цьому збільшується необхідна питома кількість холоду від ХМ $\Sigma(q_0\cdot\tau)$ у 1,7…2,0 рази проти 1,25…1,3, відповідно. А необхідна питома потужність градирень охолодження ТХМ $\Sigma(q_{гр}\cdot\tau)$ збільшується у 2,6…3,0 рази (для м. Одеса) проти 1,5…1,6 рази (для м. Гуанчжоу).

Висновки Досліджено ефективність охолодження повітря на вході ГТУ до температур $t_{п2}$ = 15ºС в АБХМ і до $t_{п2}$ = 10ºС у двоступеневій АЕХМ для кліматичних умов м. Одеса, Україна і м. Гуанчжоу, КНР, як приклад – упродовж липня 2017 р.

Глибоке охолодження повітря до 10ºС в АЕХМ порівняно з 15ºС в АБХМ для кліматичних умов України забезпечує зменшення питомої витрати палива Δb_e для UGT 10000 в 1,6…1,7 рази, тоді як для КНР – в 1,4…1,45 рази.

При цьому для кліматичних умов півдня України питомі витрати холоду за липень $\Sigma(q_0 \cdot т)$ збільшуються в 1,7…2,0 рази, що значно більше ніж для м. Гуанчжоу, КНР: 1,25…1,3 рази. Відповідне збільшення кількості відведеної від ТХМ теплоти градирнями $\Sigma(q_{гр} \cdot т)$ для клімату України: 2,6…3,0 рази, тоді як для м. Гуанчжоу – 1,5…1,6.

ЛІТЕРАТУРА

[1] Günnur, Ş.G.et al. (2018). The effect of ambient temperature on electric power generation in natural gas combined cycle power plant – A case study. *Energy Reports*, 4, 682–690.

[2] Ghaebi, H., Karimkashi, Sh., Saidi, M.H. (2012). Integration of an absorption chiller in a total CHP site for utilizing its cooling pro-duction potential based on R-curveconcept. *International journal of refrigeration*, 35, 384–1392.

[3] Радченко, А.Н., Кантор, С.А. (2015). Эффективность способов охлаждения воздуха на входе ГТУ компрессорных станций в зависимости от климатических условий. *Авиационно-космическая техника и технология*, 1(118), 95–98.

Radchenko, M.I., Trushliakov, E.I., Portnoi, B.S., Kantor, S.A., Zongming, Y.

COMPARISON OF CHARACTERISTICS OF DEEP AIR COOLING AT THE GTU INLET IN DIFFERENT CLIMAT TYPE

The efficiency of deep air cooling at the gas turbine inlet has been investigated. The requirements for specific refrigerating capacity of exhaust heat conversion refrigerating machines and cooling towers for their cooling are compared. It has been shown that air cooling to 10 °C, in comparison with its traditional cooling to 15 °C, requires an increase in the required amount of cold by 1.7 ... 2.0 times and the capacity of cooling towers by 2.6 ... 3.0 times for the climate of Ukraine, while for the PRC – 1 25 ... 1.3 and 1.5 ... 1 , 6 times, respectively.

Keywords: gas turbine unit, air cooling, chiller, cooling tower, climate.

УДК 621.438

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГАЗОВЫХ ТУРБИН В КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ КАЗАХСТАНА И УКРАИНЫ

Радченко Н.И., д.т.н., профессор[1], Радченко А.Н., к.т.н., доцент[1],
Цой А.П., к.т.н., профессор[2], Кантор, С.А., к.т.н.[3], Портной Б.С.[1]
[1] Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова;
[2] Алматинский Технологический Университет; [3] ПАО "Завод "Экватор"
[1, 3] Украина, Николаев; [2] Республика Казахстан, Алматы
[1] nirad50@gmail.com, [3] s_kantor@mail.ru

Аннотация. *Проанализировано охлаждение воздуха на входе газотурбинных установок в условиях эксплуатации Казахстана и Украины. Расчеты выполнены для охлаждения наружного воздуха до 15°С абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной (ХМ) и до 10ºС абсорбционно-эжекторной ХМ. Показано, что охлаждение воздуха до 10ºС обеспечивает примерно в 1,5 раза большее годовое сокращение расхода топлива.*

Ключевые слова*: газотурбинная установка, охлаждение воздуха, холодильная машина, сокращение потребления топлива, климат.*

Введение

С повышением температуры воздуха на входе топливная экономичность ГТУ ухудшается [1]. Так, для ГТУ производства ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» (г. Николаев, Украина) с повышением температуры наружного воздуха $t_{нв}$ на входе на 1°С удельный расход топлива увеличивается на 0,6…0,7 г/(кВт·ч) [2]. Эффективность применения охлаждения воздуха на входе ГТУ зависит от температуры наружного воздуха $t_{нв}$, которая существенно меняется в течении года и в разных регионах может сильно отличатся. Повышение эффективности ГТУ при высоких температурах наружного воздуха возможно путем охлаждения воздуха теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), которые используют теплоту выхлопных газов [3]. В наиболее распространённых высокоэффективных абсорбионных бромистолитиевых холодильных машинах

(АБХМ) простой схемы возможно охлаждение воздуха до температуры 15°С [4] при тепловых коэффициентах ζ = 0,7…0,8 [5], тогда как в хладоновых эжекторных холодильных машинах (ЭХМ) – до 7…10°С и ниже, однако при невысоких тепловых коэффициентах ζ = 0,2…0,3 [6].

Цель работы – повышение эффективности охлаждения воздуха на входе ГТУ ТХМ комбинированного типа в климатических условиях Казахстана и Украины.

Методы исследования

Охлаждение воздуха на входе ГТУ до температуры $t_{в2}$ = 15°С производили традиционной АБХМ простой схемы, тогда как для более глубокого охлаждения использовалась двухступенчатая абсорбционно-эжекторная холодильная машина (АЭХМ) с АБХМ в качестве высокотемпературной ступени предварительного охлаждения наружного воздуха до $t_{в2}$ = 15°С и ЭХМ для последующего снижения температуры воздуха до 10°С и ниже.

Для удобства пересчета на ГТУ разной мощности при определении рациональной проектной холодопроизводительности ТХМ в качестве критерия использовано годовое сокращение потребления топлива в удельных величинах $\Sigma\Delta b_e$, отнесенное к 1 кВт мощности ГТУ, которое получали суммированием его текущих величин при разных значениях проектной холодопроизводительности ТХМ.

Удельное годовое сокращение потребления топлива $\Sigma\Delta b_e$, кг/кВт:

$$\Sigma\Delta b_e = \Sigma\left(\Delta t_{в} \cdot \tau\right) \cdot b_{et} ,$$

где:$\Delta t_{в}$ – текущее уменьшение температуры воздуха, °С; τ – период времени, ч; b_{et} – уменьшение удельного расхода топлива от охлаждения воздуха на входе на 1°С, кг/(кВт·ч·°С).

Для обобщения полученных результатов в широком диапазоне мощностей ГТУ (соответственно разных массовых расходов воздуха $G_{в}$) проектную холодопроизводительность, рассчитывали также в относительных, удельных, величинах как удельную холодопроизводительность q_0, приходящуюся на единичный массовый расход воздуха ($G_{в}$= 1кг/с) через воздухоохладитель.

Удельная холодопроизводительность q_0, кВт/(кг/с) или кДж/кг:

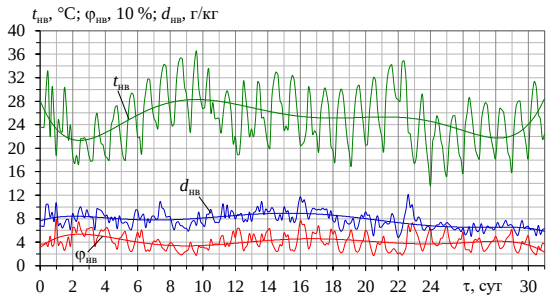
$$q_0 = \frac{Q_0}{G_{в}} = \xi \cdot c_{вл} \cdot \left(t_{нв} - t_{в2}\right) ,$$

где: Q_0 –холодопроизводительность, кВт; $G_{в}$ – массовый расход воздуха, кг/с, ξ – коэффициент влаговыпадения; $t_{нв}$ – температура наружного воздуха, °С; $t_{в2}$ – температура воздуха на выходе из воздухоохладителя, °С; $c_{вл}$ – удельная теплоемкость влажного воздуха, кДж/(кг·°С).

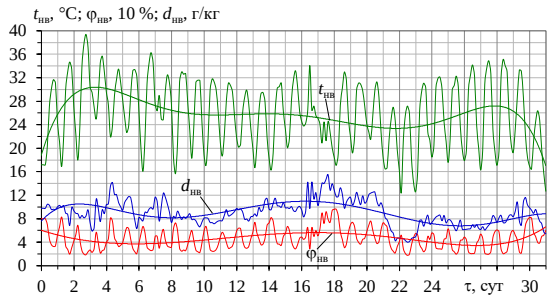
Рассмотрены два метода расчета проектной холодопроизводительности: исходя из максимальной годовой экономии топлива и максимального темпа ее приращения.

Результаты исследования

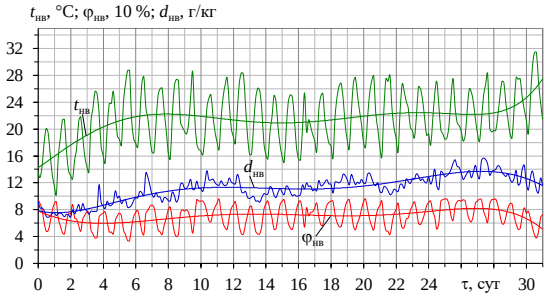
При эксплуатации ГТУ параметры наружного воздуха существенно изменяются, поэтому текущие тепловые нагрузки рассчитывались согласно меняющимся температуре $t_{нв}$ и относительной влажности $\varphi_{нв}$, получаемым с использованием программы Meteomanz [7].



а



б



в

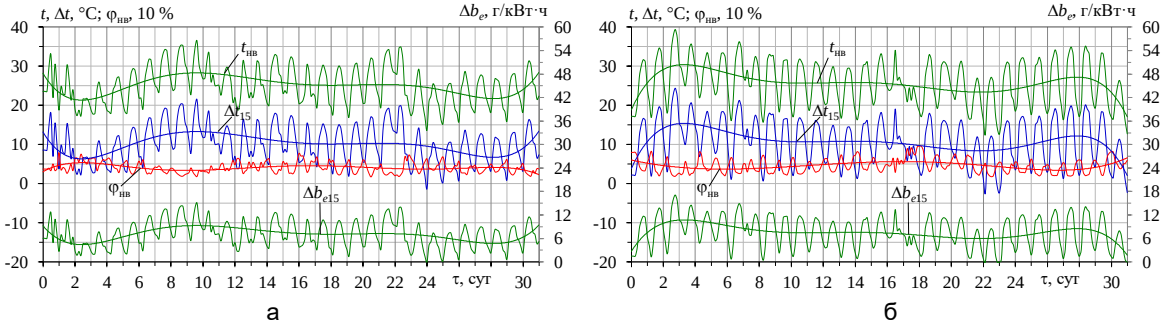
Рис. 1. Текущие значения температуры $t_{нв}$, относительной влажности φ$_{нв}$ и влагосодержания $d_{нв}$ наружного воздуха в июле 2018: а – г. Алматы, Казахстан; б – г. Актобе, Казахстан; в – г. Южноукраинск, Украина

Как пример, на рис. 1 представлено изменение параметров наружного воздуха в течение июля 2018 года для регионов Казахстана и Украины с разными климатическими условиями. Особенностью климата в районе г. Актобе, Казахстан, является резко выраженный континентальный характер, что проявляется в существенном отличии температур в дневное и ночное время суток. Климат г. Алматы подвержен влиянию горно-долинной инверсии температур с характерным повышением температуры воздуха.

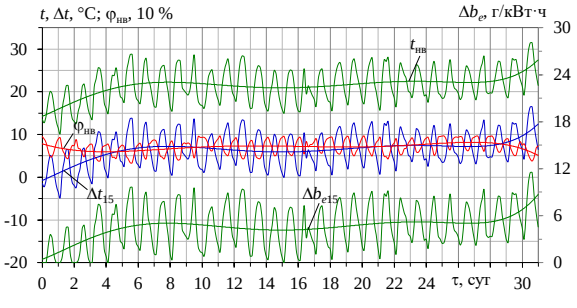
О текущих в течение июля 2018 г. значениях уменьшения удельного расхода топлива Δb_{e15} в результате охлаждения воздуха на входе ГТУ от $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 15 ºС на величину Δt_{15} в АБХМ, а также Δb_{e10} – при охлаждении воздуха от $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 10 ºС на величину Δt_{10} в АЭХМ для рассматриваемых климатических условий можно судить по рис. 2 и 3. Расчёты выполнены для UGT 10000 ГП НПКГ "Зоря"-"Машпроект" мощностью 10 МВт, для которых понижение температуры воздуха на входе $\Delta t_в$ на 1°С приводит к уменьшению удельного расхода топлива Δb_e примерно на $0{,}7 \cdot 10^{-3}$ кг/(кВт·ч·°С) [2].

Как видно из рис. 2, охлаждение воздуха на входе UGT 10000 от текущей температуры наружного воздуха $t_{нв}$ до 15 °С в АБХМ обеспечивает уменьшение удельного расхода топлива Δb_{e15} = 6…12 г/(кВт·ч) для климатических условий г. Алматы и г. Актобе (рис. 2, а и б), а для г. Южноукраинск несколько меньше: 4…8 г/(кВт·ч) (рис. 2, в).

Глубокое охлаждение воздуха двухступенчатой АЭХМ до 10 °С обеспечивает заметно большее текущее сокращение удельного расхода топлива Δb_{e10} : 8…16 г/(кВт·ч) для климатических условий г. Алматы и г. Актобе (рис.3, а, б) и около 6…12 г/(кВт·ч) для г. Южноукраинск (рис.3, в), причем даже в июле.



а б



в

Рис. 2. Текущие значения температуры $t_{нв}$ наружного воздуха, понижения температуры наружного воздуха Δt_{15} при его охлаждении до 15°С в АБХМ и соответственного уменьшения удельного расхода топлива Δb_{e15} в течение июля 2018 года:
а – г. Алматы, Казахстан; б – г. Актобе, Казахстан; в – г. Южноукраинск, Украина

Существенные колебания текущих в течение суток значений понижения температуры наружного воздуха Δt при его охлаждении до одной и той же температуры $t_{в2}$ на рис. 2 и 3 свидетельствуют о колебаниях соответствующих затрат холодопроизводительности ТХМ Q_0 и необходимости выбора ее рациональной проектной величины, обеспечивающей достижение максимального эффекта от охлаждения воздуха на входе ГТУ.

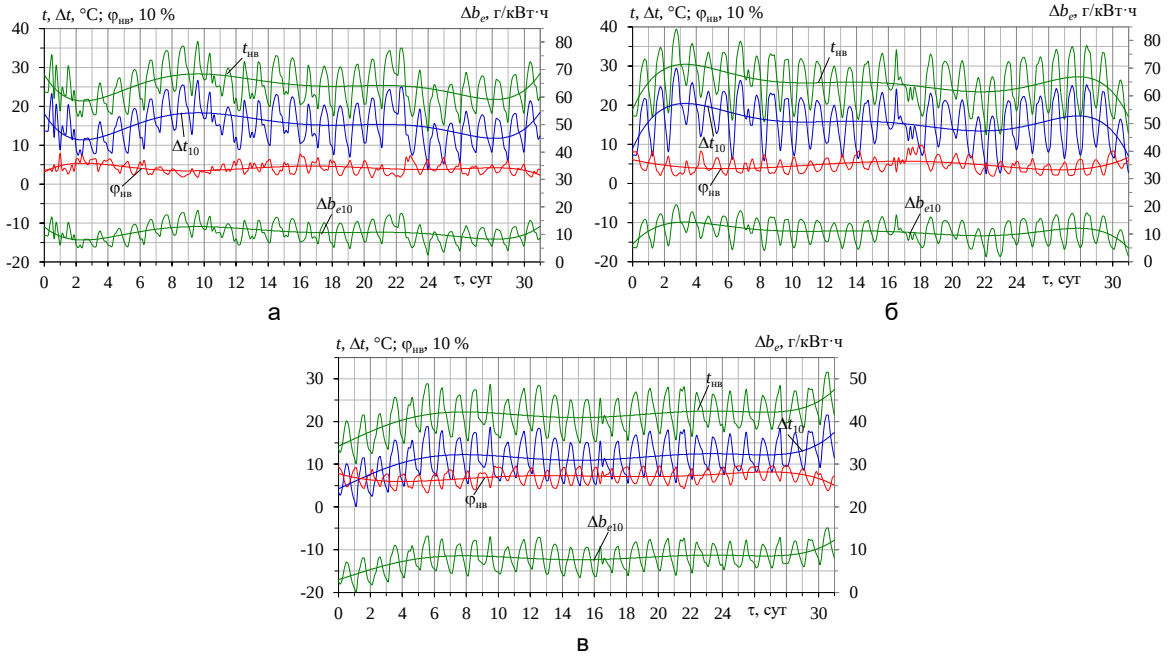


Рис. 3. Текущие значения температуры $t_{нв}$ наружного воздуха, понижения температуры наружного воздуха Δt_{10} при его охлаждении до 10°С в АЭХМ и соответственного уменьшения удельного расхода топлива Δb_{e10} в течение июля 2018 года:
а – г. Алматы, Казахстан; б – г. Актобе, Казахстан; в – г. Южноукраинск, Украина

Эффективность применения охлаждения воздуха на входе ГТУ в первом приближении можно оценивать по годовой экономии топлива. С целью обобщения результатов расчетов для ГТУ примерно с одинаковым влиянием изменения температуры воздуха на входе $\Delta t_в = t_{нв} - t_{в2}$ на удельный расход топлива Δb_e, т.е. одинаковым соотношением $\Delta b_e / \Delta t_в$, годовую экономию топлива целесообразно представлять также в виде удельного, приходящегося на 1 кВт мощности ГТУ, годового сокращения потребления топлива $\Sigma \Delta b_e$.

Этот показатель можно использовать также и для определения проектной холодопроизводительности холодильных машин, для чего следует проанализировать зависимость удельного, приходящегося на 1 кВт мощности ГТУ, годового сокращения потребления топлива $\Sigma \Delta b_e$ от проектной удельной холодопроизводительности ТХМ (она же проектная удельная тепловая нагрузка на воздухоохладители на входе ГТУ), приходящейся на единичный расход циклового воздуха ГТУ через воздухоохладители ($G_в$ = 1 кг/с), $q_0 = Q_0 / G_в$, необходимой для охлаждения наружного воздуха до требуемой температура $t_{в2}$ (рис. 4).

При этом удельную холодопроизводительность рассчитывают как $q_0 = \xi\, c_{вл} (t_{нв} - t_{в2})$, кДж/кг, где ξ – коэффициент влаговыпадения; $t_{нв}$ – текущая температура наружного воздуха, °С; $t_{в2}$ – температура охлажденного воздуха, °С; $c_{вл}$ – удельная теплоемкость влажного воздуха, кДж/(кг·°С), а полную холодопроизводительность – как $Q_0 = q_0 G_в$, кВт.

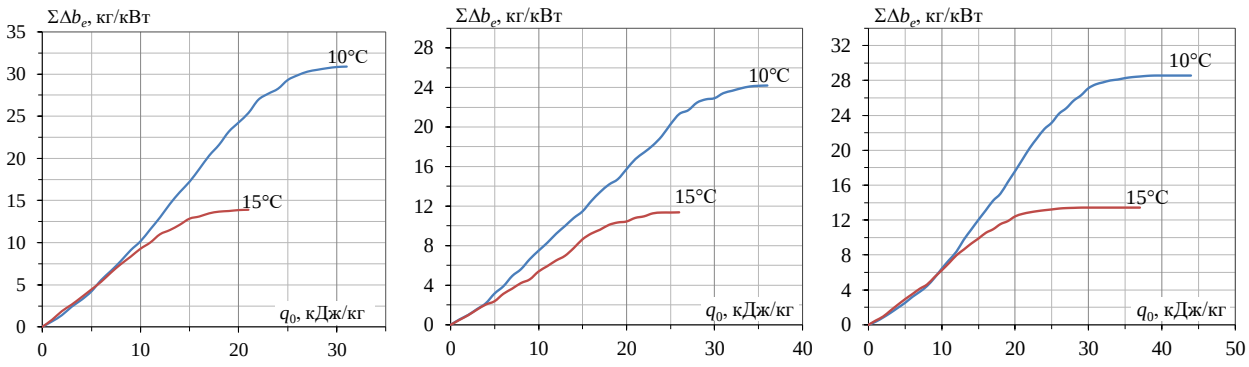


Рис. 4. Годовое удельное сокращение потребления топлива $\Sigma\Delta b_e$ в зависимости от проектной (установленной) удельной холодильной мощности q_0 ($G_в$ = 1 кг/с) при температурах охлажденного воздуха $t_{в2}$ = 10 і 15 ºС в течение 2018 года: а – г. Алматы, Казахстан; б – г. Актобе, Казахстан; в – г. Южноукраинск, Украина

Как видно из рис. 4, а, при охлаждении воздуха на входе ГТУ до конечной температуры $t_{в2}$ = 10 ºС при удельной холодопроизводительности АЭХМ q_0 = 27 кДж/кг годовое удельное (на 1 кВт мощности ГТУ) сокращение потребления топлива за 2018 г. для климатических условий г. Алматы составляют $\Sigma\Delta b_e$ = 30 кг/кВт при сравнительно высоких темпах его прироста. Из-за падения темпов сокращения годового потребления топлива $\Sigma\Delta b_e$ дальнейшее увеличение удельной холодопроизводительности АЭХМ q_0 не приводит к заметному возрастанию экономии топлива. Таким образом, удельную холодопроизводительность АЭХМ q_0 = 27 кДж/кг можно считать рациональной и исходя из нее выбирать полную установленную холодопроизводительность АЭХМ в соответствии с расходом воздуха $G_в$·через ГТУ: $Q_0 = G_в \cdot q_0$, кВт.

Примечательно, что для существенно разных климатических условий – резко континентального климата г. Актобе, Казахстан (рис.4, б), и умеренного теплого климата г. Южноукраинск, Украина (рис.4, в), значения рациональной удельной холодопроизводительности АЭХМ практически одинаковы $q_0 \approx 32$ кДж/кг.

Поскольку колебания тепловой нагрузки комбинированной АЭХМ при охлаждении наружного воздуха до температуры $t_{в2}$ = 10 ºС обусловлены в основном характером изменения тепловой нагрузки ее высокотемпературной АБХМ-ступени предварительного охлаждения наружного воздуха до температуры $t_{в2}$ = 15 ºС, то соотношение значений рациональной удельной холодопроизводительности АБХМ для указанных регионов также сохраняется: $q_0 \approx 17$ кДж/кг для климатических условий г. Алматы и $q_0 \approx 22$ кДж/кг для г. Актобе и г. Южноукраинск при охлаждении наружного воздуха до температуры $t_{в2}$ = 15 ºС.

Характер изменения темпа наращивания годового эффекта от охлаждения наружного воздуха на входе ГТУ в зависимости от установленной холодопроизводительности q_0 (рис. 4) свидетельствует о существовании такого значения q_0 , которому соответствует максимальный темп приращения годового удельного сокращения потребления топлива.

Годовое удельное сокращение потребления топлива $\Sigma\Delta b_e/q_0$, отнесенное к проектной удельной холодопроизводительности q_0 , как показатель темпа приращения годового эффекта, в зависимости от проектной удельной холодопроизводительности q_0 ($G_в$ = 1 кг/с) при охлаждении воздуха до $t_{в2}$ = 10 и 15 ºС за 2018 год, представлено на рис. 5.

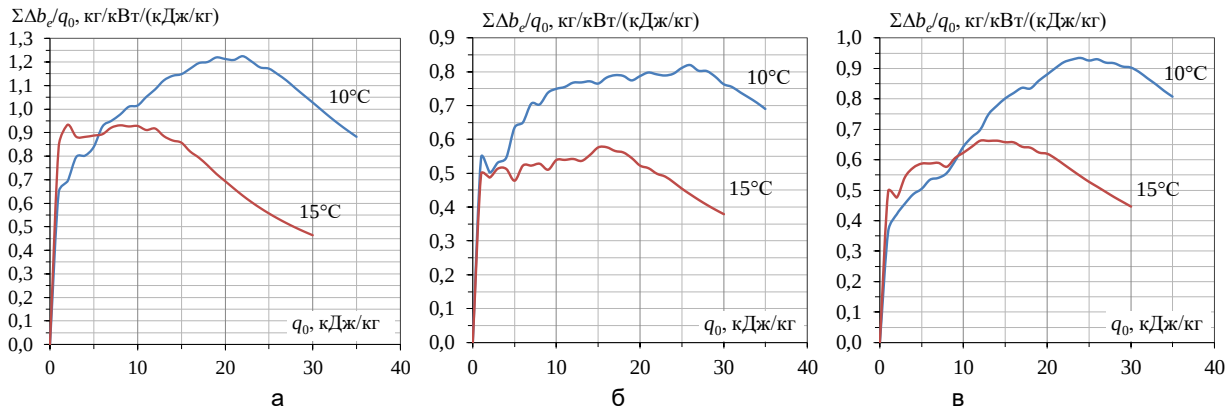


Рис. 5. Годовое удельное сокращение потребления топлива $\Sigma\Delta b_e/q_0$ отнесенное к проектной (установленной) удельной холодильной мощности q_0 в зависимости от расхода установленной (проектной) удельной холодильной мощности q_0 ($G_в$ = 1 кг/с) при температурах охлажденного воздуха $t_{в2}$ = 10 і 15 ºС в течение 2018 года: а – г. Алматы, Казахстан; б – г. Актобе, Казахстан; в – г. Южноукраинск, Украина

Как видно, значения удельной холодопроизводительности q_0, которым соответствуют максимумы графиков на рис. 5, соответственно и максимальный темп приращения годового удельного сокращения потребления топлива $\Sigma\Delta b_e/q_0$, значительно меньше величин q_0, соответствующих максимальному годовому удельному сокращению потребления топлива $\Sigma\Delta b_e$ на рис. 4. Понятно, что при его выборе в качестве проектной (установленной) холодопроизводительности ТХМ (согласно рис. 5) годовая экономия топлива будет гораздо меньше максимальной (рис. 4), и для достижения последней следует применять системы охлаждения с аккумуляторами холодопроизводительности ТХМ, который можно использовать для покрытия ее дефицита при повышенных тепловых нагрузках.

Более глубокое охлаждение воздуха на входе ГТУ до температуры $t_в$= 10ºС в АЭХМ обеспечивает суммарное за июль уменьшение удельного расхода топлива $\Sigma\Delta b_{e_10}$ примерно 8 кг/кВт (отнесенного к 1 кВт мощности ГТУ) для континентальных климатических условий Казахстана (рис. 6, а, б) и около 6 кг/кВт для умеренного теплого климата Украины (рис.6, в).

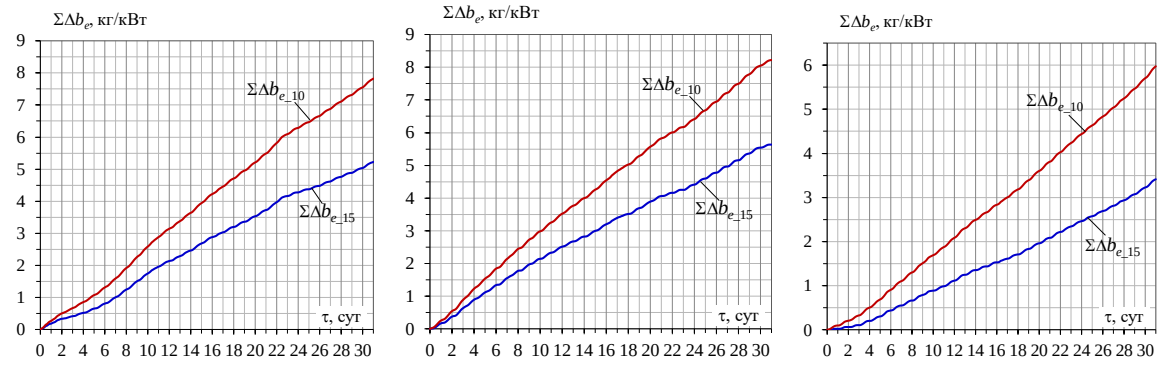


Рис. 6. Значения суммарного за июль уменьшения удельного расхода топлива $\Sigma\Delta b_e$ при разных температурах охлаждённого воздуха $t_{в2}$: 10 ºС – АЭХМ; 15 ºС – АБХМ-ступень в течение июля 2018 года: а – г. Алматы, Казахстан; б – г. Актобе, Казахстан; в – г. Южноукраинск, Украина

Уменьшение удельного расхода топлива помесячно Δb_e и за 2018 год $\Sigma\Delta b_e$ за счёт охлаждения воздуха на входе ГТУ от текущей температуры наружного воздуха $t_{нв}$ до разных конечных температур $t_{в2}$ представлено на рис. 7.

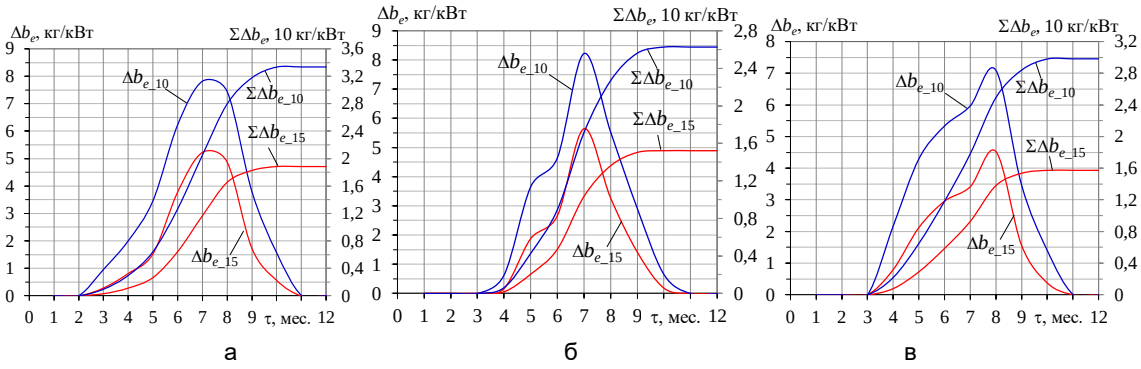


Рис. 7. Значения ежемесячного Δb_e и обще годового $\Sigma\Delta b_e$ уменьшения удельного расхода топлива при температурах охлаждённого воздуха $t_{в2}$: 10 ºС – АЭХМ; 15 ºС – АБХМ в течение 2018 года: а – г. Алматы, Казахстан; б – г. Актобе, Казахстан; в – г. Южноукраинск, Украина

Как видно на рис. 7, охлаждение воздуха на входе ГТУ до 15°С в АБХМ обеспечивает годовое уменьшение удельного (на 1 кВт мощности ГТУ) расхода топлива $\Sigma\Delta b_{e15}$: примерно 18 кг/кВт для континентального климата с влиянием горного в г. Алматы (рис.7, а), 15 кг/кВт для резко континентального климата г. Актобе (рис.7, б) и 16 кг/кВт для умеренного теплого климата г. Южноукраинск, Украина (рис.7, в). В то же время более глубокое охлаждение воздуха в АЭХМ до 10 °С дает возможность получить существенно большее сокращение удельного расхода топлива за год $\Sigma\Delta b_{e10}$: примерно 33 кг/кВт – г. Алматы, 26 кг/кВт – г. Актобе и 30 кг/кВт – г. Южноукраинск, Украина.

Значения годовой экономии топлива за счет охлаждения воздуха на входе ГТУ приведены без учета затрат мощности ГТУ (соответственно и топлива) на преодоление аэродинамического сопротивления воздухоохладителя. Однако их величина незначительная (300…500 Па), что не приведет к заметному сокращению положительного эффекта.

Выводы

Проанализирована эффективность охлаждения воздуха на входе ГТУ теплоиспользующими холодильными машинами разного типа и для разных климатических условий Казахстана и Украины, причем с учетом текущих тепловых нагрузок. Расчетным путем показано, что более глубокое охлаждение воздуха на входе ГТУ до 10 ºС в АЭХМ с АБХМ в качестве высокотемпературной ступени охлаждения наружного воздуха до 15°С и хладоновой ЭХМ как низкотемпературной ступенью более глубокого снижения температуры воздуха до 10°С, обеспечивает примерно в 1,5 раза большее годовое сокращение расхода топлива по сравнению с традиционным охлаждением до 15ºС в АБХМ.

Приведены результаты расчетов проектной холодопроизводительности ТХМ разного типа с учетом меняющихся в течение суток тепловых нагрузок по разработанным авторами двум методам – исходя из максимальной годовой экономии топлива и максимального темпа ее приращения. Показано, что для существенно разных климатических условий – резко континентального климата отдельных регионов Казахстана (на примере г. Актобе) и умеренного теплого климата Украины значения рациональной удельной холодопроизводительности могут быть практически одинаковыми и в то же время существенно отличаться для разных регионов Казахстана. Это весьма остро ставит проблему выбора проектной холодопроизводительности ТХМ, которая обеспечивала бы достижение максимального годового эффекта от охлаждения воздуха на входе ГТУ.

При выборе в качестве проектной холодопроизводительности ТХМ, которая обеспечивает максимальный темп приращения годового эффекта от охлаждения воздуха на входе ГТУ, для достижения максимальной годовой экономии топлива следует применять системы охлаждения с аккумуляторами избытка холодопроизводительности ТХМ, образующегося при пониженных тепловых нагрузках, который использовать для покрытия ее дефицита при повышенных тепловых нагрузках.

Обосновано новое направление охлаждения воздуха на входе ГТУ теплоиспользующими холодильными машинами комбинированного типа.

ЛІТЕРАТУРА

[1] Günnur, Ş.G.et al. (2018). The effect of ambient temperature on electric power generation in natural gas combined cycle power plant – A case study. Energy Reports, 4, 682–690.

[2] ГП НПКГТ "Зоря–Машпроект" (2004). Николаевские газовые турбины промышленного применения. Николаев.
[3] Khaliq, A., Dincer, I., Sharma, P.B. (2010). Development and analysis of industrial waste heat based trigeneration for combined production of power heat and cold. *Journal of Energy Institute*, 83 (2), 79–85.
[4] Elberry, M.F. et al. (2018). Performance improvement of power plants using absorption cooling system. *Alexandria Engineering Journal*, 57, 2679–2686.
[5] Popli, S., Rodgers, P., Eveloy, V. (2013). Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry. Applied Thermal Engineering, 50, 918–931.
[6] Elbel, S., Lawrence, N. (2016). Review of recent developments in advanced ejector technology. *International Journal of Refrigeration*, 62, 1–18.
[7] Meteomanz. Meteomanz Homepage. Retrieved from http://www.meteomanz.com.

Radchenko, N.I., Radchenko, A.N., Tsoy, A.P., Kantor, S.A., Portnoi, B.S.

INCREASING THE EFFICIENCY OF GAS TURBINE INLET AIR COOLING IN CLIMATIC CONDITIONS OF KAZAKHSTAN AND UKRAINE

Air cooling at the inlet of gas turbine units in the climatic conditions of Kazakhstan and Ukraine is analyzed. Calculations were made for cooling the ambient air to 15°C with an absorption lithium bromide refrigeration machine (RM) and down to 10°C with an absorption-ejector RM. It is shown that air cooling to 10°C provides about 1.5 times greater annual reduction in fuel consumption.

Keywords: gas turbine, air cooling, refrigeration machine, reduced fuel consumption, climate

Радченко, М.І., Радченко, А.М., Цой, А.П., Кантор, С.А., Портной, Б.С.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГАЗОВИХ ТУРБІН В КЛІМАТИЧНИХ УМОВАХ КАЗАХСТАНА І УКРАЇНИ

Проаналізовано охолодження повітря на вході газотурбінних установок в умовах експлуатації Казахстану і України. Розрахунки виконані для охолодження зовнішнього повітря до 15°С абсорбційної бромистолітієвою холодильною машиною (ХМ) і до 10°С абсорбційно-ежекторною ХМ. Показано, що охолодження повітря до 10°С забезпечує приблизно в 1,5 рази більше річне скорочення витрати палива.

Ключові слова: газотурбінна установка, охолодження повітря, холодильна машина, скорочення споживання палива, клімат.

УДК 621.58

МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРОЕКТНОЙ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА В КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ УКРАИНЫ И КАЗАХСТАНА

Радченко Н.И., д.т.н., профессор[1], Трушляков Е.И., к.т.н., профессор НУК[1],
Радченко А.Н.,к.т.н.,доцент[1], Цой А.П., к.т.н.,профессор[2], Щесюк, А.В., к.т.н., доцент[3]
[1] Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова;
[2] Алматинский Технологический Университет;
[3] Черноморский национальный университет им. Петра Могилы
[1, 3] Украина, Николаев; [2] Республика Казахстан, Алматы
[1] nirad50@gmail.com

Аннотация. *В общем случае весь диапазон текущих тепловых нагрузок любой системы кондиционирования воздуха (СКВ) включает диапазон нестабильных тепловых нагрузок и сравнительно стабильный диапазон при охлаждении воздуха от определенной пороговой температуры до требуемой. Предложено, обеспечивать стабильную часть работы СКВ обычным компрессором в близком номинальному режиме, тогда как предварительное охлаждение – регулированием холодопроизводительности.*

Ключевые слова*: система кондиционирования воздуха, тепловая нагрузка, компрессор, холодопроизводительность.*

Введение

Эффективность работы систем кондиционирования воздуха (СКВ) и их холодильных машин (ХМ) зависит от текущей тепловой нагрузки в соответствии с потребностями в охлаждении и продолжительности работы в течение года [1]. Чем больше годовая выработка холода, тем более эффективно работает СКВ. Вполне правомерно принять годовую выработку холода в качестве критерия при выборе проектной (установленной) холодопроизводительности СКВ. Рациональная проектная холодопроизводительность СКВ не должна быть завышенной и в то же время удовлетворять ее текущим расходам.

Поскольку тепловые нагрузки СКВ отличаются значительными колебаниями в соответствии с текущими климатическими условиями, то целесообразно уже на этапе проектирования распределить проектную величину общей холодопроизводительности СКВ на две зоны в соответствии с характером изменения текущей тепловой нагрузки: диапазон переменных тепловых нагрузок в соответствии с текущими затратами холодопроизводительности на тепловлажностную обработку наружного воздуха и диапазон относительно стабильной тепловой нагрузки, соответствующий дальнейшему более глубокому охлаждению воздуха от определенной пороговой температуры до требуемой температуры охлажденного воздуха [2]. Если второй диапазон тепловых нагрузок обеспечивается работой холодильного компрессора в близком к номинальному режиме, то первый – применением компрессора с регулируемой холодопроизводительностью или использованием холода, аккумулированного при пониженных текущих тепловых нагрузках.

Высокой энергоэффективностью отличаются системы с регулируемым переменным расходом хладагента (Variable Refrigerant Flow – VRF), поскольку СКВ работают обычно в диапазоне 40...80% номинальной холодопроизводительности. Исследованию энергетической эффективности систем VRF посвящены многочисленные работы [3], предложены практические рекомендации по ее повышению [4]. Результаты моделирования систем VRF [5] показывают, что они позволяют сократить энергопотребление на 15–42% и 18–33% по сравнению по сравнению с СКВ с переменным расходом воздуха. Особенно эффективно применение систем VRF на частичных нагрузках [6], характерных как для сезонной эксплуатации СКВ, так и в течение суток, поскольку большая часть времени приходится на диапазон нагрузок от 40% до 80% номинальной [7]. Работа системы VRF с вентиляцией и рекуперацией теплоты исследована в [8], а с системой предварительной обработки наружного воздуха – в [9]. Оценка комфортных условий в помещениях и энергопотребления системы VRF проведена в [10], а с тепловым насосом-осушителем – в [11].

Некоторые из технических решений и методологических подходов, разработанных для систем охлаждения на базе теплоиспользующих холодильных машин могут быть успешно применены и для традиционных парокомпрессионных СКВ, в частности, испарительного [12] и двухступенчатого охлаждения воздуха [2]. Однако проблема выбора рациональной проектной холодопроизводительности СКВ и ее распределения согласно текущим тепловым нагрузкам в соответствии с переменными климатическими условиями требует решения.

Целью исследования является анализ различных подходов к определению проектной холодопроизводительности СКВ и её распределения в соответствии с текущимми нагрузками в климатических условиях Украины и Казахстана.

Методы исследования

Эффективность эксплуатации СКВ и их ХМ зависит от тепловой нагрузки Q_0 и продолжительности эксплуатации т в течение года. Поэтому в качестве показателя эффективности СКВ принята годовая выработка холода в соответствии с его текущими затратами на кондиционирование воздуха, которую рассчитывают суммируя текущие затраты: $\sum(Q_0 \cdot \tau)$. С целью распространения результатов расчетов на СКВ разной холодопроизводительности Q_0, соответственно и разного расхода воздуха $G_в$ через ВО, ее представляют в относительном виде как удельную холодопроизводительность $q_0 = Q_0 / G_в$, кВт/(кг/с), или кДж/кг, приходящуюся на единицу массового расхода воздуха: $G_в$ = 1 кг/с.

Значения годовой удельной выработки холода $\sum(q_0 \cdot \tau)$, кДж/(кг/ч) или кДж·ч/кг:

$$\Sigma\left(q_0 \cdot \tau\right) = \Sigma \frac{Q_0 \cdot \tau}{G_в},$$

где Q_0 – текущая тепловая нагрузка (текущие затраты холодопроизводительности), кВт, т – промежуток времени, ч; $G_в$ – массовый расход воздуха через воздухоохладитель (ВО), кг/с.

Удельная холодопроизводительность q_0, кДж/кг:

$$q_0 = \xi \cdot c_{вл} \cdot \left(t_{нв} - t_{в2}\right),$$

где ξ – коэффициент влаговыпадения; $t_{нв}$ – текущая температура наружного воздуха, °С; $t_{в2}$ – температура охлажденного воздуха, °С; $c_{вл}$ – удельная теплоёмкость воздуха, кДж/(кг·К).

Соответственно годовую выработку холода ХМ в соответствии с его затратами на СКВ $\sum(q_0 \cdot \tau)$, кДж/(кг/ч) или кДж·ч/кг, рассчитывают также в удельных величинах (для единичного расхода воздуха через ВО $G_в$ = 1 кг/с):

$$\Sigma\left(q_0 \cdot \tau\right) = \Sigma \frac{Q_0 \cdot \tau}{G_в},$$

где Q_0 – текущая тепловая нагрузка на ВО СКВ (текущая холодопроизводительность ХМ), кВт, τ – промежуток времени, ч; $G_в$ – массовый расход воздуха через ВО.

Разработаны два метода определения проектной холодопроизводительности СКВ – исходя из максимальных значений годовой выработки холода в соответствии с его текущими затратами на СКВ и максимального темпа ее приращения. При тепловой нагрузке, рассчитанной вторым методом, максимальная годовая выработка холода возможна, но уже путем покрытия дефицита холодопроизводительности при повышенных текущих тепловых нагрузках за счет избыточного холода, аккумулируемого при пониженных нагрузках.

Дальнейшим развитием метода проектирования СКВ стало разделение общей проектной тепловой нагрузки (холодопроизводительности), рассчитанной любым из методов, на две составляющие: первую, приходящуюся на предварительную тепловлажностную обработку наружного воздуха и отличающуюся значительными ее колебаниями в соответствии с текущими параметрами воздуха, и вторую составляющую, характеризуемую сравнительно постоянной тепловой нагрузкой последующего охлаждения воздуха до заданной температуры.

Результаты исследования

Параметры наружного воздуха значительно изменяются во время работы СКВ и существенно зависят от региона эксплуатации. Для сравнения результатов исследования рассмотрены климатические условия Казахстана (г. Алматы и г. Актобе) и юга Украины (г. Южноукраинск). Для южного региона Украины характерен умеренно континентальный климат, тогда как для Актюбинской области – резко выраженный континентальный климат, а для г. Алматы характерен континентальный климат со значительным влиянием горно-долинной циркуляции.

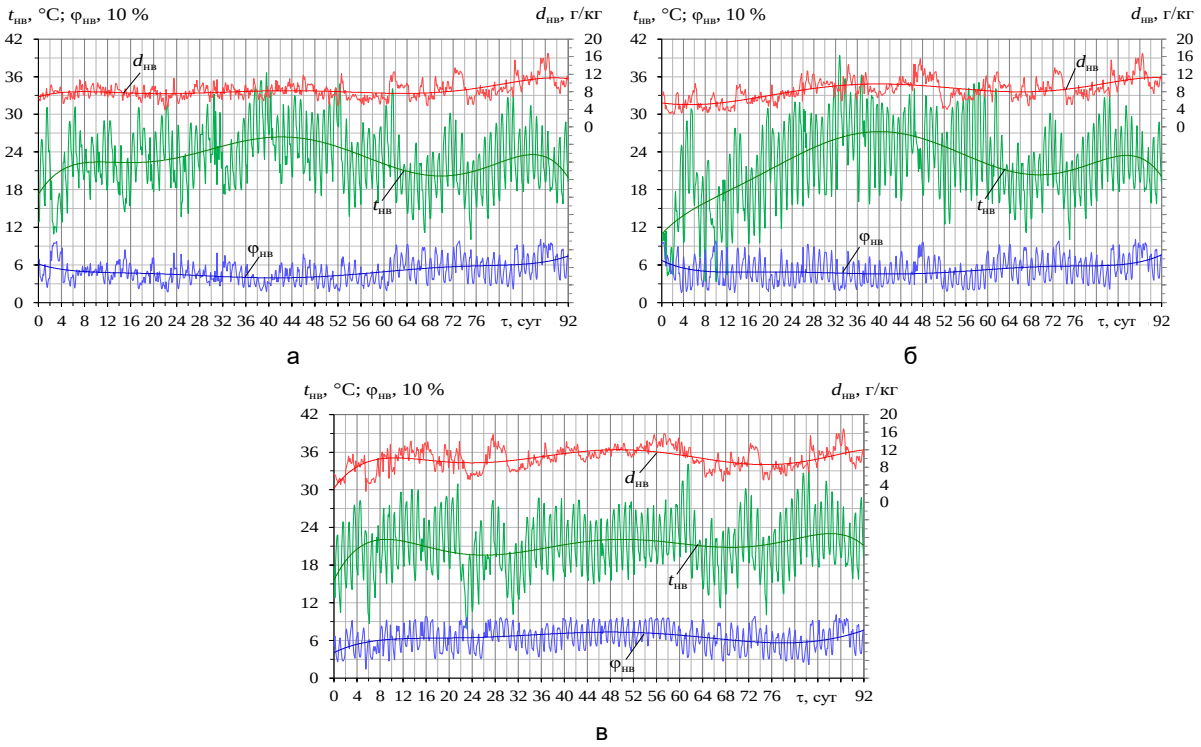


Рис. 1. Текущие значения температуры $t_{нв}$, относительной влажности $\varphi_{нв}$ и влагосодержания $d_{нв}$ наружного воздуха (июнь-август 2018г.): а – г. Алматы, Казахстан; б – г. Актобе, Казахстан; в – г. Южноукраинск, Украина

На рис. 1 представлены текущие климатические условия для выбранных регионов (июнь-август 2018 года).

Значения годовой удельной выработки холода в соответствии с его затратами на СКВ $\sum(q_0 \cdot \tau)$, в зависимости от проектной удельной холодопроизводительности q_0, при температурах охлаждённого воздуха $t_{в2}$ = 10 и 15 ºС для климатических условий Украины и Казахстана, 2018 год, представлены на рис. 2.

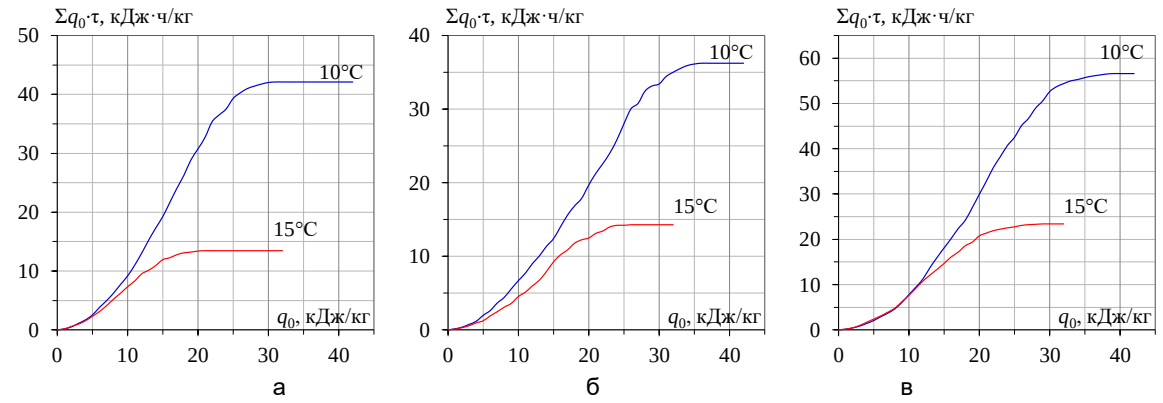


Рис. 2. Значения удельных (при $G_в$ = 1 кг/с) годовых затрат холодопроизводительности $\sum(q_0 \cdot \tau)$ в зависимости от проектной удельной холодопроизводительности q_0 при температурах охлаждённого воздуха $t_{в2}$ = 10 і 15 ºС за 2018 г.:а – г. Алматы, Казахстан; б – г. Актобе, Казахстан; в – г. Южноукраинск, Украина

Как видно, при охлаждении воздуха до $t_{в2}$ = 10ºС проектная удельная холодопроизводительность (для климатических г. Южноукраинск, Украина и г. Актобе, Казахстан) $q_{0.10}$ = 33…35 кДж/кг (при $G_в$ = 1 кг/с) обеспечивает практически максимальную удельную годовую выработку холода (максимально покрывает потребности холодопроизводительности) $\sum(q_0 \cdot \tau)_{10}$ без резкого падения темпа её прироста. Величину $q_{0.10rat}$ = 33…35 кДж/кг принимают за рациональную. Для климатических условий г. Алматы значение проектной удельной холодопроизводительности, обеспечивающей близкую к максимальной годовую выработку холода $\sum(q_0 \cdot \tau)_{10}$, существенно меньше: $q_{0.10rat}$ = 25…27 кДж/кг. Аналогично определяют рациональную холодопроизводительность при охлаждении воздуха до $t_{в2}$ = 15ºС: $q_{0.15rat}$ = 22…24 кДж/кг – для г. Южноукраинск и г. Актобе; $q_{0.15rat}$ = 18…20 кДж/кг – для г. Алматы.

Годовая удельная выработка холода $\sum(q_0 \cdot \tau)$, отнесенная к проектной удельной холодопроизводительности q_0, в зависимости от проектной холодопроизводительности $q_0 = Q_0 / G_в$, кДж/кг, при охлаждении воздуха до $t_{в2}$ = 10 и 15 ºС для климатических условий Украины и Казахстана, 2018 год, представлена на рис. 3.

Как видно, максимумы графиков соответствуют максимальному темпу приращения годовой выработки холода $\sum(q_0 \cdot \tau)/q_0$: оптимальное значение $q_{0.10opt}$ = 28…30 кДж/кг при охлаждении наружного воздуха до $t_{в2}$ = 10 ºС; $q_{0.15opt} \approx$ 18кДж/кг при $t_{в2}$ = 15 ºС (для климатических условий г. Южноукраинск и г. Актобе), $q_{0.10opt} \approx$ 22 кДж/кг и $q_{0.15opt} \approx$ 14кДж/кг для г. Алматы, что значительно ниже, чем значения рациональных $q_{0.rat}$.

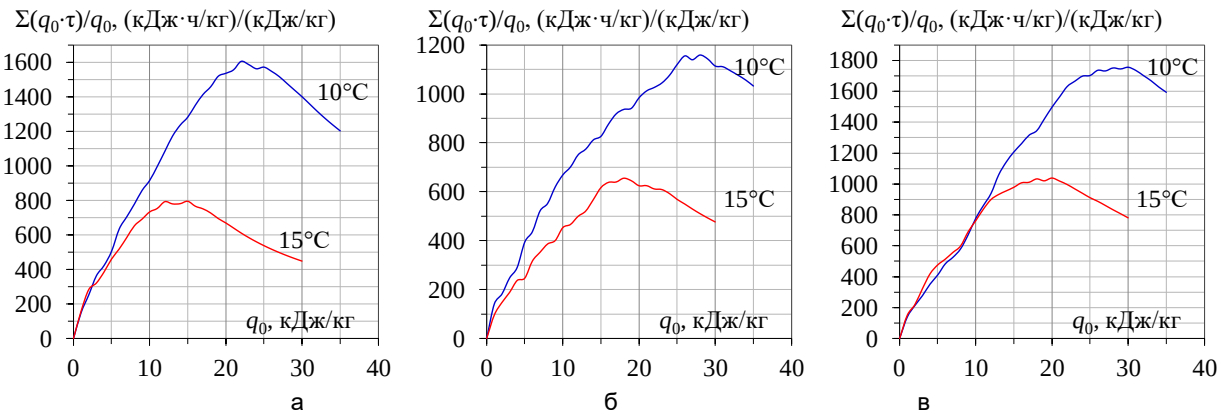


Рис. 3. Значения удельной (при $G_в$ = 1 кг/с) годовой выработки холода $\sum(q_0 \cdot \tau)$, отнесенные к проектной удельной холодопроизводительности q_0 , в зависимости от проектной холодопроизводительности q_0 при температурах охлажденного воздуха $t_{в2}$ = 10 и 15 ºС за 2018 г.: а – г. Алматы, Казахстан; б – г. Актобе, Казахстан; в – г. Южноукраинск, Украина

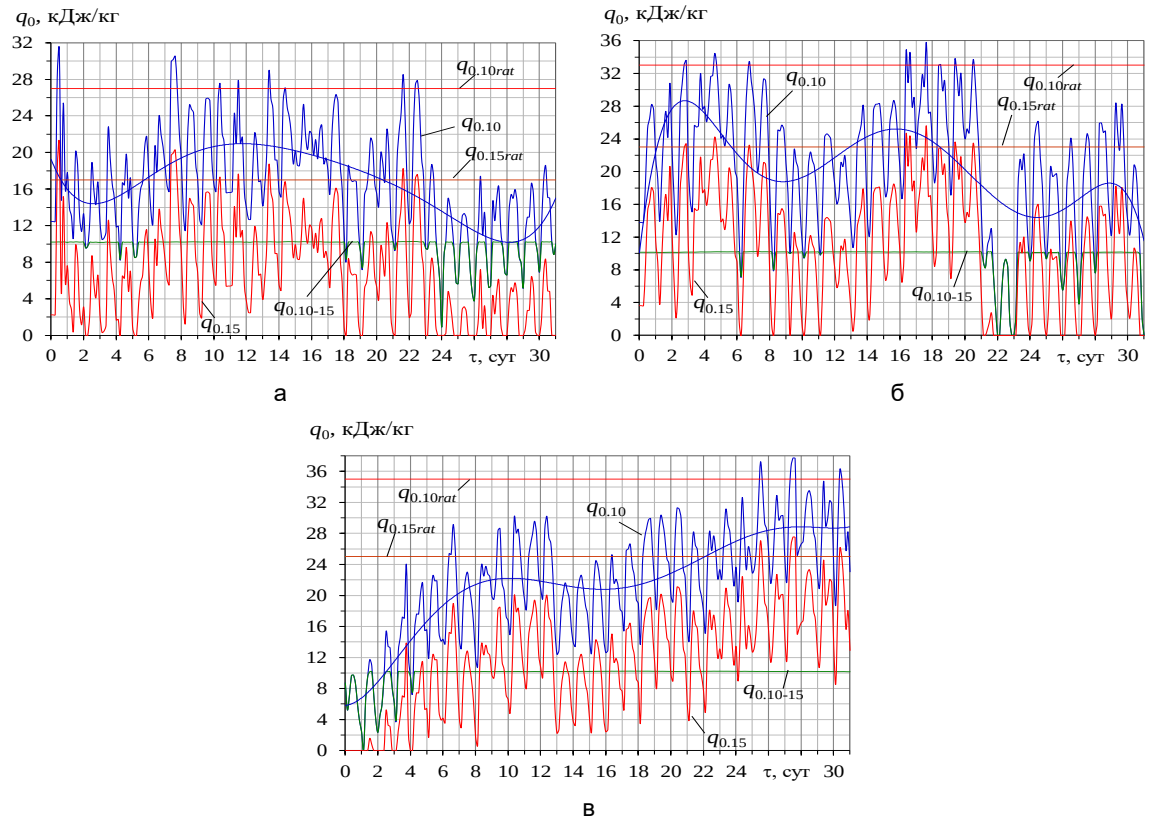


Рис. 4. Текущие значения удельной холодопроизводительности $q_{0.15}$, расходуемой для охлаждения наружного воздуха от $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 15°С, $q_{0.10}$ – охлаждения наружного воздуха от $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 10°С и холодопроизводительности $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ охлаждения воздуха от $t_{в2}$ = 15°С до $t_{в2}$ = 10°С, рациональных значений холодопроизводительности $q_{0.15rat}$ и $q_{0.10rat}$ охлаждения наружного воздуха до 15°С и10°С за июль 2018 г.:
а – г. Алматы; б – г. Актобе, Казахстан; в – г. Южноукраинск, Украина

О целесообразности распределения общей проектной холодопроизводительности в соответствии с текущей тепловой нагрузке между двумя ступенями охлаждения с разным характером изменения тепловой нагрузки: колебаниями тепловой нагрузки $q_{0.15}$ первой ступени охлаждения наружного воздуха до пороговой температуры $t_{в2}$ = 15°С и относительно стабильной тепловой нагрузкой $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ второй ступени дальнейшего более глубокого охлаждения воздуха до конечной температуры $t_{в2}$ = 10°С – можно судить по рис. 4.

Значительные изменения текущих тепловых нагрузок СКВ $q_{0.15}$ указывают на то, что если проектная тепловая нагрузка выбрана по максимальному (близкому к нему) значению годовой выработки холода $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ согласно рис. 1, то это приведёт к значительному избытку холодопроизводительности при умеренных температурах наружного воздуха $t_{нв}$ даже летом.

В диапазоне переменных тепловых нагрузок $q_{0.15}$ необходимо соответствующее регулирование холодопроизводительности ХМ, что возможно путём применения компрессора с переменной частотой вращения электродвигателя. В тоже время при охлаждении воздуха от 15 °С до 10 °С колебания тепловой нагрузки $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ сравнительно незначительные и вызваны уменьшением текущих нагрузок $q_{0.15}$ ступени предварительного охлаждения наружного воздуха. Следовательно, в диапазоне $q_{0.10\text{-}15}$ достаточно эффективной будет работа традиционного компрессора нерегулируемой холодопроизводительности.

При этом промежуточную температуру охлаждённого воздуха 15°С правомерно использовать как пороговую для распределения общей проектной тепловой нагрузки СКВ на ступени охлаждения с разным характером изменения тепловой нагрузки. Чем меньше амплитуда колебаний текущей тепловой нагрузки, тем выше пороговая температура и больше диапазон работы ХМ при практически постоянной холодопроизводительности $q_{0.10\text{-}15}$.

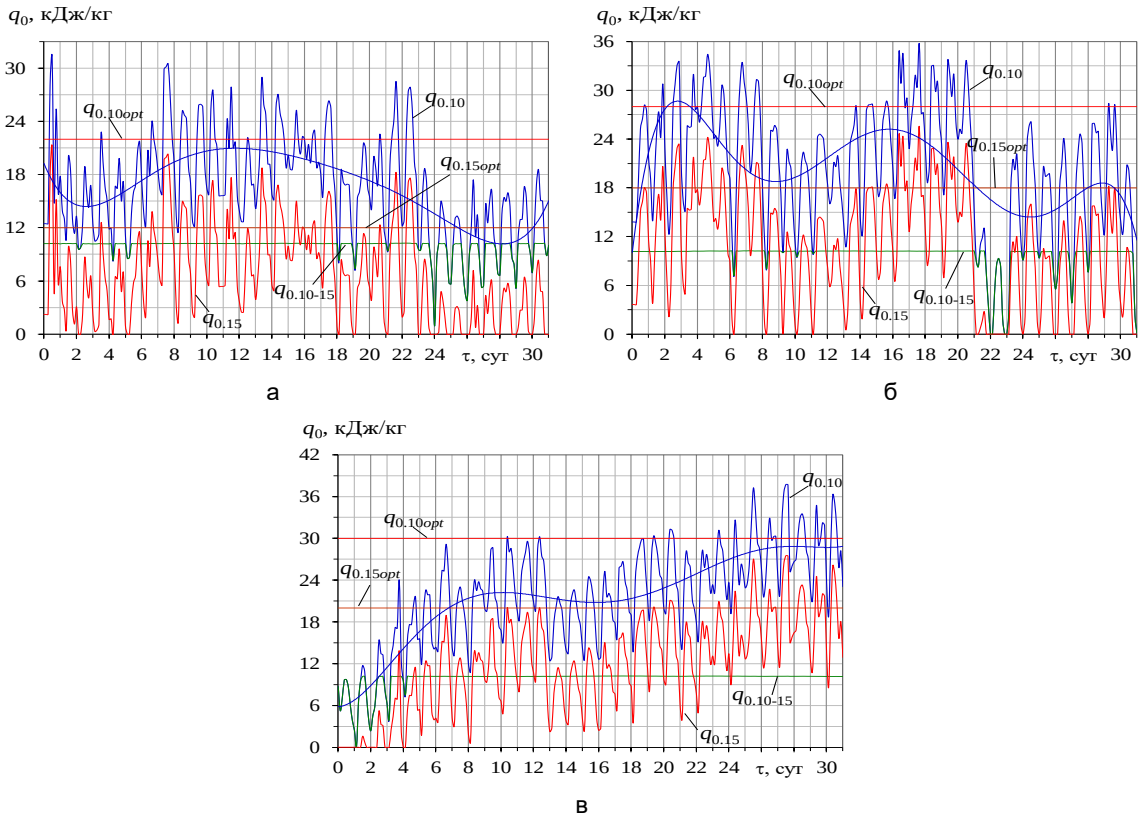


Рис. 5. Текущие значения удельной холодопроизводительности $q_{0.15}$ для охлаждения наружного воздуха от $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 15°С, соответственно $q_{0.10}$ – охлаждения наружного воздуха от $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 10°С и холодопроизводительности $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ охлаждения воздуха от $t_{в2}$ = 15°С до $t_{в2}$ = 10°С, оптимальные значения холодопроизводительности $q_{0.15opt}$ и $q_{0.10opt}$ охлаждения наружного воздуха до 15°С и 10°С за июль 2018 г.: а – г. Алматы, Казахстан; б – г. Актобе, Казахстан; в – г. Южноукраинск, Украина

Результаты распределения проектной тепловой нагрузки, рассчитанной по максимальному темпу приращения годовой выработки холода $\sum(q_0 \cdot т)/q_0$ согласно рис.2, то есть по второму методу определения оптимальной проектной холодопроизводительности $q_{0.10opt}$ охлаждения наружного воздуха до $t_{в2}$ = 10°С и $q_{0.15opt}$ – соответственно до $t_{в2}$ = 15°С, представлены на рис. 5.

Как видно из рис. 5, оптимальные величины холодопроизводительности $q_{0.15opt}$ и $q_{0.10opt}$ в основном покрывают текущие тепловые нагрузки $q_{0.15}$ и $q_{0.10}$ за исключением некоторых самых жарких весьма коротких периодов.

Выводы

Разработаны два метода определения проектной тепловой нагрузки СКВ – исходя из максимальных значений годовой выработки холода в соответствии с его текущими затратами на СКВ и максимального темпа ее приращения. При тепловой нагрузке, рассчитанной вторым методом, максимальная годовая выработка холода также возможна, но уже путем покрытия дефицита холодопроизводительности при повышенных текущих тепловых нагрузках за счет избыточного холода, аккумулируемого при пониженных нагрузках.

Предложен метод проектирования СКВ путем разделения общей тепловой нагрузки, рассчитанной любым из методов, на две составляющие: первую, приходящуюся на предварительную тепловлажностную

обработку наружного воздуха до некоторой пороговой температуры, например 15°С, и отличающуюся значительными колебаниями в соответствии с текущими параметрами воздуха, и вторую составляющую, характеризуемую сравнительно постоянной тепловой нагрузкой последующего более глубокого охлаждения воздуха до заданной температуры. Такое разделение всего процесса охлаждения наружного воздуха на две ступени с разным характером изменения тепловой нагрузки позволяет наиболее эффективно использовать компрессорное оборудование: компрессор регулируемой производительности (с переменной скоростью вращения) – в области нестабильных тепловых нагрузок предварительной тепловлажностной обработки наружного воздуха, а традиционный компрессор нерегулируемой производительности – в области практически стабильной нагрузки более глубокого охлаждения воздуха до заданной температуры.

ЛІТЕРАТУРА

[1] Marques, R.P., Hacon, D., Tessarollo, A., Parise, J.A.R. (2010). Thermodynamic analysis of tri-generation systems taking into account refrigeration, heating and electricity load demands. *Energy and Buildings*, 42, 2323 - 2330.

[2] Radchenko, R., Radchenko, A., Serbin, S., Kantor, S., Portnoi, B. (2018). Gas turbine unite inlet air cooling by using an excessive refrigeration capacity of absorption-ejector chiller in booster air cooler. *E3S Web of Conferences. HTRSE-2018*, 70 (03012), 6 p.

[3] Alahmer, A., Alsaqoor, S. (2017). Simulation and optimization of multi-split variable refrigerant flow systems. *Ain Shams Eng. J*.

[4] Yun, G.Y., Choi, J., Kim, J.T. (2014). Energy performance of direct expansion air handling unit in office buildings. *Energy Build*, 77, 425–431.

[5] Kim, D. et al. (2017). Evaluation of energy savings potential of variable refrigerant flow (VRF) from variable air volume (VAV) in the U.S. climate locations. *Energy Rep*, 3, 85–93.

[6] Ilie, A. et al. (2017). Study on Technical and Economical Solutions for Improving Air-conditioning Efficiency in Building Sector. *Energy Procedia*, 112, 537–544.

[7] Enteria, N. et al. (2016). Performance evaluation of the variable refrigerant flow (VRF) air-conditioning system subjected to partial and unbalanced thermal loadings. *Journal of Thermal Science and Technology*, 11 (1), 1–11.

[8] Fengxia, H., Zhongbin, Z., Hu, H., Zemin, C. (2018). Experimental Study on the All-fresh-air Handling Unit with Exhaust Air Energy Recovery. *Energy Procedia*, 152, 431–437.

[9] Park, D.Y., Yun, G., Kim, K.S. (2017). Experimental evaluation and simulation of a variable refrigerant-flow (VRF) air-conditioning system with outdoor air processing unit. *Energy Build*, 146, 122–140.

[10] Aynur, T.N., Hwang, Y., Radermacher, R. (2010). Integration of variable refrigerant flow and heat pump desiccant systems for the heating season. *Energy Build*, 42, 468–476.

[11] Aynur, T.N., Hwang, Y., Radermacher, R. (2008). Field performance measurements of a heat hump desiccant unit in dehumidification mode. *Energy Build*, 40, 2141–2147.

[12] Eidan, A.A., Alwan, K.J. (2017). Enhancement of the Performance Characteristics for Air-Conditioning System by Using Direct Evaporative Cooling in Hot Climates. *Energy Procedia*, 142, 3998–4003.

Radchenko, N.I., Trushliakov, E.I., Radchenko, A.N., Tsoy, A.P., Shchesiuk, O.V.

METHODS TO DETERMINE A DESIGN COOLING CAPACITY OF AMBIENT AIR CONDITIONING SYSTEMS IN CLIMATIC CONDITIONS OF UKRAINE AND KAZAKHSTAN

In general, the entire range of current heat loads of any air conditioning system (ACS) includes a range of unstable heat loads and a relatively stable range when the air is cooled from a certain threshold temperature to the required one. It is proposed to provide a stable part of the ACS operation with a conventional compressor in a close nominal mode, while pre-cooling – by regulating the cooling capacity.

Keywords: air conditioning system, heat load, compressor, refrigeration capacity.

УДК 621.438

ANALYZING THE EFFICIENCY OF ENGINE INLET AIR CHILLING COMPLEX WITH COOLING TOWERS

Radchenko A., cand.tech.sc., associate professor[1], Stachel A.[2],
Forduy S.[3], Portnoi B.[1], Rizun O.[1]
[1] Admiral Makarov National University of Shipbuilding;
[2] West Pomeranian Technical University; [3] PepsiCo, Inc.
[1,] Ukraine, Mykolayiv; [2] Poland, Szczecin; [3] Ukraine, Kyiv
[1] nirad50@gmail.com, [3] serhiy.forduy@pepsico.com

Abstract. *The processes of cooling air at the inlet of energy installations by exhaust heat conversion chillers with heat removal from them by cooling towers of the circulating cooling system are studied on the example of a gas turbine. It was shown the possibility to increase the fuel saving due turbine inlet air cooling through decreasing the number of cooling towers and electricity consumption for driving the fans of cooling towers.*
Keywords*: turbine, inlet air cooler, combined chiller, thermal load, cooling tower.*

Introduction

With increasing an ambient air temperature t_{amb} at the inlet the fuel efficiency of combustion engines decreases [1]. A thermodynamic efficiency of gas turbine unites (GTU) at high ambient temperatures t_{amb} can be improved with corresponding reduction of fuel consumption by cooling air in air coolers at the inlet of GTU by chillers (Ch), which utilize the exhaust gas heat [2].

The effect of turbine inlet air cooling depends on its depth which in its turn depends on the type of chiller. So, in absorption lithium-bromide chiller (ACh) it is possible to cool air to temperatures 15–20ºC [3], and in refrigerant ejector chiller (ECh) – to temperatures 7–10ºC and lower [4]. Therefore, a combined absorption-ejector chiller (AECh) complex with ACh for cooling ambient air to a temperature $t_{a2} \approx 15$ °C in a high-temperature stage AC_{HT} and ECh for deeper air cooling to $t_{a2} \approx 10$°C in a low temperature stage AC_{LT} of a two-stage air cooler at the inlet of GTU has been proposed [5].

Since heat is removed from AECh by cooling towers (CT) of the reverse cooling system, and their heat load, in turn, depends on the AECh thermal coefficients – coefficients of performance (COP), then we have to solve the problem of determining the rational heat loads of $Q_{0.HT}$ and $Q_{0.LT}$ by redistributing heat loads between the stages AC_{HT} and AC_{LT}, respectively between the ACh and ECh, which would provide deep cooling air at the GTU inlet with minimum design heat loads on the CT and their minimal amounts simultaneously.

The goal of the study is to increase the fuel saving due gas turbine inlet air cooling through decreasing the number of cooling towers for removing the heat from turbine inlet air cooling complex and electricity consumption for driving the fans of cooling towers.

The tasks to be solved for achieving the goal: determining of the rational design heat load on two-stage air coolers (AC) at the inlet of GTU (rational design cooling capacity of AECh) to provide closed to maximum annual fuel saving; determining of actual current heat loads on two-stage AC at the inlet of GTU and their distribution between the AC_{HT} and AC_{LT} stages, respectively between the ACh and ECh of AECh and corresponding heat loads on cooling towers (CT) of different rated heat loads and number of CT taking into account a fuel consumption for electric fans of CT; determining the maximum fuel saving due to GTU inlet air cooling and corresponding number of cooling towers (CT).

Literature Review

In combustion engines a cyclic air is an ambient air, therefore their performance is strongly affected by climatic conditions [6]. With an increase in temperature at the inlet their fuel consumption increases, efficiency and effective power drops [1]. The simplest and cheapest method of cooling air is conducted by spraying water directly into the cyclic air stream [7], but its efficiency is limited by wet bulb temperature. An enhancement of GTU fuel efficiency at high temperatures of ambient air is possible by its cooling in chillers using the exhaust gas heat [8]. The available waste heat potential of engines used by ACh can be enhanced through deep utilization [9].

The ACh provide cooling GTU inlet air to the temperature of about 15 ºC with the use of exhaust gas heat. ACh require a tenth of the energy consumed by vapor compression chillers, are environmentally-friendly, noise free, and can be easily integrated within existing plants [8]. In a high efficient ACh, producing water with temperatures of around 7 ºC, the cooling of air is possible to the temperature 15 ºC [9], whereas in ECh – down to 10 ºC, but the efficiency of heat conversion in ECh is low compared to ACh: the ECh coefficient of performance is ζ_E = 0.2–0.25

versus ζ_A = 0.7–0.8 for ACh [8, 9]. So it is reasonable to apply ACh for ambient air cooling to 15 ºC in a AC_{HT} at the GTU inlet and further air subcooling in a AC_{LT} to 10 ºC by ECh [9].

The CT of open type are the most effective for heat extraction in the circulating water supply systems and got a widespread use in air conditioning, trigeneration and combustion engines [10]. The temperature difference between CT supply water temperature and outdoor wet-bulb temperature is about 3 ºC and determines the cooling potential of the system.

Research Methodology

For generalization of received results over a wide range of GTU a design cooling load, i.e. the cooling capacity of chiller, required for cooling the ambient air to the target temperatures 10 ºC and 15 ºC in different climatic conditions (ambient air temperature t_{amb}, relative humidity φ_{amb}) varying during a year, is evaluated as specific cooling capacity q_0, related to the unit of air mass flow G_a = 1 kg/s in the AC.

The specific cooling capacity:

$$q_0 = \xi \cdot c_{ma} \cdot (t_{amb} - t_{a2}), \text{ kJ/kg}, \quad (1)$$

where: q_0 – specific cooling capacity [*kJ/kg*]; ξ – moisture coefficient; t_{amb} – ambient air temperature [°C]; t_{a2} – air temperature at the air cooler outlet [°C]; c_{ma} – moist air specific heat [*kJ/(kg·K)*].

The total project cooling capacity:

$$Q_0 = G_a \cdot q_0, \quad (2)$$

where: Q_0 – cooling capacity [*kW*]; G_a – air mass flow [*kg/s*],

The GTU with two-stage cooling inlet air to 15 ºC in the AC_{HT} by ACh and further subcooling air down to 10 ºC in the AC_{LT} by ECh are considered for evaluation of the fuel saving due to inlet air cooling and rational design cooling capacities q_0 of chillers in different climatic conditions. The rational values of specific heat load on the AC, that is the AECh cooling capacity, required for cooling the ambient air to the temperatures 10 and 15 ºC to ensure the maximum specific annular fuel saving $\Sigma\Delta b_e$ taking into account on-site climatic conditions are determined [11].

The specific annular fuel saving $\Sigma\Delta b_e$:

$$\Sigma\Delta b_e = \sum(\Delta t_a \cdot \tau) \cdot b_{et}, \quad (3)$$

where:$\Sigma\Delta b_e$ – specific annual fuel consumption economy [*kg/kW*]; Δt_a – current air temperature drops [°C]; τ – time interval [*h*]; b_{et} – specific fuel consumption economy for 1°C air temperature drop [*kg/(kW·h)*].

To demonstrate the approach to evaluation of performance efficiency of GTU inlet air chilling complex with different cooling towers the current fuel consumption reduction was calculated and summarized over a hot day (just as an example) for different rated power and number of cooling towers in various climatic regions to determine their rational values.

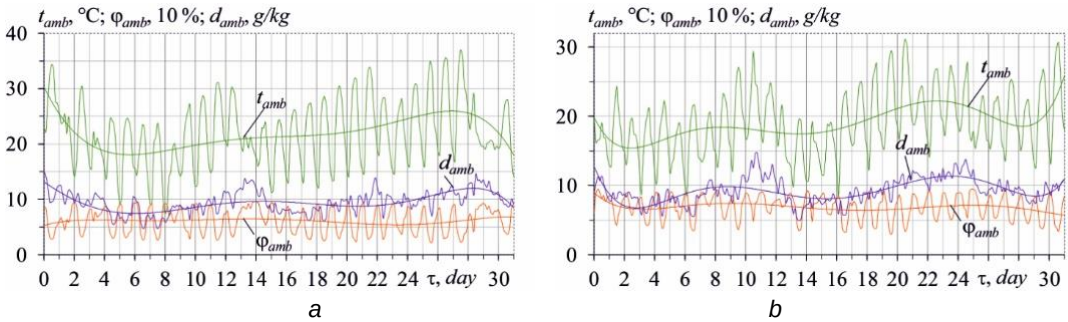
The resulting fuel saving due to cooling air at the GTU inlet:

$$\Sigma B_e = \Sigma B_{e_AC} - \Sigma B_{e_F} = \Sigma(\Delta t_a \cdot b_{et} - \Delta P_{AC} \cdot b_{ep}) \cdot \tau \cdot N_e \cdot 10^{-3} - \Sigma(N_{e_F} \cdot b_{eGTU}) \cdot \tau, \quad (4)$$

where: ΣB_{e_AC} – fuel consumption reduction due to turbine inlet air cooling [*kg*]; ΣB_{e_F} – fuel consumption to drive electrical fans of cooling towers [*kg*]; ΔP_{AC} – air pressure drop in AC [*Pa*]; b_{ep} – specific fuel consumption to overcome the resistance of AC [*kg/(kW·h)*]; N_e – turbine power [*kW*]; N_{e_F} – electrical power of cooling tower fans [*kW*]; b_{eGTU} – specific fuel consumption of GTU [*kg/(kW·h)*].

Results

The ambient air parameters change considerably during GTU operation. Changes in ambient air temperature t_{amb}, relative humidity φ_{amb} [12] and absolute humidity d_{amb} during July 2017 for compressor stations in various regions of Ukraine are presented in Fig. 1.



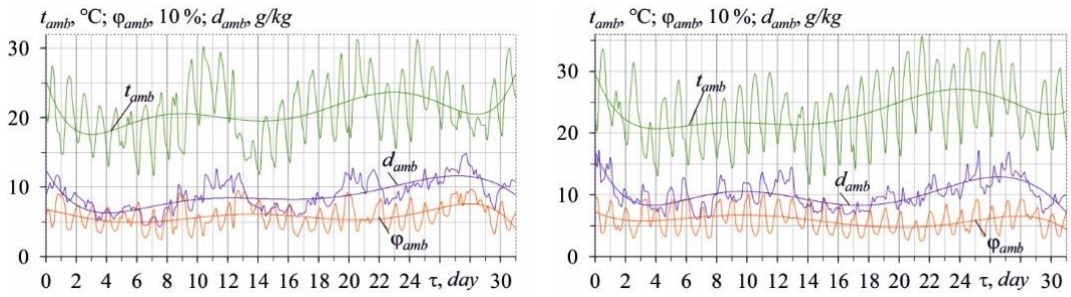


Fig. 19. Current values of ambient air temperature t_{amb}, absolute humidity d_{amb} and relative humidity φ_{amb} for July 2017: *a* –Shebelynka, Kharkov region; *b* –Ternopol region; *c* –Boyarskaya, Kiev region; *b* – Marievka, Nikolayev region

A deeper turbine inlet air cooling to the temperature 10 ºC in AECh as compared with its traditional cooling to 15 ºC in ACh provides 1,75–2,25 times more annual fuel consumption increase (Fig. 2).

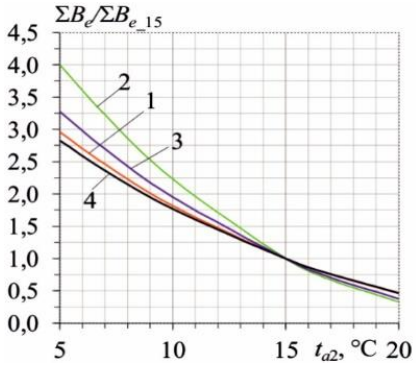


Fig. 20. The annual values of fuel consumption saving $\Sigma B_e/\Sigma B_{e_15}$ due to cooling GTU inlet air from ambient air temperatures t_{amb} to different cooled air temperatures t_{a2} in relative values – compared with cooled air in the ACh to 15 ºC depending on the cooled air temperatures for different regions of Ukraine: 10 ºC – in the ECh; 15–20 ºC– in the ACh for 2017 year for compressor stations: 1 – Shebelynka, Kharkov reg., 2 – Ternopol', Ternopol reg., 3 – Boyarskaya, Kiev reg., 4 – Marievka, Nikolayev reg.

The scheme of GTU with two-stage inlet air cooling is shown in Fig. 3.

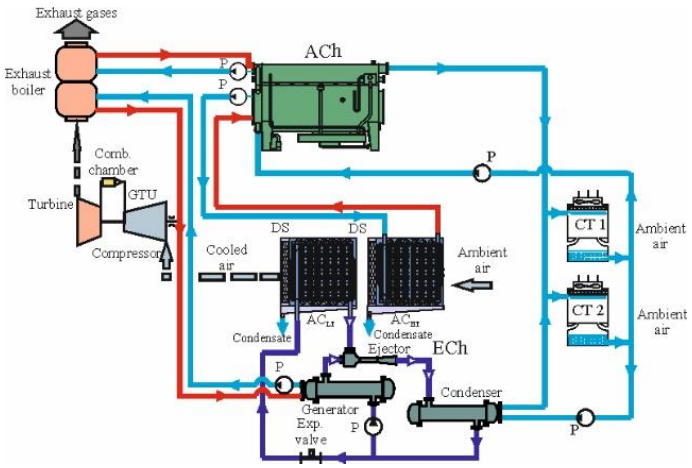


Fig. 21. The scheme of GTU with two-stage AECh inlet air cooling complex: from ambient air temperatures to 15 ºC in the AC_{HT} by ACh and further air cooling to 10ºC in AC_{LT} by ECh with heat removal from the AECh in open CT with fan circulation of ambient air: DS – droplet separator; P – pump

To determine the rational design heat load on two-stage air coolers (AC) at the inlet of GTU (rational design cooling capacity of AECh) that provides closed to maximum annual fuel saving [11] the annual values of specific fuel saving $\Sigma\Delta b_e$ for 2017 versus a design specific cooling capacity q_0 (air flow G_a = 1 kg/s) at different temperatures of cooled air t_{a2} (10 ºC – in AECh; 15 ºC– in the ACh) for various operation climatic conditions in different regions are calculated and presented in Fig. 4.

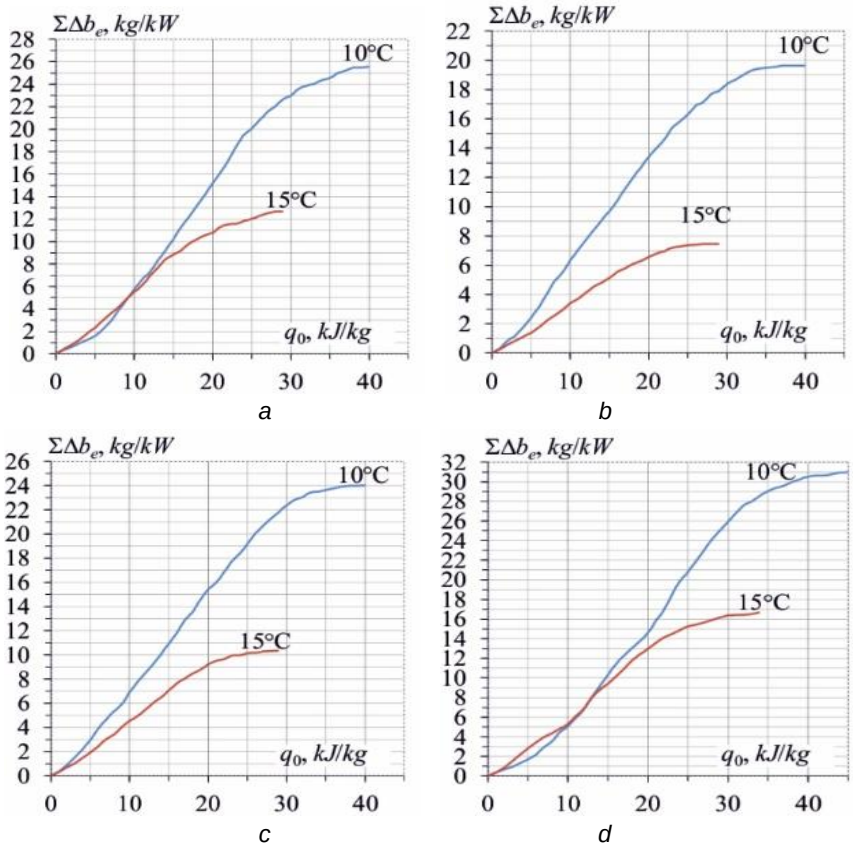


Fig. 22. The annual values of specific fuel saving $\Sigma\Delta b_e$ for 2017 versus a design specific cooling capacity q_0 (air flow G_a = 1 kg/s) at different temperatures of cooled air t_{a2}: 10 ºC – in AECh; 15 ºC– in the ACh; *a* – Shebelynka, Kharkov region; *b* – Ternopol; *c* –Boyarskaya, Kiev region; *b* – Marievka, Nikolayev region

The calculations are carried out for Zorya–Mashproekt UGT 10000 (N_{elSO} =10,5MW), for which the air temperature reduction Δt_a by 1°C leads to a decrease in the specific fuel consumption Δb_e by 0,7 g/(kW·h) [13]. For the GTU operation climatic conditions in different regions, 2017 year, a specific cooling capacity q_0 = 24 *kJ/kg* can be considered as a rational design specific cooling capacity of ACh for cooling ambient air at the GTU inlet to the temperature 15 ºC at which the annual specific fuel saving $\Sigma\Delta b_e$ is closed to the maximum value at high enough rate of its increment. When ambient air is cooled in a two-stage AC by AECh to 10 ºC (in the AC_{HT} by ACh to 15 ºC and in the AC_{LT} by ECh to 10 ºC) the rational design specific cooling capacity of AECh is respectively q_0 = 34 *kJ/kg*.

The current values of thermal loads on two-stage AC and their AC_{HT} and AC_{LT} –stages and corresponding thermal loads on cooling towers CT during July 10, 2017 (as an example) for climatic conditions of different regions with gas turbine compressor stations are presented in Fig. 5.

The heat load on the CT was calculated as $Q_{CT} = (Q_{0.HT} / \zeta_A + Q_{0.HT}) + (Q_{0.LT} / \zeta_E + Q_{0.HT})$ in dependence on heat load $Q_{0.HT}$ on AC_{HT} and $Q_{0.LT}$ on AC_{LT}, i.e. on the cooling capacity of ACh and ECh and on their thermal coefficients ζ_A = 0,7...0,8 and ζ_E = 0,2...0,25.

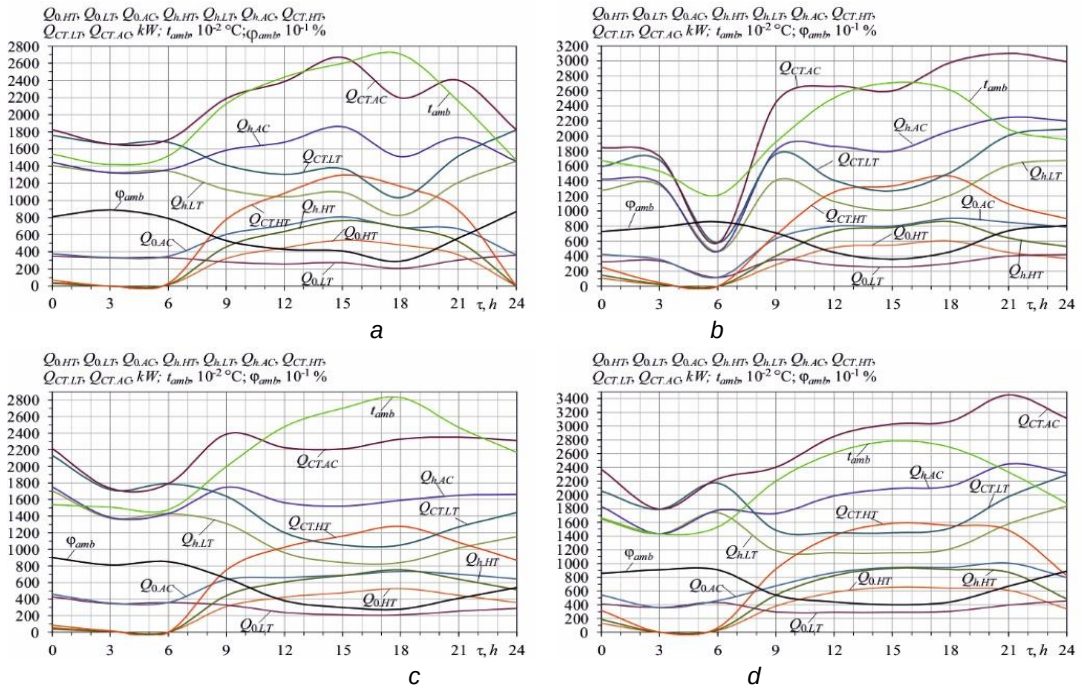


Fig. 23. Current values of t_{amb} and φ_{amb}, current heat loads $Q_{0.HT}$ and $Q_{0.LT}$ on the AC_{HT} and AC_{LT} and their sum $Q_{0.AC}$, the values of current actual heat load on ACh $Q_{h.HT}$ and ECh $Q_{h.LT}$ generator and their sum $Q_{h.AC}$, current heat load on CT, needed to remove the heat $Q_{CT.HT}$ from the ACh and $Q_{CT.LT}$ from the ECh and their sum $Q_{CT.AC}$ during July 10, 2017: *a* –Shebelynka, Kharkov region; *b* –Ternopol region; *c* – Boyarskaya, Kiev region; *b* – Marievka, Nikolayev region

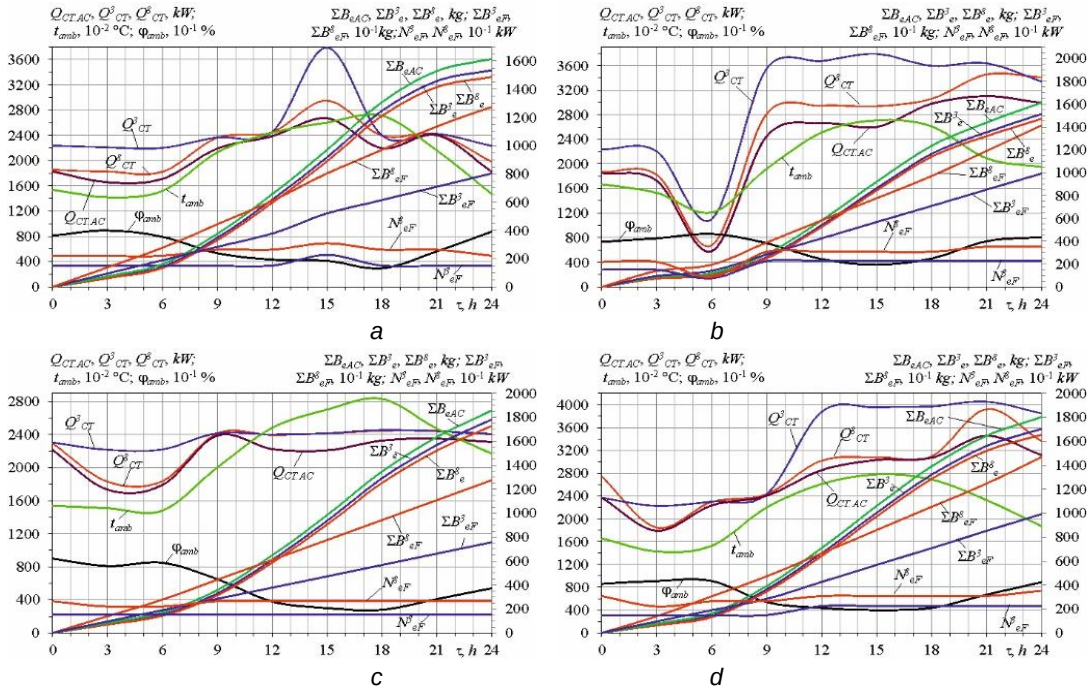


Fig. 24. Current values of t_{amb} and φ_{amb}, summarized fuel economy ΣB_{e_AC} without account fuel consumption for electric fans, ΣB^8_{eF} and ΣB^3_{eF} with account fuel consumption for 8 and 3 fans for the CT rated cooling capacity 500 kW (8 units, 4000 kW) and 1500 kW (3 units, 4500 kW); current heat load $Q_{CT.AC}$ on CT according actual loading, heat loads Q^8_{CT} and Q^3_{CT} on 8 and 3 CT, electrical power consumption N^8_{eF} and N^3_{eF} during July 10, 2017: *a* – Shebelynka, Kharkov region; *b* –Ternopol; *c* – Boyarska, Kiev region; *b* –Marievka, Nikolayev region

To determine a rational number of CT of different rated heat loads two options of distribution of thermal load $Q_{CT.AC}$ on two-stage AC at the inlet of GTU were simulated for different cooling complexes: 8 CT with a rated heat load 500 kW of each (overall 4000 kW) and 3 CT with a rated heat load 1500 kW of each and overall 4500 kW (Fig. 6).

The advantage of the first option is the ability to smooth control the heat loads on the CT by turning on/off the necessary units, however, a rather complicated cooling system with many CT is needed. The second option provides a simpler system, but the smoothness of power regulation is lost. The capital cost of thermal equipment (referred to 1 kW of power increment) for CT of higher rated heat load is usually less than for lower heat load rated equipment.

As Fig.6 shows, the summarized fuel economy ΣB^3_{eF} with account fuel consumption for electric fans for the second option with 3 CT and rated heat load 1500 kW of each is a bit higher than the value ΣB^8_{eF} for the first option with 8 CT and rated heat load 500 kW of each. So, the option with CT with 3 CT and greater heat capacity Q^3_{CT} is more preferable due to less electric power N_e to drive the fans. With such a distribution, not only there is an increase in GTU fuel economy of 2–3% per day, but the operation of turbine inlet air cooling complex is simplified and capital expenditures will decrease.

Conclusions

The data on actual current heat loads on two-stage cooling air at the inlet of GTU to the temperature about 15 °C in a high-temperature stage AC_{HT} fed by chilled water from ACh and further subcooling to 10 °C and lower in a low temperature stage AC_{LT} fed by refrigerant from ECh and distribution of heat removed from ACh and ECh between cooling towers (CT) of different rated heat loads and number taking into account a fuel consumption for electric fans of CT were obtained by modeling the operation of the gas turbine cooling complex for some regions of Ukraine with different climatic conditions.

With this the rational design heat loads on two-stage air coolers (AC) at the inlet of GTU (rational design cooling capacity of AECh) to provide closed to maximum annual fuel saving taking into account the current variable heat loads according to current climatic conditions were calculated with using the method developed by authors.

It was shown the possibility to increase the fuel saving due turbine inlet air cooling through decreasing the number of cooling towers and electricity consumption for driving the fans of cooling towers.

The option with less number of CT and greater their heat capacity is more preferable due to less electric power to drive the fans that leads to increase in GTU fuel economy by 2–3% and simplified operation of turbine inlet air cooling complex.

REFERENCES

[1] Günnur, Ş.G.et al. (2018). The effect of ambient temperature on electric power generation in natural gas combined cycle power plant – A case study. *Energy Reports*, 4, 682–690.

[2] Yang, Ch., Yang, Z., Cai, R. (2009). Analytical method for evaluation of gas turbine inlet air cool-ing in combined cycle power plant. *Applied Energy*, 86, 848–856.

[3] Elberry, M.F. et al. (2018). Performance improvement of power plants using absorption cooling system. *Alexandria Engineering Journal*, 57, 2679–2686.

[4] Elbel, S., Lawrence, N. (2016). Review of recent developments in advanced ejector technology. *International Journal of Refrigeration*, 62, 1–18.

[5] Radchenko, R., Radchenko, A., Serbin, S., Kantor, S., Portnoi, B. (2018). Gas turbine unite inlet air cooling by using an excessive refrigeration capacity of absorption-ejector chiller in booster air cooler. *E3S Web of Conferences. HTRSE-2018*, 70 (03012), 6 p.

[6] Popli, S., Rodgers, P., Eveloy, V. (2013). Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry. *Applied Thermal Engineering*, 50, 918–931.

[7] Yanga, Y., Wangd, B., Zhoue, Q. (2017). Air Conditioning System Design using Free Cooling Technology and Running Mode of a Data Center in Jinan. *Procedia Engineering*, 205, 3545–3549.

[8] Radchenko A., Radchenko M., Konovalov A., Zubarev A. (2018). Increasing electrical power output and fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by absorption chiller scavenge air cooling on the base of monitoring data treatment. *E3S Web of Conferences. HTRSE-2018,* 70 (03011), 6 p.

[9] Radchenko, M., Radchenko, R., Ostapenko, O., Zubarev, A., Hrych, A. (2019). Enhancing the utilization of gas engine module exhaust heat by two-stage chillers for combined electricity, heat and refrigeration. *5th ICSAI 2018* (pp. 240–244). Jiangsu, China.

[10] Mulyandasari, V. (2011). *Cooling tower selection and sizing (engineering design guideline)*. *Practical Engineering Guidelines for Processing Plant Solutions*. KLM Techn. Group.

[11] Radchenko, A., Bohdal, L., Zongming, Y., Portnoi, B., Tkachenko, V. (2020). Rational designing of gas turbine inlet air cooling system. In Tonkonogyi, V. et al. (Eds.) *Advanced Manufac-turing Processes. InterPartner-2019, Lecture Notes in Mechanical Engineering* (pp. 591–599). Springer, Cham.
[12] Meteomanz. Meteomanz Homepage. Retrieved from http://www.meteomanz.com.
[13] SE SPCGTC "Zorya"–"Mashproekt" (2004). *Nikolaev gas turbines of industrial application*. Nikolaev.

Радченко, А., Стахель, А., Фордуй, С., Портной, Б., Різун, О.

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ КОМПЛЕКСУ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГТУ З ГРАДИРНЯМИ

На прикладі газотурбінної установки досліджені процеси охолодження повітря на вході в енергоустановки тепловикористовуючими холодильними машинами з утилізацією тепла вихлопних газів з відведенням від них надлишкового тепла градирнями системи оборотного охолодження. Показана можливість збільшення економії палива за рахунок охолодження повітря на вході в газотурбінну установку за рахунок зменшення кількості градирень і витрати електроенергії на привід вентиляторів градирень.

Ключові слова: газотурбінна установка, тепловикористовуюча холодильна машина, теплове навантаження, градирня.

УДК 621.58

THE EFFICIENCY OF REFRIGERATION CAPACITY REGULATION IN AMBIENT AIR CONDITIONING SYSTEMS

Trushliakov E., cand.tecn.sc., NUoS professor, Radchenko A., cand.tecn.sc., associate professor, Radchenko M., doct.tecn.sc., professor, Kantor S., cand.tecn.sc., Zielikov O.
Admiral Makarov National University of Shipbuilding
Ukraine, Mykolayiv
nirad50@gmail.com

Abstract. *A new method and approach to analyzing the efficiency of ambient air conditioning system has been developed, according to which the overall range of changeable heat loads is divided in two zones: the zone of ambient air processing with considerable fluctuations of the current heat load and a zone without fluctuations. The proposed method of the refrigeration capacity regulation allows to increase the efficiency of utilizing the installed refrigeration capacity in current climatic conditions.*

Keywords*: annual refrigeration energy production, design refrigeration capacity, current cooling load.*

Introduction

The operation of the ambient air conditioning systems (ACS) is characterized by significant fluctuations of the heat load in accordance with the current ambient air temperature t_{amb} and relative humidity φ_{amb} [1]. At the same time, the operation of closed type ACS (processing of indoor air) is characterized by relatively insignificant fluctuations in the heat load on the air coolers (AC), corresponding to changes in the room air temperature within narrow range (about 5 °C). For such closed type ACS it is very effective to use compressors with frequency converters that provide refrigeration capacity regulation from nominal (rated) to 50% of nominal and lower.

The aim of the study is to develop an approach to the analysis of the efficiency of regulating the refrigeration capacity of an ACS compressor with a frequency converter for actual climatic conditions.

Literature review

In a number of investigations, the air conditioning is considered as one of the technologies for combined cooling, heating and power (CCHP) [2]. Some of technical innovations and methodological approaches in waste heat recovery might be applied for traditional refrigeration technologies in air conditioning, in particular, evaporative cooling [3], two-stage air cooling, as well as methods to choose rational design value of refrigeration capacity to match current cooling demand [4].

Numerous researchers have studied the energy efficiency of the VRF system [5] and proposed some practical recommendations [6]. The simulation results in work [7] show that the VRF systems would save around 15–42% and 18–33% for HVAC site and source energy uses compared to the rooftop unite variable air volume systems (RTU-VAV) systems. The author [8] propose the method of calculating thermal load of building. The VRF systems operate with high part-load efficiency [9], that results into high daily and seasonal energy efficiency, so as ACS typically spend most of their operating hours τ in the range of 40% to 80% of maximum capacity [10]. Results [11] show that

ACS have great potential for energy saving, and the adjustability of VRF ACS is better than that of centralized air conditioning system. The authors [12] study analyzes the cooling load rules of a typical room comparatively under intermittent and continuous running of ACS.

A combination of HVAC system with RTU used as the outdoor air processing (OAP) system in the VRF and control strategies to enhance its energy performance and thermal comfort were proposed [13]. The VRF system with energy recovery ventilation (ERV) [14] and a dedicated outdoor air system (DOAS) was introduced [15]. The evaluation of indoor thermal environments and energy consumption of the VRF system [16] with a heat pump desiccant (HPD) was conducted [17].

The authors [18] developed a control algorithm of the supply air temperature (threshold temperature) in the outdoor air processing (OAP). A higher energy reduction compared with conventional operation without refrigerant flow regulation, revealed when the outdoor air temperature was closer to the indoor temperature set point, was quite evident due to superlative applying the variable speed compressor in part load modes. The authors [19] on the base of field test results revealed that the actual OAP capacity should be less than 30% of the design outdoor unit capacity to prevent a lack of indoor units cooling capacities.

Research Methodology

In general case, an overall heat load of any ACS comprises the unstable heat load zone, corresponding to ambient (outdoor) air processing with considerable heat load fluctuations in response to actual climatic conditions, and a comparatively stable heat load zone for subsequent air cooling (subcooling) to a target temperature.

In modern VRF systems the load modulation is performed by varying refrigerant feed to air coolers. The COP, and the specific (per unit of refrigerant mass flow) generated refrigeration capacity are stabilized due to a change in the rotational speed of the piston compressor while reducing the heat load to 50% of the nominal.

Authors developed a methodological approach to the analysis of the efficiency of regulation of the cooling capacity of ACS in actual climatic conditions, according to which the overall range of changes in current heat loads is divided into two zones: the zone of effective regulation of refrigeration capacity without energy loss and the zone of reduced not adjustable (unregulated) refrigeration capacity.

For convenience of calculation for other refrigeration capacities of ACS the heat loads are represented in relative (specific) values per unit air mass flow (G_a = 1 kg/s)– as specific heat load, or refrigeration capacity of a refrigerating machine (RM), $q_0 = Q_0/G_a$, *kJ/kg*, where Q_0 is the total heat load (refrigeration capacity) for air flow G_a.

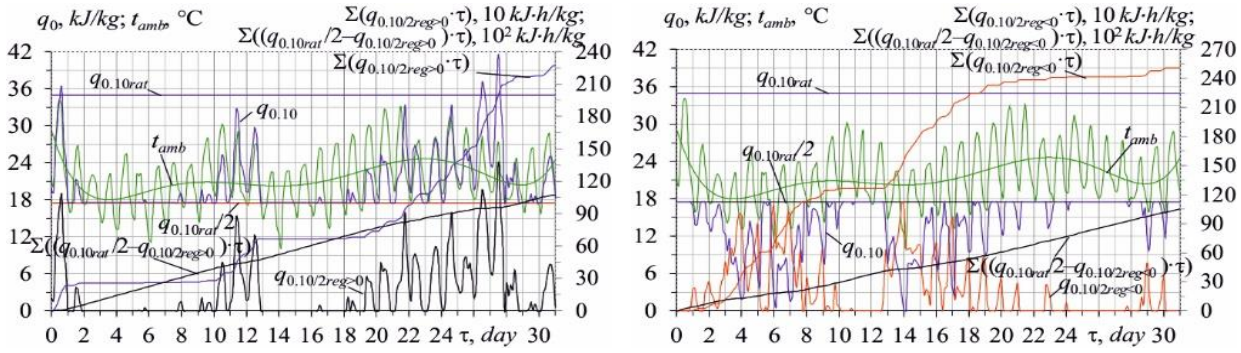
The rational value $q_{0.rat}$ of specific refrigeration capacity q_0 on the AC, required for cooling the ambient air to a target temperature 10ºC, ensures the maximum specific annual refrigeration capacity production $\sum(q_0 \cdot \tau)$ taking into account the actual current climatic conditions [20]. The specific cooling capacity is calculated as: $q_0 = \xi \cdot c_{ma} \cdot (t_{amb} - t_{a2})$, kJ/kg, where: ξ – coefficient of water vapor condensation heat, calculated as ratio of the overall heat removed from the air being cooled, including the latent heat of water vapor condensed from the ambient air, to the sensible heat removed; c_a – humid air specific heat. The specific annual refrigeration capacity production $\sum(q_0 \cdot \tau) = \sum(\xi \cdot c_a \cdot (t_{amb} - t_{a2}) \cdot \tau)$.

The specific refrigeration capacity consumption in the zone of its frequency regulation $q_{0.10/2reg>0}$ (positive values in the zone of adjustable refrigeration capacity from 100 to 50% – above threshold value $q_{0.10rat}/2$) defined as $q_{0/2reg>0} = q_0 - q_{0.rat}/2 \geq 0$, as well as below the range of its frequency regulation $q_{0.10/2reg<0}$ (positive values in the unregulated range of refrigeration capacity below 50% – below $q_{0.10rat}/2$): $q_{0/2reg<0} = q_{0rat}/2 - q_0 \geq 0$. The values of the unused excess of the installed refrigeration capacity: $q_{0.10rat}/2 - q_{0.10/2reg>0}$ in the zone of its frequency regulation (above $q_{0.10rat}/2$), its excess: $q_{0.10rat}/2 - q_{0.10/2reg<0}$ outside the range of its regulation (below $q_{0.10rat}/2$), the total expenditures of increasing consumption $\Sigma(q_{0.10/2reg>0} \cdot \tau) = \Sigma[(q_{0.10} - q_{0.10rat}/2) \cdot \tau] \geq 0$ and excess of refrigeration capacity $\Sigma[(q_{0.10rat}/2 - q_{0.10/2reg>0}) \cdot \tau] = q_{0.10} - q_{0.10rat}/2 \geq 0$ in the zone of its regulation (above $q_{0.10rat}/2$) and consumption $\Sigma(q_{0.10/2reg<0} \cdot \tau) = \Sigma[(q_{0.10rat}/2 - q_{0.10}) \cdot \tau] \geq 0$ and excess of installed refrigeration capacity $\Sigma[(q_{0.10rat}/2 - q_{0.10/2reg<0}) \cdot \tau] = \Sigma[(q_{0.10} - q_{0.10rat}/2) \cdot \tau] \geq 0$ below the range of its regulation (lower $q_{0.10rat}/2$).

Results

For the climatic conditions of the south of Ukraine, when air is cooled to t_{a2} = 10 ºC, the maximum specific annual refrigeration capacity production $\sum(q_0 \cdot \tau)$ takes place at specific refrigeration capacity $q_0 \approx 34$ *kJ/kg* as rational $q_{0.rat}$ [20]. Current values of t_{amb}, specific heat loads at the ACS air cooler (AC) $q_{0.10}$, consumption of specific refrigeration capacity in the zone of its frequency regulation $q_{0.10/2reg>0} = q_{0.10} - q_{0.10rat}/2 \geq 0$ (positive values in the zone of adjustable refrigeration capacity from 100 to 50% – above threshold value $q_{0.10rat}/2$ in Fig. 1(*a*)) and below the range of its frequency regulation $q_{0.10/2reg<0} = q_{0.10rat}/2 - q_{0.10} \geq 0$ (positive values in the unregulated range of

refrigeration capacity below 50% – below $q_{0.10rat}/2$ in Fig. 1(*b*)) for climatic conditions (Voznesensk, Nikolaev region, 2015) are shown in Fig. 1.



a *b*

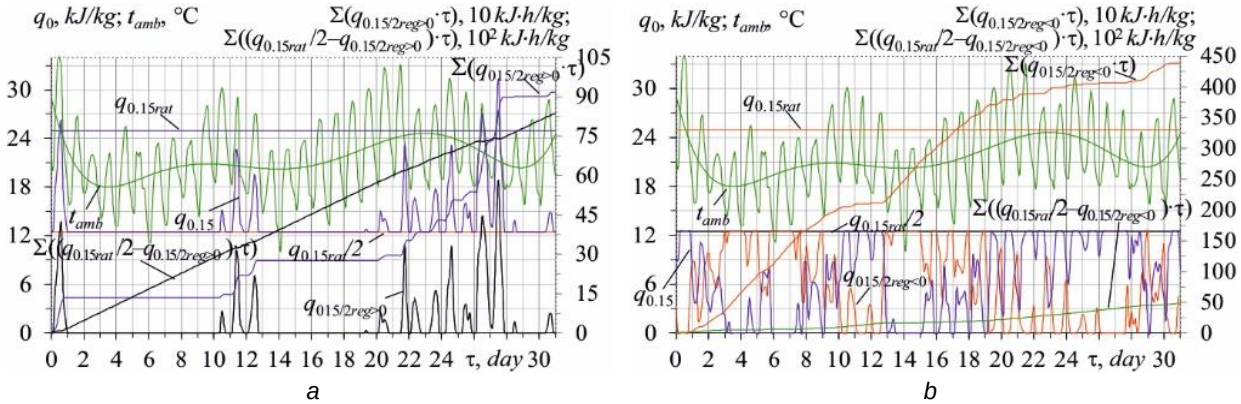
Fig. 25. Current values of t_{amb}, refrigeration capacity $q_{0.10}$, consumption $q_{0.10/2reg>0}$ and unused excess ($q_{0.10rat}/2$ – $q_{0.10/2reg>0}$), total monthly consumption $\Sigma(q_{0.10/2reg>0}\cdot\tau)$ and excess $\Sigma[(q_{0.10rat}/2 - q_{0.10/2reg>0})\cdot\tau]$ within frequency regulation (*a*), values of $q_{0.10/2reg<0}$ and ($q_{0.10rat}/2 - q_{0.10/2reg<0}$), $\Sigma(q_{0.10/2reg<0}\cdot\tau)$ and $\Sigma[(q_{0.10rat}/2 - q_{0.10/2reg<0})\cdot\tau]$ below regulation (*b*): $q_{0.10/2reg>0} = q_{0.10} - q_{0.10rat}/2 \geq 0$ (adjustable range); $q_{0.10/2reg<0} = q_{0.10rat}/2 - q_{0.10} \geq 0$ (unregulated range); threshold value $q_{0.10rat}/2 \approx 17$ *kJ/kg*

As Fig. 1 shows, the share of cold production at 50% frequency regulation of refrigeration capacity is: $\Sigma(q_{0.10/2reg>0}\cdot\tau)/(\Sigma(q_{0.10/2reg>0}\cdot\tau) + \Sigma(q_{0.10/2reg<0}\cdot\tau)) \approx 0{,}47$, i.e. about 47% of the total monthly amount of cold spent for cooling the air in the range of variation of the current heat load $q_{0.10}$ from 0 to $q_{0.10rat} = 34$ *kJ/kg*. However, with respect to the unused monthly excess of the installed cooling capacity over the expendable for cooling the air $\Sigma[(q_{0.10rat}/2 - q_{0.10/2reg>0})\cdot\tau] = q_{0.10} - q_{0.10rat}/2 \geq 0$ in the region of 50% of its frequency regulation, the share of refrigeration capacity monthly production is 2200/(2200+10500)≈0,17 (Fig. 1(*a*)), i.e. about 17%, and almost half as much (2200/[2 (2200+10500)] ≈0,087) in the entire range of changes in the current heat load $q_{0.10}$ from 0 to $q_{0.10rat} = 34$ *kJ/kg* for the July.

This indicates, firstly, the presence of significant reserves to increase the efficiency of ACS by using the excess of installed refrigeration capacity over that consumed for cooling air, in particular, by accumulating it for subsequent consumption, which provides a significant reduction in installed refrigeration capacity, and secondly, the possibility to use other methods of regulating refrigeration capacity in addition to changing the speed of the compressor motor, for example, by turning off the cylinders or the compressor itself in the case of several compressors etc.

If ACS operates in June or August, the efficiency of applying the refrigeration capacity control by changing the rotational speed of the compressor electric motor will be even lower, and taking into account 3-5 times higher cost of compressors with frequency converters, their application for ACS becomes problematic.

When ambient air is being cooled from t_{amb} to the higher temperatures t_{a2} = 15, 17 and 20 ºC, as the cooling temperature t_{a2} rises a significant proportion of the unstable heat load is replaced from its adjustable range ($q_{0/2reg>0} = q_0 - q_{0.rat/2} \geq 0$), which falls on the $q_0 \geq q_{0.rat}/2$, into the range of unregulated heat load $q_0 \leq q_{0.rat}/2$ (Fig. 2–4).



a *b*

Fig. 26. Current values of t_{amb}, specific refrigeration capacity of ACS $q_{0.15}$, consumption of refrigeration capacity $q_{0.15/2reg>0}$ and unused excess of installed refrigeration capacity ($q_{0.15rat}/2 - q_{0.15/2reg>0}$), the total monthly consumption $\Sigma(q_{0.15/2reg>0}\cdot\tau)$ and excess $\Sigma[(q_{0.15rat}/2 - q_{0.15/2reg>0})\cdot\tau]$ of refrigeration capacity within frequency regulation (*a*), values of $q_{0.15/2reg<0}$ and ($q_{0.15rat}/2 - q_{0.15/2reg<0}$), $\Sigma(q_{0.15/2reg<0}\cdot\tau)$ and $\Sigma[(q_{0.15rat}/2 - q_{0.15/2reg<0})\cdot\tau]$ below the range of its regulation (*b*) when cooling the ambient air from t_{amb} to t_{a2} = 15 ºC: $q_{0.15/2reg>0} = q_{0.15} - q_{0.15rat}/2 \geq 0$ (adjustable range); $q_{0.15/2reg<0} = q_{0.15rat}/2 - q_{0.15} \geq 0$ (unregulated range); threshold value $q_{0.15rat}/2 \approx 12$ *kJ/kg*

As Fig. 2 shows, the share of refrigeration capacity monthly production at 50% frequency regulation of refrigeration capacity is: $\Sigma(q_{0.15/2reg>0}\cdot\tau)/(\Sigma(q_{0.15/2reg>0}\cdot\tau)+ \Sigma(q_{0.15/2reg<0}\cdot\tau))\approx 0.17$, i.e. about 17% of the total monthly amount of refrigeration capacity expended for cooling the air in the range of variation of the current heat load $q_{0.15}$ from 0 to $q_{0.15rat}$ = 25 kJ/kg.

The share of refrigeration capacity monthly production at 50% frequency regulation of refrigeration capacity is: $\Sigma(q_{0.17/2reg>0}\cdot\tau)/(\Sigma(q_{0.17/2reg>0}\cdot\tau) + \Sigma(q_{0.17/2reg<0}\cdot\tau))\approx$ 0,093, i.e. about 9,3% of the total monthly amount of refrigeration capacity expended for cooling the air in the range of variation of $q_{0.17}$ from 0 to $q_{0.17rat}$ = 22 kJ/kg (Fig. 3).

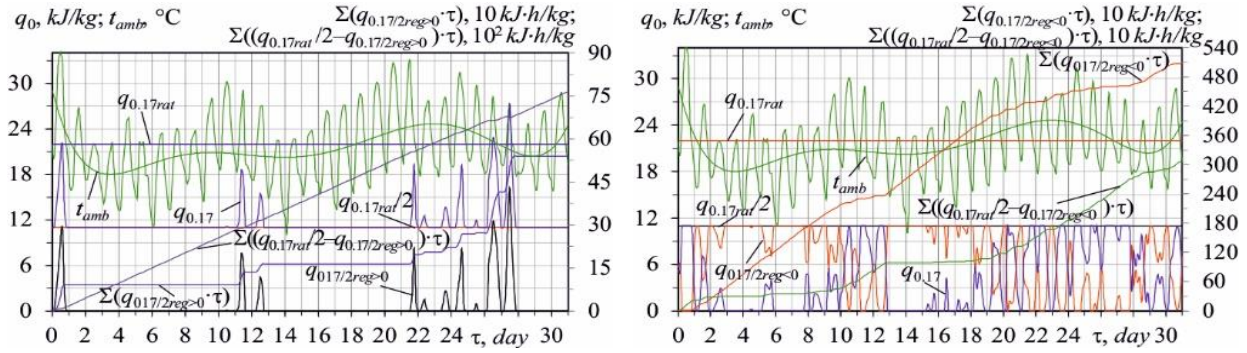


Fig. 27. Current values of t_{amb}, specific refrigeration capacity $q_{0.15}$, consumption $q_{0.17/2reg>0}$ and unused excess of installed refrigeration capacity ($q_{0.17rat}/2 - q_{0.17/2reg>0}$), the total monthly consumption $\Sigma(q_{0.17/2reg>0}\cdot\tau)$ and excess $\Sigma[(q_{0.17rat}/2 - q_{0.17/2reg>0})\cdot\tau]$ of refrigeration capacity within frequency regulation (*a*), values of $q_{0.17/2reg<0}$ and ($q_{0.17rat}/2 - q_{0.17/2reg<0}$), $\Sigma(q_{0.17/2reg<0}\cdot\tau)$ and $\Sigma[(q_{0.17rat}/2 - q_{0.17/2reg<0})\cdot\tau]$ below the range of its regulation (*b*) when cooling the ambient air from t_{amb} to t_{a2} = 17 ºC: $q_{0.17/2reg>0} = q_{0.17} - q_{0.17rat}/2 \geq 0$ (adjustable range); $q_{0.17/2reg<0} = q_{0.17rat}/2 - q_{0.17} \geq 0$ (unregulated range); threshold value $q_{0.17rat}/2 \approx 11$ *kJ/kg*

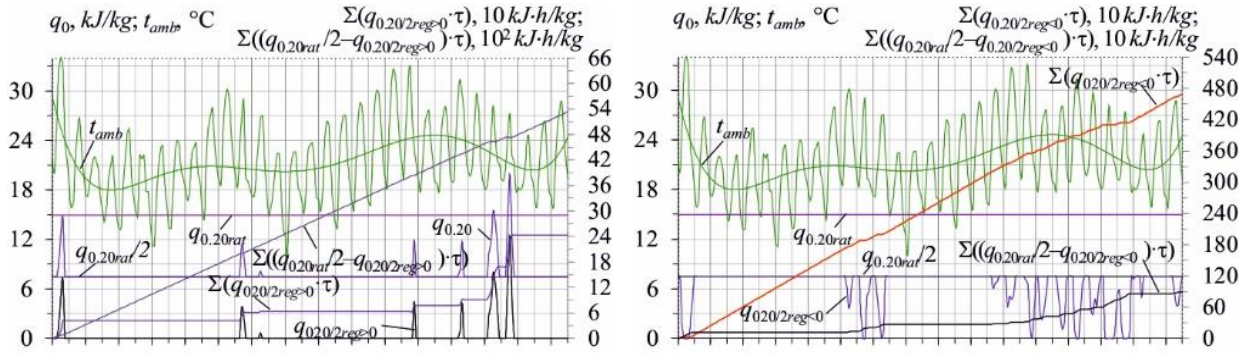


Fig. 28. Current values of t_{amb}, consumption of specific refrigeration capacity $q_{0.20/2reg>0}$ and unrealized excess of installed refrigeration capacity ($q_{0.20rat}/2 - q_{0.20/2reg>0}$), the total monthly consumption $\Sigma(q_{0.20/2reg>0}\cdot\tau)$ and excess $\Sigma[(q_{0.20rat}/2 - q_{0.20/2reg>0})\cdot\tau]$ of refrigeration capacity within frequency regulation (*a*), values of $q_{0.20/2reg<0}$ and ($q_{0.20rat}/2 - q_{0.20/2reg<0}$), $\Sigma(q_{0.20/2reg<0}\cdot\tau)$ and $\Sigma[(q_{0.20rat}/2 - q_{0.20/2reg<0})\cdot\tau]$ below the range of its regulation (*b*) when cooling the ambient air from t_{amb} to t_{a2} = 20 ºC: $q_{0.20/2reg>0} = q_{0.20} - q_{0.20rat}/2 \geq 0$ (adjustable range); $q_{0.20/2reg<0} = q_{0.20rat}/2 - q_{0.20} \geq 0$ (unregulated range); threshold value $q_{0.20rat}/2 \approx 7{,}5$ *kJ/kg*

As can be seen from Fig. 4, the share of refrigeration capacity monthly production at 50% frequency regulation of refrigeration capacity is: $\Sigma(q_{0.20/2reg>0}\cdot\tau)/(\Sigma(q_{0.20/2reg>0}\cdot\tau)+\Sigma(q_{0.20/2reg<0}\cdot\tau))\approx 0{,}05$, i.e. about 5% of the total amount of refrigeration capacity monthly spent for cooling the air in the range of changes in the current heat load $q_{0.20}$ from 0 to $q_{0.20rat}$ = 15 *kJ/kg*, which indicates an extremely low efficiency of regulation of ACS refrigeration capacity by the speed of rotation of the piston electric motor compressor and the need for other control methods.

Conclusions

A method and approach to the analyzing the efficiency of regulation of the refrigeration capacity of ACS in actual climatic conditions is proposed, according to which the entire range of changes in current heat loads is divided in two zones: the zone of ambient air processing with considerable fluctuations of the current heat load, that requires effective refrigeration capacity regulation by compressor with frequency converters (from 100% rated refrigeration capacity down to about 50 %) and not adjustable zone of reduced refrigeration capacity below 50 % rated refrigeration capacity of compressor. The magnitudes of threshold refrigeration capacity between both zones are chosen according to the rational value of installed refrigeration capacity on the ACS, required for cooling the ambient air to a target temperature that ensures the maximum annual refrigeration capacity production in actual climatic conditions.

It is shown that for the summer month, the proportion of refrigeration capacity monthly consumed for cooling the ambient air to a target temperature with a 50% frequency control of refrigeration capacity is about 10% of its total amount that could be monthly produced at rated load. This indicates a low efficiency of regulating the refrigeration capacity of ACS by changing the rotation speed of the reciprocating compressor electric motor and the need for other control methods.

The proposed method and approach to the analysis of the efficiency of the refrigeration capacity regulation of the ACS compressor by distributing the overall range of changes in current heat loads allows to reveal the reserves for increasing the efficiency of utilizing the installed refrigeration capacity in current climatic conditions.

REFERENCES

[1] Ortiga, J., Bruno, J.C., Coronas, A. (2013). Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network. *Appl. Therm. Eng.,* 50, 1536–1542.

[2] Sugiartha, N., Tassou, S.A., Chaer, I., Marriott, D. (2009). Trigeneration in food retail: an energetic, economic and environmental evaluation for a supermarket application. *Appl. Therm. Eng.*, 29, 2624–2632.

[3] Eidan, A.A., Alwan, K.J. (2017). Enhancement of the Performance Characteristics for Air-Conditioning System by Using Direct Evaporative Cooling in Hot Climates. *Energy Procedia*, 142, 3998–4003.

[4] Radchenko, R., Radchenko, A., Serbin, S., Kantor, S., Portnoi, B. (2018). Gas Turbine Unite Inlet Air Cooling by Using an Excessive Refrigeration Capacity of Absorption-Ejector Chiller in Booster Air Cooler. *E3S Web of Conferences. HTRSE-2018*, 70 (03012), 6 p.

[5] Chua, K.J., Chou, S.K., Yang, W.M., Yan, J. (2013). Achieving better energy-efficient air conditioning – A review of technologies and strategies. *Applied Energy*, 104, 87–104.

[6] Yun, G.Y., Choi, J., Kim, J.T. (2014). Energy performance of direct expansion air handling unit in office buildings. *Energy Build.*, 77, 425–431.

[7] Kim, D., Cox, S.J., Cho, H., Im, P. (2017). Evaluation of energy savings potential of variable re-frigerant flow (VRF) from variable air volume (VAV) in the U.S. climate locations. *Energy Rep.* 3, 85–93.

[8] Sait, H.H. (2013). Estimated Thermal Load and Selecting of Suitable Air-conditioning Systems for a Three Story Educational Building. *Procedia Computer Science*, 19, 636–645.

[9] Ilie, A., Dumitrescu, R., Girip, A., Cublesan, V. (2017). Study on Technical and Economical Solutions for Improving Air-conditioning Efficiency in Building Sector. *Energy Procedia*, 112, 537–544.

[10] Enteria, N., Yamaguchi, H., Miyata, M., Sawachi, T., Kuwasawa, Y. (2016). Performance Evaluation of the Variable Refrigerant Flow (VRF) Air-Conditioning System Subjected to Partial and Unbalanced Thermal Loadings. *Journal of Thermal Science and Technology*, 11(1), 1–11.

[11] Liu, C., Zhao, T., Zhang, J. (2015). Operational Electricity Consumption Analyze of VRF Air Conditioning System and Centralized Air Conditioning System Based on Building Energy Monitoring and Management System. *Procedia Eng.,* 121, 1856–1863.

[12] Zhang, L., Wang, Y., Meng, X. (2017). Qualitative analysis of the cooling load in the typical room under continuous and intermittent runnings of air-conditioning. *Procedia Eng.,* 205, 405–409.

[13] Chua, K.J., Chou, S.K., Yang, W.M., Yan, J. (2013). Achieving better energy-efficient air condi-tioning – A review of technologies and strategies. *Applied Energy*, 104, 87–104.

[14] Fengxia, H., Zhongbin, Z., Hu, H., Zemin, C. (2018). Experimental study on the all-fresh-air handling unit with exhaust air energy recovery. *Energy Procedia*, 152, 431–437.
[15] Park, D.Y., Yun, G., Kim, K.S. (2017). Experimental evaluation and simulation of a variable refrig-erant-flow (VRF) air-conditioning system with outdoor air processing unit. *Energy Build*., 146, 122–140.
[16] Aynur, T.N., Hwang, Y., Radermacher, R. (2010). Integration of variable refrigerant flow and heat pump desiccant systems for the cooling season. *Appl. Therm. Eng*., 30, 917–927.
[17] Aynur, T.N., Hwang, Y., Radermacher, R. (2009). Simulation comparison of VAV and VRF air conditioning systems in an existing building for the cooling season. *Energy Build*., 41, 1143–1150.
[18] Lee, J.H., Yoon, H.J., Im, P., Song, Y.–H. (2018). Verification of energy reduction effect through control optimization of supply air temperature in VRF-OAP system. *Energies*, 11(1).
[19] Khatri, R., Joshi, A. (2017). Energy performance comparison of inverter based variable refrigerant flow unitary AC with constant volume unitary AC. *Energy Procedia*, 109, 18–26.
[20] Trushliakov, E., Radchenko, M., Bohdal, T., Radchenko, R., Kantor, S. (2020). An innovative air conditioning system for changeable heat loads. In: Tonkonogyi V. et al. (Eds.) *Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner-2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, (pp. 616–625). Springer, Cham.

Трушляков, Є., Радченко, А., Радченко, М., Кантор, С., Зеліков, А.

ЕФЕКТИВНІСТЬ РЕГУЛЮВАННЯ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ В СИСТЕМАХ КОНДИЦІЮВАННЯ ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ

Розроблено новий метод і підхід до аналізу ефективності системи кондиціювання зовнішнього повітря , згідно з яким весь діапазон змінних теплових навантажень поділяється на дві зони: зона обробки навколишнього повітря зі значними коливаннями поточного теплового навантаження і зона без коливань. Пропонований спосіб регулювання холодопродуктивності дозволяє підвищити ефективність використання встановленої холодопродуктивності в поточних кліматичних умовах.

Ключові слова: річне виробництво холоду, розрахункова холодопродуктивність, поточна холодопродуктивність.

УДК 621.438

COOLING GAS TURBINE INLET AIR BY ACCUMULATING AND USING COOLING CAPACITY IN BOOSTER AIR COOLER

Radchenko A., cand.tech.sc., associate professor[1], Radchenko M., doct.tech.sc., professor[1],
Zongming Y.[2], Kantor S., cand.tech.sc.[1], Portnoi B.[1]
[1] Admiral Makarov National University of Shipbuilding;
[2] Jiangsu University of Science and Technology
[1] Ukraine, Mykolayiv; [2] China, Zhenjiang
[1] nirad50@gmail.com

Abstract. *The processes of gas turbine unit (GTU) inlet air cooling by the waste heat recovery chillers (WHRCh) have been analyzed. The scheme of the GTU inlet air cooling system with using an absorption lithium-bromide chiller (ACh) excessive cooling capacity has been developed. This solution provides reduction by about 50% in the cooling capacity and respectively cost of the ACh installed.*
Keywords*: gas turbine unit, absorption lithium-bromide chiller, exhaust gas, heat load, cooling capacity.*

Introduction

The efficiency of gas turbine unites (GTU) decreases with arising the ambient air temperature at their inlet [1]. As gas turbine efficiencies are typically on order of 30% [2] a major part of the fuel energy fed to the turbine is dissipated to the environment in the form of high-temperature exhaust gases. However, with the utilization of the waste heat from the GTU, the overall efficiency (electrical plus heat efficiency) of the installation could reach 80% [3]. One of the ways for enhancing the fuel efficiency of GTU at high ambient air temperatures is its cooling by waste heat recovery chillers (WHRCh). Therefore, cooling air with the use of exhaust gas heat [4] provides increasing the efficiency of gas turbine units at high temperatures of the ambient air at their inlet [5].

The absorption lithium-bromide chillers (ACh) are widely used. They are environmentally-friendly and noise free. Compression chillers require mechanical work, while absorption chillers use heat [6]. The necessary heat provides by the waste heat recovered from gas turbine exhaust gases. The ACh provides cooling air to the temperature of about 15 ºC [7]. Some authors have investigated the use of ACh to improve the efficiency of the contact method of cooling, in particular by cooling the water injected directly into the air stream or fed into the air cooler at the inlet to the GTU [8].

One of the effective solutions to alleviate the adverse impact caused by variability of energy demands is thermal energy storage (TES) [9]. Many researchers investigated the thermal and economic performance of the cogeneration and trigeneration systems with various types of TES [10].

The purpose of the study is to determine a minimum design cooling capacity of the WHRCh through analysis of using the excessive cooling capacity, generated by the chillers at reduced current heat loads on the air cooler at the inlet of GTU and accumulated over a certain time period, for ambient air precooling at increased current heat loads.

Research Methodology

The cooling capacity of the WHRCh, on the one hand, should cover the GTU inlet air cooling (TIAC) needs for as long time as possible during the year. On the other hand, it should not be overestimated so that the WHRCh was operated at the thermal loads close to the project value. A reduction of the cooling capacity of the WHRCh applied is possible by determining its rational design (project) value as the first step of the methodological basis for designing the turbine inlet air cooling (TIAC) system and further distribution of the available cooling capacity in response to the current duties as the second step. The last needs comparing the available cooling capacity of the WHRCh with current cooling duties to determine the excessive cooling capacity, revealed at the lowered current heat loads on the air cooler (AC) at the inlet of the GTU, to cover the peak current heat loads by using the excess of the WHRCh cooling capacity for ambient air precooling in the booster stage of air cooler to reduce the project WHRCh cooling capacity at increased current heat loads.

So far as the magnitude of cooling capacity excess at the reduced current heat loads as well its deficit at the peak heat loads depends on the project cooling capacity of the WHRCh applied, its rational value should be determined.

The annual fuel saving B_Σ of the GTU due to inlet air cooling is chosen as a criterion to determine the rational project cooling capacity of the WHRCh applied. For this the current fuel saving B of the GTU have been summarized over the year for differ project cooling capacities of the WHRCh to determine the rational project cooling load.

The two differ methods for the choice of the WHRCh project cooling capacity, based on the annular fuel savings due to GTU inlet air cooling, are developed. The first method is conducted by using the summarized annular fuel savings of the GTU B_Σ dependence on the project cooling capacity of the WHRCh to choose its rational value, that provides closed to maximum annual fuel savings of the GTU, and the second – according to the maximum rate of the relative annual fuel saving increment B_Σ / q_0 due to increasing the project cooling capacity q_0 .

The overall heat load of both air coolers (AC and AC_B) is taken closed to the maximum annual fuel saving B_Σ due to decreasing the air temperature at the GTU inlet in the ACh to $t_{a2} \approx 15$ ºC. Preliminary the project specific heat load on the basic AC (basic project ACh cooling capacity) is accepted less than the rational value of the ACh cooling capacity, required for cooling the ambient air to the temperature 15 ºC, and is determined to provide the maximum rate of the relative annual fuel saving B_Σ / q_0 increment. With this the rest of the required ACh cooling capacity is supposed to be covered by the use of excessive cooling capacity, accumulated in the thermal storage at reduced current heat loads, for precooling ambient air in the booster stage AC_B of the air cooler AC at increased current heat loads.

The distribution of the excessive cooling capacity, accumulated in the thermal storage at reduced current heat loads, for precooling air in the booster stage AC_B of air cooler AC at the GTU inlet is analyzed by comparing the excess and deficit of cooling capacity for cooling ambient air in the basic AC with stage AC_B for every 3 days during the certain period considered as an example.

Another example of implementing the method to determine the rational project heat loads on air coolers with booster stage for ambient air precooling through using the ACh excessive cooling capacities generated at the current lowered heat loads for the basic two-stage AC to determine the project heat load for precooling ambient air in the booster stage AC_B with corresponding decreasing the basic high-temperature stage ACh project cooling capacity through accumulating and spending the excessive cooling capacity

The scheme of the GTU inlet air cooling system with using the ACh excessive cooling capacity, accumulated in the thermal storage, for the GTU inlet air precooling in the booster stage AC_B of the air cooler, has been developed (Fig. 1).

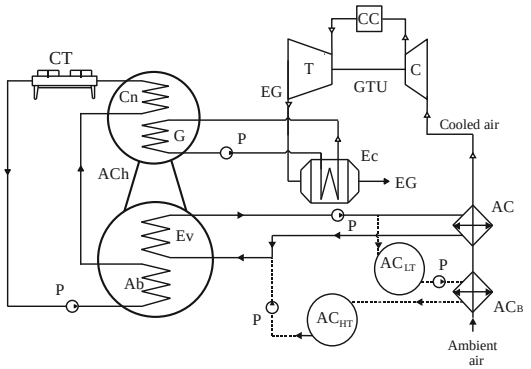


Fig. 29. The scheme of the GTU inlet air cooling system with using the ACh excessive cooling capacity in the booster stage AC_B of AC: Cn – condenser; G – generator; Ev –evaporator; Ab – absorber; C – compressor; T – turbine; CC – combustion chamber; P – pump; EG – exhaust gases; EC – economizer for heating water for the ACh; AC and AC_B – the basic and the booster air cooler; AC_{LT} and AC_{HT} – low-temperature and high-temperature cold storages

The reserve of cooling capacity for the ACh is determined through comparing the project heat load with the current heat loads according to actual ambient air parameters.

The GTU inlet air cooling efficiency can be estimated by the annual fuel saving [11] B_Σ:

$$B_\Sigma = \sum(\Delta t_a \cdot \tau)\cdot b_{et}\cdot N_e\cdot 10^{-3} \quad (1)$$

where: B_Σ – annual fuel saving [*t*], Δt_a – current air temperature drops [°C], N_e – turbine power [*kW*], τ – time interval [*h*], b_{et} – specific fuel saving for 1°C air temperature drop [*g/(kW·h)*].

It is necessary to analyze the annual fuel saving B_Σ dependence on specific cooling capacity q_0 . The specific cooling capacity is calculated as

$$q_0 = \xi\cdot c_{ma}\cdot(t_{amb} - t_{a2}),\ kJ/kg \quad (2)$$

where: ξ – moisture coefficient, t_{amb} – ambient air temperature [°C], t_{a2} – air temperature at the air cooler outlet [°C], c_{ma} – moist air specific heat [*kJ/(kg·K)*].

The specific cooling capacity q_0, on the one hand, should cover the GTU inlet air cooling need for as long time as possible during the year. On the other hand, it should not be overestimated so that the ACh was operated at thermal loads close to the project value.

Fig. 2 shows the value of annual fuel saving B_Σ depending on the specific cooling capacity values q_0 (with air flow G_a = 1 *kg/s*) for ambient air cooled to the temperatures t_{a2} = 10, 15 and 20 ºC for 2015 (***a***) and 2017 (***b***) year, Yuzhnoukrainsk city, Mykolayiv region, Ukraine. As can be seen from Fig. 2, for the climatic conditions of the GTU operation in the Yuzhnoukrainsk city, Mykolaiv region, for 2015 (***a***) and 2017 (***b***) year, a specific cooling capacity q_0 = 24 *kJ/kg* (for G_a = 1 *kg/s*) can be considered as rational project ACh specific cooling capacity for cooling ambient air at the inlet of GTU to the temperature t_{a2} = 15 ºC at which the annual fuel saving B_Σ is kept closed to the maximum value at high enough rate of its increment. When air is cooled to t_{a2}º=º20 ºC the rational project ACh specific cooling capacity is respectively q_0 = 14 *kJ/kg*.

Proceeding from the rational specific cooling capacity q_0 the total project cooling capacity of ACh in accordance with the air flow G_a through the GTU is chosen as

$$Q_0 = G_a\cdot q_0 \quad (3)$$

where: Q_0 – cooling capacity [*kW*], G_a – air mass flow, [*kg/s*], q_0 – specific cooling capacity [*kJ/kg*].

It is desirable to determine the cooling capacity, which provides the maximum rate of increment in the annual fuel saving B_Σ due to cooling, which will be less than q_0 = 24 *kJ/kg* for t_{a2} = 15 ºC for ACh, as shown in Fig. 2.

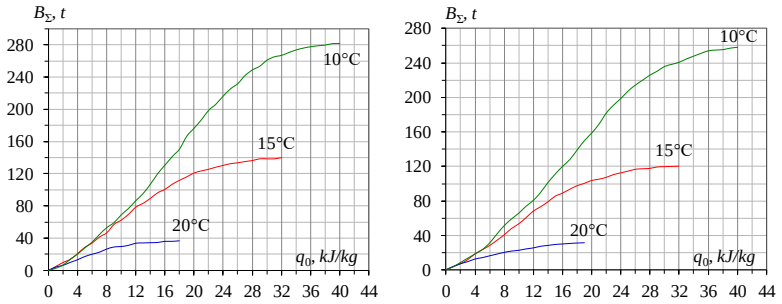


Fig. 2. The value of annual fuel saving B_Σ depending on the specific cooling capacity values q_0 (with G_a = 1 *kg/s*) for cooling an ambient air to the temperatures t_{a2} = 20, 15 and 10 ºC for 2015 (***a***) and 2017 (***b***) year

To determine the cooling capacity, which provides a maximum rate of increment in the annual fuel saving B_Σ it is necessary to analyze the annual fuel saving B_Σ related to the specific cooling capacity q_0, B_Σ/q_0, in dependence on the specific cooling capacity values q_0 (Fig. 3) for the cooled air temperatures t_{a2} = 10, 15 and 20 ºC.

As can be seen from Fig. 3, the maximum rate of increment in the relative annual fuel saving B_Σ/q_0 due to cooling ambient air to the temperature t_{a2} = 15 ºC in the ACh takes place at the project specific cooling capacity value $q_0 \approx 16$ *kJ/kg*. The corresponding full project cooling capacity provides the maximum rate of the relative annual fuel saving B_Σ /q_0 increment.

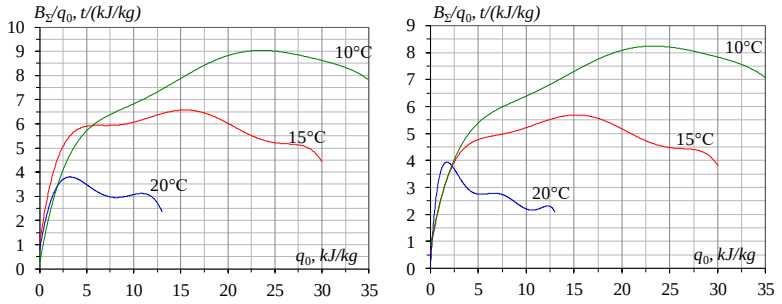


Fig. 3. The values of annual fuel saving B_Σ related to the specific cooling capacity B_Σ/q_0 in dependence on the project specific cooling capacity q_0 for the cooled air temperature 10, 15 and 20 ºC

The rational project value of the specific heat load (related to the unit of air mass flow G_a = 1 *kg/s*) on the AC, that is the ACh project specific cooling capacity, required for cooling the ambient air to the temperature 15 ºC and providing the closed to maximum annual fuel saving B_Σ , is about q_{024pr} = 24 *kJ/kg* (Fig. 2).

Preliminary the project specific heat load on the basic AC (project ACh cooling capacity) is accepted as q_{016pr} = 16 *kJ/kg* (Fig. 3), that is less than the rational value of the ACh cooling capacity q_{024pr} = 24 *kJ/kg* (Fig. 2) required for cooling the ambient air to the temperature 15 ºC. With this the rest of required the ACh cooling capacity is supposed to be covered by the use of excessive cooling capacity, accumulated in the thermal storage at reduced current heat loads, for precooling ambient air in the booster stage AC_B of air cooler AC at increased current heat loads.

The specific overall heat load of both air coolers (AC and AC_B) is taken as q_{024pr} = 24 *kJ/kg*, based on the close to maximum annual fuel saving B_Σ due to decreasing the air temperature at the GTU inlet in the ACh to $t_{a2} \approx$ 15 ºC. The project heat load on the basic AC is determined to provide the maximum rate of the relative annual fuel saving B_Σ /q_0 increment:

$$Q_{016pr} = q_{016pr} \cdot G_a \quad (4)$$

where: Q_{016pr} – project heat load on the basic AC [*kW*], G_a – air mass flow, G_a =40 kg/s for UGT 10000 [*kg/s*], q_{016pr} – project specific heat load on the basic AC, q_{016pr} =16 [*kJ/kg*].

In determining the reserve of the ACh cooling capacity, the project heat load

$$Q_{016pr} = 16 \cdot 40 = 640 \text{ kW},$$

where G_a = 40 *kg/s* – air mass flow through the AC and q_{016pr} = 16 *kJ/kg*, is compared with the current heat load required for cooling the ambient air at the inlet of the GTU in the ACh to the temperature $t_{a2} \approx 15$ ºC according to current ambient air parameters. A decrease in the cooling capacity of the project ACh is possible only when the current cooling capacities, required for cooling ambient air at the GTU inlet to the temperature $t_{a2} \approx 15$ ºC, that is current heat loads on the AC and AC_B , are less than the project heat load of the basic AC (the ACh project cooling capacity). Accordingly, the ACh current excessive cooling capacity is defined as

$$Q_{016exc} = Q_{016pr} - Q_{024} = 640 - Q_{024} \quad (5)$$

where: Q_{016exc} – the ACh excessive cooling capacity [*kW*], Q_{016pr} – the project heat load on the basic AC [*kW*], Q_{024} – the overall current heat load of both AC and AC_B [*kW*].

And its current deficit is

$$Q_{016d} = Q_{024} - Q_{016pr} = Q_{024} - 640. \quad (6)$$

With this it is necessary to take into account on-site climatic conditions and the time interval (for example, 3 days or others), considered for the accumulation of the excessive cooling capacity. The distribution of the excessive cooling capacity, accumulated in the thermal storage at reduced current heat loads, for precooling ambient air in the booster stage AC_B of AC at the GTU inlet is analysed through comparing the excess and deficit of cooling capacity for cooling ambient air in the basic AC with booster stage for every 3 days during the certain period considered as an example.

Results

Absorption air chiller with booster stage for ambient air precooling

The results of calculation of excessive cooling capacities, accumulated in the thermal storage at reduced current heat loads, and its distribution for precooling ambient air in the booster stage AC_B of the basic air cooler (AC) at the GTU inlet at increased current heat loads for climatic conditions in Yuzhnoukrainsk city, Mykolayiv region, during July 2015 and 2017 are presented in Fig. 4–6.

Fig. 4 shows the current cooling capacities (current heat loads on AC) Q_{024} required for cooling the ambient air to the temperature $t_{a2} \approx 15$ ºC (without using the ACh excessive cooling capacity), the project heat load for the basic AC Q_{016pr} = 640 *kW* (lowered to take into account the subsequent use of the ACh excessive cooling capacity for booster precooling), the summarized values of accumulated excessive cooling capacities ΣQ_{016exc} and the deficit ΣQ_{016def} of the project cooling capacity (Q_{016pr} = 640 *kW*) compared to the current heat loads Q_{024} on the AC, that is required current cooling capacity of the ACh without using the ACh excessive capacity, during July 2015 (***a***) and 2017 (***b***).

The total ACh excessive cooling capacity ΣQ_{016exc}, generated at reduced heat loads per a month, significantly exceeds its deficit ΣQ_{016d} at high heat loads. At the same time, there is a stable growth of the ACh cooling capacity deficit ΣQ_{016d} , that is caused by permanent exceeding the project cooling capacity Q_{016pr} = 640 *kW* by the current values of heat load Q_{024} (without using of the ACh excessive cooling capacity, accumulated at decreased current heat loads).

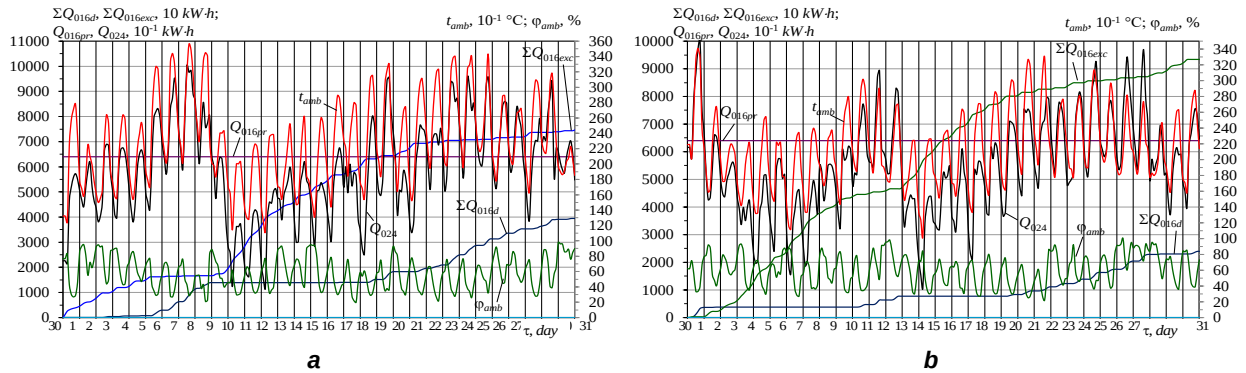
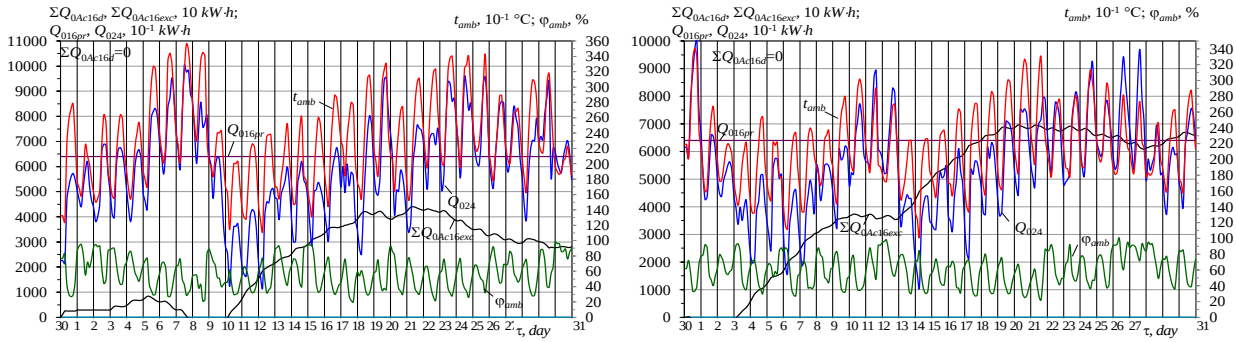


Fig. 4. Current values of temperature t_{amb} and relative humidity φ_{amb} of ambient air, current cooling capacities (current heat loads) Q_{024} , required for cooling the ambient air at the inlet of the GTU to the temperature $t_{a2} \approx 15$ ºC, the project cooling capacity Q_{016pr} of the ACh, the summarized values of excessive ACh cooling capacities ΣQ_{016exc} accumulated and the deficit ΣQ_{016d} of project ACh cooling capacity, compared to the current heat loads Q_{024} on the AC without using the ACh excessive cooling capacity for July 2015 (***a***) and 2017 (***b***)

Fig. 5 shows the current cooling capacities (current heat loads on AC) Q_{024} , required for cooling the ambient air at the inlet of the GTU to the temperature $t_{a2} \approx 15$ ºC, the project cooling capacity Q_{016pr} of ACh, for the basic AC $Q_{016pr} = 640$ *kW* (lowered to take into account the subsequent use of the ACh excessive cooling capacity for booster precooling), the summarized values $\Sigma Q_{0Ac16exc}$ of excess (reserve) ACh cooling capacity, accumulated and remained after its using for ambient air precooling in the booster air cooler AC_B during July 2015 and 2017, Yuzhnoukrainsk city, Mykolaiv region.

As can be seen from Fig. 5, the excessive (reserve) cooling capacity of ACh $\Sigma Q_{0Ac16ecx}$, accumulated at reduced heat loads and spent at high heat loads for ambient air precooling in the booster air cooler AC_B , provides excluding the monthly cooling capacity deficit: $\Sigma Q_{0Ac16d} = 0$. Moreover, the monthly summarized values $\Sigma Q_{0Ac16exc}$ of excess (reserve) ACh cooling capacity, remained after its using for ambient air booster precooling, is still large: $\Sigma Q_{0Ac16exc} \approx 270$ kW·h for July 2015 (Fig. 5(a)) as compared to $\Sigma Q_{0Ac16exc} \approx 670$ kW·h (Fig. 4(a)) and $\Sigma Q_{0Ac16exc} \approx 650$ kW·h for July 2017 (Fig. 5(b)) as compared to $\Sigma Q_{0Ac16exc} \approx 930$ kW·h (Fig. 4(b)).



a ***b***

Fig. 5. Current values of temperature t_{amb} and relative humidity φ_{amb} of ambient air, the cooling capacities Q_{024} required for cooling the ambient air to the temperature $t_{a2} \approx 15$ ºC at the inlet of the GTU, the project cooling capacity Q_{016pr} of ACh, for the basic AC, the summarized values $\Sigma Q_{0Ac16exc}$ of excess (reserve) ACh cooling capacity, accumulated and remained after its using for ambient air precooling in the booster air cooler AC_B for July 2015 (***a***) and 2017 (***b***)

Using of the ACh excessive cooling capacity in the booster stage AC_B of AC results in a decreased project cooling capacity of the ACh by the value of AC_B cooling capacity:

$$Q_{0.8pr} = q_{0.8pr} \cdot G_a = 8 \cdot 40 = 320\ kW, \quad (7)$$

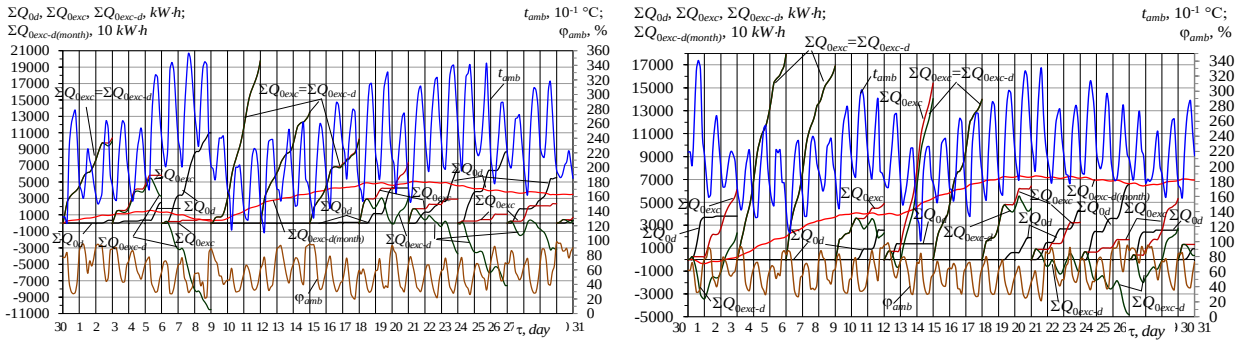
where: $Q_{0.8pr}$ – the project heat load on the booster AC_B [*kW*], G_a – air mass flow, G_a =40 kg/s for UGT 10000 [*kg/s*], $q_{0.8pr}$ – specific project heat load on the AC_B , $q_{0.8pr} = 8$ [*kJ/kg*].

The cooling capacity of the booster stage AC_B is estimated as approximately 30% compared to the basic project overall cooling capacity value of the ACh:

$$Q_{024pr} = q_{024pr} \cdot G_a = 24 \cdot 40 = 960\ kW, \quad (8)$$

where: Q_{024pr} – the basic project cooling capacity [*kW*], q_{024pr} – the basic project specific cooling capacity, [*kJ/kg*].

The excessive cooling capacities might be accumulated in the thermal storage at reduced current heat loads and distributed for precooling ambient air in the booster stage AC_B of the basic AC at the GTU inlet at increased current heat loads over each 3 days, as an example for climatic conditions in Yuzhnoukrainsk city, Mykolayiv region, the South Ukraine, during July 2015 and 2017 (Fig. 6).



a ***b***

Fig. 6. The current values of temperature t_{amb} and relative humidity φ_{amb} of ambient air, the summarized values ΣQ_{0exc} of the ACh excess cooling capacity, accumulated over each 3 days, the summarized values of deficit ΣQ_{0d} for the ACh project cooling capacity Q_{016pr} = 640 *kW*, difference $\Sigma Q_{0exc\text{-}d}$ between the excess and the deficit of cooling capacity for every 3 days and the monthly values of the excessive cooling capacity $\Sigma Q_{0exc\text{-}d(month)}$, remained after covering the deficit, summarized during July 2015 (***a***) and 2017 (***b***)

The results of calculating the deficit ΣQ_{0d} and the reserve ΣQ_{0exc} of the project cooling capacity value Q_{016pr} = 640 *kW* compared to the current required capacity value, the difference $\Sigma Q_{0exc\text{-}d}$ between their excessive and the deficit for every three days, is presented in Fig. 6. As can be seen, the accumulated excessive capacity during each three days is enough to cover its deficit.

A fairly significant excess of the absorption lithium-bromide chiller cooling capacity $\Sigma Q_{0exc\text{-}d(month)}$ at the end of the month indicates the possibility of its subsequent use for further reducing the ACh project cooling capacity less than Q_{016pr} = 640 *kW* with its replacement by the excessive cooling capacity through redistribution of the heat load between the cooling stages in the direction of increasing the load on the pre-cooling booster stage.

A combined Absorption-Ejector two-stage chiller with booster stage for ambient air precooling

To achieve deeper cooling than ACh can provide, it is expediently to use two-stage air cooling at the GTU inlet: to t_{a2}=15...20ºC in the ACh (high-temperature stage AC_{HT} of two-stage air cooler) and subsequent subcooling to t_{a2}=7...10ºC in the refrigerant ejector chiller (ECh) (low-temperature stage AC_{LT} of two-stage air cooler), that is in the combined absorption-ejector chiller (AECh) [12]. The changes of heat load on the two-stage air cooler (AC) at the GTU inlet according to the varying current ambient air temperature t_{amb} and relative humidity φ_{amb} , lead to adequate change of AECh cooling capacity. The cooling capacity reserve of AECh, calculated as the AECh excessive project heat load value compared with current heat loads, is accumulated during reduced heat loads to cover the deficit of AECh cooling capacity at high loads, thereby reducing the ACh project cooling capacity and its cost respectively.

The project heat load on the AC_{HT} is determined to provide the maximum rate of the relative annual fuel saving B_Σ / q_0 increment (Fig. 3) as

$$Q_{0.HT16pr} = q_{0.HT16pr} \cdot G_a = 16 \cdot 40 = 640\ kW \quad (9)$$

where: $Q_{0HT16pr}$ – the project heat load on the basic AC_{HT} [*kW*], G_a – air mass flow G_a = 40 [*kg/s*], $q_{0.HT16pr}$ – the project specific heat load on the basic AC_{HT}, $q_{0.HT16pr}$ = 16 [*kJ/kg*].

With this the overall project heat load on the AC_{HT} with precooling stage AC_B:

$$Q_{0.HT24pr} = q_{0.HT24pr} \cdot G_a = 24 \cdot 40 = 960\ kW, \quad (10)$$

where: $Q_{0HT24pr}$ – the project overall heat load on the basic AC_{HT} together with heat load on the AC_B [*kW*], G_a – air mass flow, G_a = 40 [*kg/s*], $q_{0.HT24pr}$ – the project overall specific heat load on the basic AC_{HT} together with heat load on the AC_B (Fig. 2), $q_{0.HT24pr}$ = 24 [*kJ/kg*].

This provides closed to the maximum annual fuel saving B_Σ (Fig.2) due to GTU inlet air cooling to the temperature $t_{HT2} \approx 15$ ºC in ACh according to Fig. 1.

The project heat load on the AC_{LT} is defined as

$$Q_{0.LT10pr} = q_{0.LT10pr} \cdot G_a = 10 \cdot 40 = 400\ kW, \quad (11)$$

where: $Q_{0LT10pr}$ – the project heat load on the basic AC_{LT} [*kW*], G_a – air mass flow, G_a = 40 [*kg/s*], $q_{0.LT10pr}$ – the project specific heat load on the AC_{LT} , according to Fig. 2 [*kJ/kg*].

The project heat load on the AC_{LT} is based on the project specific heat load on the AC_{LT} $q_{0.LT10pr}$ = 10 *kW/(kg/s)*, that provides closed to the maximum annual fuel saving B_Σ (Fig. 2).

While determining the ACh cooling capacity reserve, the current heat load on the AC_{HT} with booster AC_B is compared with the overall project heat load $Q_{0.HT24pr}$ = 960 *kW*.

Partial replacement of the basic high-temperature stage AC_{HT} by precooling air booster stage AC_B with corresponding reduction of the project cooling capacity of ACh is possible if there is a reserve of the ACh cooling capacity, accumulated in the storage, which exceeds its spending for the ambient air precooling in the precooling air booster stage AC_B. In accordance with this, the ACh current excessive cooling capacity is defined as

$$Q_{0.HT16exc} = Q_{0.HT16pr} - Q_{0.HT24} = 640 - Q_{0.HT24},\ kW, \quad (12)$$

where: $Q_{0HT16exc}$ – the current excessive cooling capacity of the ACh [*kW*], $Q_{0HT16pr}$ – the project heat load on the basic AC_{HT} , $Q_{0HT16pr}$ = 640 [*kW*], Q_{0HT24} – the current overall heat load of both basic AC_{HT} and booster AC_B [*kW*].

Its current deficit is respectively:

$$Q_{0.HT16d} = Q_{0.HT24} - Q_{0.HT16pr} = Q_{0.HT24} - 640,\ kW. \quad (13)$$

The ECh current excessive cooling capacity (its reserve):

$$Q_{0.LT10exc} = Q_{0.LT10pr} - Q_{0.LT10} = 400 - Q_{0.LT10},\ kW, \quad (14)$$

where: $Q_{0LT10exc}$ – the current excessive cooling capacity of the ECh [*kW*], $Q_{0LT10pr}$ – the project heat load on the AC_{LT} , $Q_{0LT10pr}$ = 400 [*kW*], Q_{0LT10} – the current heat load on the AC_{LT} [*kW*].

The current deficit of the ECh cooling capacity:

$$Q_{0.LT10d} = Q_{0.LT10} - Q_{0.LT10pr} = Q_{0.LT10} - 400,\ kW. \quad (15)$$

The current overall excessive cooling capacity (overall reserve) of the combined AECh for two-stage air cooler is

$$Q_{0.ACexc} = Q_{0.HT16exc} + Q_{0.LT10exc},\ kW, \quad (16)$$

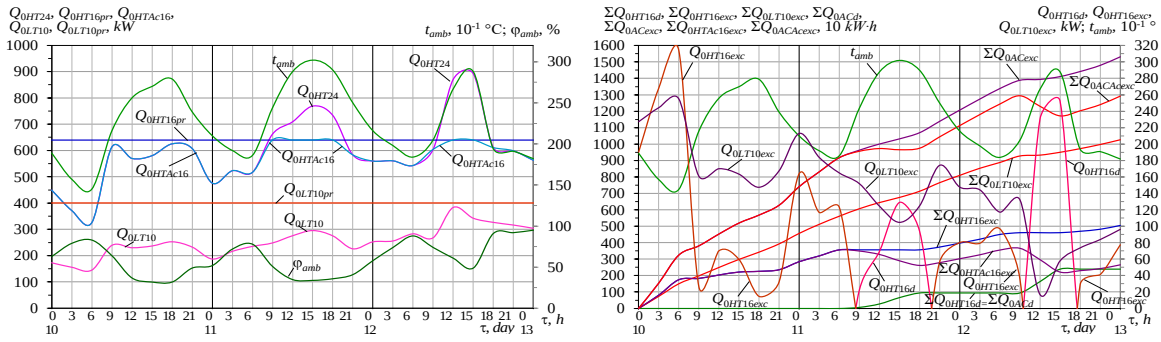
where: Q_{0ACexc} – the current overall excessive cooling capacity of AECh for two-stage air cooler [*kW*], $Q_{0HT16exc}$ – the current excessive cooling capacity of the ACh [*kW*], $Q_{0LT10exc}$ – the current excessive cooling capacity of the ECh [*kW*].

The current overall deficit of combined AECh cooling capacity for two-stage air cooler:

$$Q_{0.ACd} = Q_{0.HT16d} + Q_{0.LT10d},\ kW, \quad (17)$$

where: Q_{0ACd} – the current overall deficit of combined AECh cooling capacity for two-stage air cooler [*kW*], Q_{0HT16d} – the current deficit of ACh cooling capacity for AC_{HT} [*kW*], Q_{0LT10d} – the current deficit of ECh cooling capacity for AC_{LT} [*kW*].

An example of implementing the method to determine the rational project heat loads on air coolers with booster stage for ambient air precooling through using the ACh excessive cooling capacities, generated at the lowered current heat loads, for a two-stage air cooler to determine the project heat load for precooling ambient air in the booster stage AC_B with corresponding decreasing the basic high-temperature stage ACh project cooling capacity through accumulating and spending the excessive cooling capacity during 3 days (10-12.07.2017) is shown in Fig. 7.



a ***b***

Fig. 7. The project cooling capacity of ACh $Q_{0.HT16pr}$ = 640 *kW* and of ECh $Q_{0LT10pr}$ = 400 *kW* , the current ACh cooling capacity Q_{0HT24} (without AC_B), $Q_{0HTAc16}$ (with AC_B), the current ECh cooling capacity Q_{0LT10} (a), the current values of deficit Q_{0HT16d} and excess $Q_{0HT16exc}$ of the ACh cooling capacity, the excess $Q_{0LT10exc}$ of the cooling capacity of the ECh (without AC_B), the total deficit ΣQ_{0HT16d} and the excess $\Sigma Q_{0HT16exc}$ of the ACh cooling capacity (without AC_B), the total excess $\Sigma Q_{0HTAc16exc}$ of the cooling capacity of the ACh (with AC_B), the total excess $\Sigma Q_{0LT10exc}$ of the cooling capacity of the ECh (without AC_B), the total deficit $\Sigma Q_{0Ac.d}$ and the excess $\Sigma Q_{0Ac.exc}$ of the cooling capacity for combined air cooler (without AC_B), and the total excess $\Sigma Q_{0ACAc.exc}$ of the cooling capacity for the proposed air cooler (with AC_B) (b)

As Fig. 7(b) shows the total (for 3 days) excess of the ACh cooling capacity (without AC_B) $\Sigma Q_{0HT16exc}$ =5500 kW·h is higher than the deficit ΣQ_{0HT16d} = 2400 kW·h, as well as the total excess of the cooling capacity of combined air cooler (including the cooling capacity of the ECh $\Sigma Q_{0LT10exc}$ = 10200 kW·h without AC_B) $\Sigma Q_{0Ac.exc}$ = 15300 kW·h is much more higher than deficit $\Sigma Q_{0Ac.d} = \Sigma Q_{0HT16d}$ = 2400 kW·h.

Thus, the accumulated excessive cooling capacity generated during 3 days is much more to cover its deficit if a decreased project cooling capacity of ACh $Q_{0.HT16pr}$ = 640 *kW* (q_0 = 16 kJ/kg) is chosen instead of the basic value of $Q_{0.HT24pr}$ = 960 *kW* (q_0 = 24 kJ/kg).

A fairly significant remained total excess of the ACh cooling capacity (with using the cooling capacity reserve in the booster stage AC_B) $\Sigma Q_{0HTAc16exc}$ = 2700 kW·h indicates the possibility of its subsequent use for further reducing the project ACh cooling capacity less than Q_{016pr} = 640 *kW* down to Q_{012pr} = 480 *kW* (q_0 = 12 kJ/kg) with replacement of their difference $Q_{016pr} - Q_{012pr}$ = 160 *kW* by the excessive cooling capacity through redistribution of the heat load between the cooling stages to increase the load on the precooling booster stage up to 480 *kW*.

In order to increase the efficiency of using the cooling capacity reserve, an option with a larger reduction of the project load on the high-temperature stage AC_{HT} to 480 *kW* is calculated, which is half as much as its basic value of 960 *kW*, with an increase in the load on the precooling air booster stage AC_B to 480 *kW* while maintaining its value on the low-temperature stage AC_{LT} (respectively on the ECh) 400 *kW*. The results of this distribution are presented in Fig. 8.

As one can see from the Fig.8, at decreased project heat load on the AC_{HT} $Q_{0.HT12pr}$ = 480 kW the total excess $\Sigma Q_{0HT12exc}$ of the ACh cooling capacity is not considerable and less than its deficit ΣQ_{0HT12d} (Fig.8(**c**)), because in the AC_{HT} the air is being cooled to the temperature at the outlet of AC_{HT} (inlet of AC_{LT}) t_{HT2}, that is lower than 15°C (Fig. 8(***a***)). This results in lowering the heat load on the AC_{LT} with corresponding increase of the current excess $Q_{0LT10exc}$ and total excess $\Sigma Q_{0LT10exc}$ of the cooling capacity of the ECh, that is used for ambient air precooling in the AC_B.

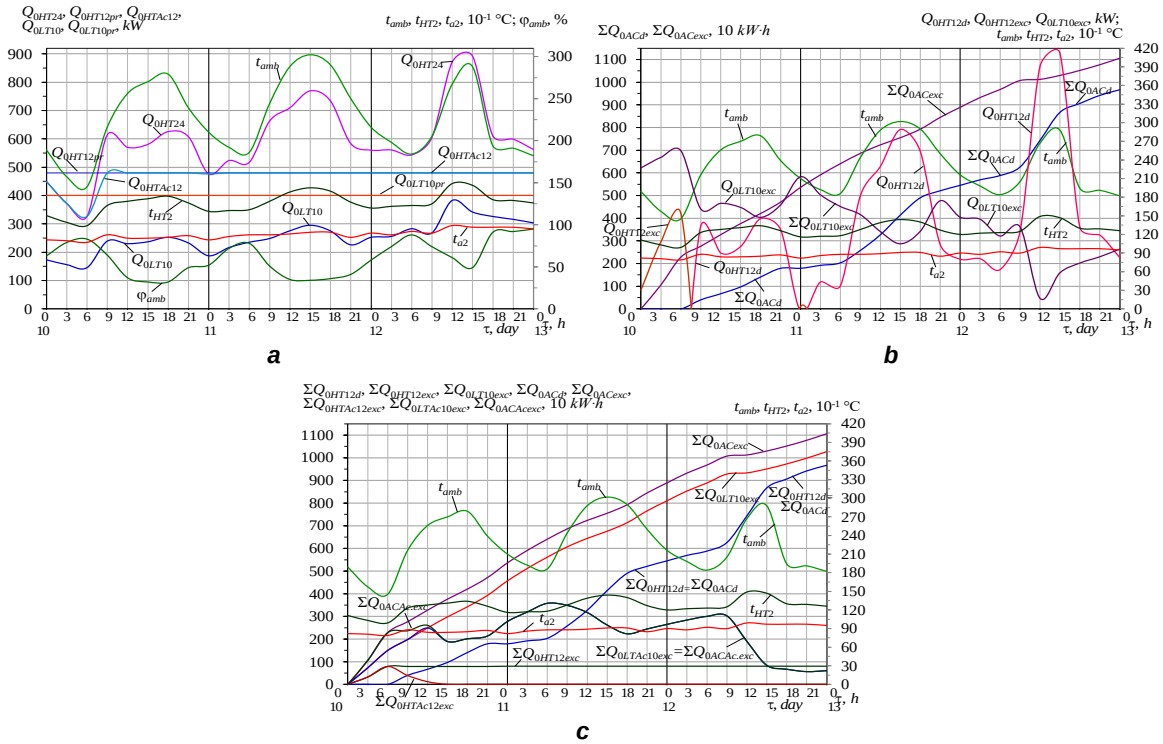


Fig. 8. The current values of air temperature at the outlets of AC_{HT} t_{HT2} and AC_{LT} t_{a2}, project cooling capacities of ACh $Q_{0.HT12pr}$ = 480 *kW* and of ECh $Q_{0LT10pr}$ = 400 *kW*, current cooling capacities of ACh Q_{0HT24} (without AC_B), of ACh $Q_{0HTAc12}$ (with AC_B), of ECh Q_{0LT10} (a), deficit Q_{0HT12d} and excess $Q_{0HT12exc}$ of ACh cooling capacity, the excess $Q_{0LT10exc}$ of ECh (without AC_B), the total deficit $\Sigma Q_{0Ac.d}$ and the excess $\Sigma Q_{0Ac.exc}$ for combined air cooler (without AC_B) (b), excess $\Sigma Q_{0LT10exc}$ for ECh (without AC_B), excess $\Sigma Q_{0LTAc10exc}$ for ECh (with AC_B), deficit $\Sigma Q_{0Ac.d}$ and excess $\Sigma Q_{0Ac.exc}$ for combined AC (without AC_B), excess $\Sigma Q_{0ACAc.exc}$ for developed AC (with AC_B), excess $\Sigma Q_{0HT12exc}$ for ACh (without AC_B), excess $\Sigma Q_{0HTAc.12exc}$ for ACh (with AC_B) (c)

As Fig. 8(b) shows the total (for 3 days) excess of the ACh cooling capacity (without using the AC_B) $\Sigma Q_{0HT12exc}$ = 900 kW·h is lower than the deficit ΣQ_{0HT12d} = 9700 kW·h, whereas the total excess of the cooling capacity of combined air cooler (including the cooling capacity of the ECh $\Sigma Q_{0LT10exc}$ = 10200 kW·h without using the booster stage AC_B) $\Sigma Q_{0Ac.exc}$ = 11100 kW·h is still higher than deficit $\Sigma Q_{0Ac.d}$ = ΣQ_{0HT12d} = 9700 kW·h. Thus, the accumulated excessive cooling capacity generated during 3 days is more to cover its deficit if a decreased project cooling capacity of ACh $Q_{0.HT12pr}$ = 480 *kW* (q_0 = 12 kJ/kg) is chosen instead of the basic value of $Q_{0.HT24pr}$ = 960 *kW* (q_0 = 24 kJ/kg).

So, the results of simulation have shown that an excessive cooling capacity of the combined AECh ΣQ_{0Acexc} above the current heat loads, generated at the decreased heat loads on the air cooler at the inlet of GTU, can be used for covering the increased heat loads on the air cooler to reduce the project cooling capacity of the ACh installed by about 50%.

Conclusions

The cooling capacity of the WHRCh, on the one hand, should cover the GTU inlet air cooling needs for as long time as possible during the year. On the other hand, it should not be overestimated so that the WHRCh was operated at the thermal loads close to the project value. The new methodological approaches for designing the TIAC systems and distribution of the available cooling capacity in response to the current duties are presented.

The annual fuel saving of the GTU due to inlet air cooling is chosen as a criterion to determine the rational project cooling capacity of the WHRCh. For this the current fuel saving of the GTU have been summarized over the year for differ project cooling capacities of the WHRCh to determine the rational project cooling load.

The two differ methods for the choice of the WHRCh project cooling capacity, based on the annular fuel savings due to GTU inlet air cooling, are developed. Both methods are useful for designing the TIAC system with using the WHRCh excessive cooling capacity, accumulated in the thermal storage at decreased current heat loads, for ambient air precooling in the booster stage of the air cooler at the inlet of GTU. With this the rational value of WHRCh project cooling capacity, that provides closed to maximum annular fuel savings, is used to determine the overall project cooling load, including its part for ambient air precooling through using the WHRCh excessive cooling capacity accumulated, and the optimum value of WHRCh project cooling capacity, that provides the maximum rate of the annual fuel saving increment, is used to determine the project cooling load of the basic WHRCh, reduced due to excluding the most varying part of the current heat loads for ambient air precooling in the booster stage AC_B of the air cooler at the inlet of GTU.

The results of simulation proved the expediency of the GTU inlet air cooling by using the excessive cooling capacity accumulated in the thermal storage at reduced heat loads for the ambient air precooling. It is shown that by using the WHRCh excessive cooling capacity for precooling the ambient air provides a decrease in the cooling capacity of ACh by approximately 50% compared to the initial basic cooling capacity value.

The scheme of the GTU inlet air cooling system with using the ACh excessive cooling capacity for precooling the ambient air in the AC booster stage at the GTU inlet has been proposed.

REFERENCES

[1] Radchenko A., Radchenko M., Konovalov A., Zubarev A. (2018). Increasing electrical power output and fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by absorption chiller scavenge air cooling on the base of monitoring data treatment. *E3S Web of Conferences. HTRSE–2018*, 70 6 p.

[2] Obara S. (2009). *Distributed energy systems*. GA, USA: Nova Science Publishers Inc.

[3] International Energy Agency. (2008). *Combined Heat and Power: Evaluating the Benefits of Greater Global Investment*.

[4] Ortiga, J., Bruno, J. C., Coronas, A. (2013). Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network. *Appl. Therm. Eng.*, 50, 1536–1542.

[5] Ameri M, Hejazi S. H. (2004). The study of capacity enhancement of the Chabahar gas turbine installation using an absorption chiller. *Appl. Therm. Eng.*, 24, 59–68.

[6] Radchenko M., Radchenko R., Ostapenko O., Zubarev A., Hrych A. (2018). Enhancing the utilization of gas engine module exhaust heat by two-stage chillers for combined electricity, heat and refrigeration. *The 5th "ICSAI 2018"*, (pp.227-231). Jiangsu, Nanjing, China.

[7] Popli, S., Rodgers, P., Eveloy, V. (2013). Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry. *Appl. Therm. Eng.,* 50, 918–931.

[8] Yang Ch., Yang Z., Cai R. (2009). Analytical method for evaluation of gas turbine inlet air cooling in combined cycle power plant. *Applied Energy*, 86, 848–856.

[9] Facci A.L., Andreassi L., Ubertini S., Sciubba E. (2014). Analysis of the influence of thermal energy storage on the optimal management of a trigeneration plant. *Energy Procedia*, 45, 1295–1304.

[10] Verda, V. and Colella, F. (2011). Primary energy savings through thermal storage in district heating networks. *Energy*, 36, 4278–4286.

[11] Radchenko R., Radchenko A., Serbin S., Kantor S., Portnoi B. (2018). Gas turbine unite inlet air cooling by using an excessive refrigeration capacity of absorption-ejector chiller in booster air cooler. *E3S Web of Conferences. HTRSE–2018*, 70 (2018), 6 p.

[12] Radchenko, A.N., Kantor, S.A. (2015). Metodological aproaches of rational designing of combined waste heat recovery system for gas turbine unit intake air cooling. *Aerospace technic and technology*, 4 (121), 76–79.

Радченко, А., Радченко, М., Зонмін, Я., Кантор, С., Портной, Б.

ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГТУ З АКУМУЛЯЦІЄЮ ТА ВИКОРИСТАННЯМ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ В БУСТЕРНОМУ ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧІ

Проаналізовані процеси охолодження повітря на вході газотурбінної установки (ГТУ) тепловикористовуючими холодильними машинами (ТХМ). Розроблено схему системи охолодження зовнішнього повітря на вході ГТУ з використанням надлишкової холодопродуктивності абсорбційної бромистолітієвої холодильної машини (АБХМ). Це рішення забезпечує зниження приблизно на 50% холодопродуктивності і, відповідно, вартості встановлених АБХМ.

Ключові слова: газотурбінна установка, абсорбційна бромистолітієва холодильна машина, вихлопні гази, теплове навантаження, холодопродуктивність.

УДК 621.58

APPROACH TO ENHANCE THE ENERGETIC EFFICIENCY OF AIR CONDITIONING SYSTEMS BY COOLING LOAD DISTRIBUTION IN AMBIENT AIR PROCESSION

Radchenko M., doct.tecn.sc., professor[1], Trushliakov E., cand.tecn.sc., NUoS professor[1],
Radchenko A., cand.tecn.sc., associate professor[1], Kantor S., cand.tech.sc.[2], Tkachenko V.[1]
[1]Admiral Makarov National University of Shipbuilding; [2]PJSC "Zavod "Ekvator"
[1, 2] Ukraine, Mykolaiv
[1] nirad50@gmail.com, [2] s_kantor@mail.ru

Abstract. *In general case, an overall cooling load band of any air conditioning system comprises the unstable cooling load range and a comparatively stable cooling load part for further air cooling. Thus, the stable cooling load range can be covered by operation of conventional compressor, meantime mode with considerable cooling load fluctuation needs load modulation. A proposed method can be adopted for designing Variable Refrigerant Flow (VRF) systems provided with Outdoor Air Processing (OAP) system.*

Keywords*: air conditioning system, design cooling load, changeable heat load, load range, annual refrigeration capacity.*

Introduction

The efficiency of air conditioning systems (ACS) and their refrigeration machine (RM) performance depends on their loading and a duration of operation all the year round. The higher loading and longer duration of ACS operation during a year, the larger annual refrigeration capacity generated according to current cooling duties. It is quite reasonable to consider the annual refrigeration capacity as a primary criterion for a choice of a design overall cooling load of ACS.

The rational design overall refrigeration capacity value of ACS has to satisfy the hourly and seasonal cooling load changes and to avoid significant oversizing. So, the methodological approach to enhance the performance efficiency of ACS has to provide rational cooling load distribution in ambient air procession to match actual changeable climatic conditions and simultaneously maximum (closed to it) annual refrigeration capacity generation as a result. For this a value of ACS rational design overall cooling load, providing a maximum annular refrigeration capacity generation, should be shared into a comparatively stable basic cooling load range, covered with operation of refrigeration compressor in close to nominal modes, and a remaining cooling load part for ambient air precooling in response to changeable current ambient cooling loads with running of refrigeration compressor in partial modes. The remaining booster part of current ambient air precooling loads needs the refrigeration capacity modulation by applying variable speed compressors or other energy conserving technologies through using excess refrigeration capacity.

Literature review

A lot of publications are devoted to improving the performance of ACS by intensification of heat transfer processes in heat exchangers [1] and increasing the energetic efficiency of RM through advanced scheme decisions [2], waste heat recovery technics [3], booster ambient air precooling by using an excess refrigeration capacity [4].

In a number of investigations, the air conditioning is considered as one of the technologies for combined cooling, heating and power (CCHP) [5]. Some of principal technical innovations and methodological approaches in waste heat recovery refrigeration might be successfully applied for traditional vapor-compression refrigeration technologies in air conditioning, in particular, evaporative cooling [6] two-stage air cooling, as well as methods to choose rational design value of refrigeration capacity to match current cooling demand [4].

A combination of Heating, Ventilation, and Air Conditioning (HVAC) system with roof top unit (RTU) used as the outdoor air processing (OAP) system in the VRF system and control strategies to enhance its energy performance and thermal comfort were proposed [7]. A comparisen of VRF system with conventional ACS showed that the VRF system was more energy efficient than variable air volume (VAV) system by 22.2% and than the fan-coil plus fresh air system by 11.7% [8]. It was obtained that the multi-split VRF system saved more than 20% energy compared to a VAV system[9].

The authors [10] developed a control algorithm of the supply air temperature (threshold temperature) in the outdoor air processing OAP as a practical method to run the VRF-OAP system more efficiently for actual buildings. The control algorithm was conducted by adjusting the refrigerant flow introduced to the OAP and the indoor unit appropriately through the supply air temperature according to the indoor and outdoor temperature and humidity conditions.

The goal of the analysis is to develop a methodological approach to determine the rational design overall heat load matching current changeable climatic conditions and providing closed to maximum annual refrigeration capacity generation and its distribution according to a differ heat load behaviour within the rational overall design heat load band between two cooling stages with differ heat load behaviours: fluctuation of current heat loads in the first stage of ambient air precooling down to air threshold temperature and comparatively stable heat load in the second stage for further air cooling below the threshold temperature in respect to actual current loading.

Research Methodology

The efficiency of air conditioning ACS and their RM performance depends on their loading and a duration of their yearly operation. Therefore, the annual refrigeration capacity generated is considered as a primary criterion for the choice of a rational design overall cooling load of ACS. For this the current refrigeration capacity, generated by the RM at any time period in response to the cooling duties for ambient air cooling down to the target leaving temperature, have been summarized over the year to determine the rational design overall cooling load of ACS.

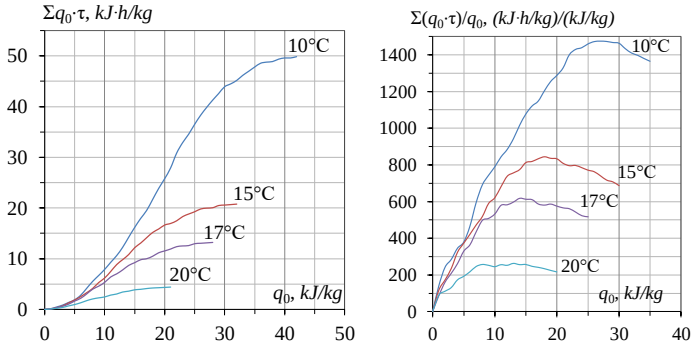
To conduct this procedure the authors developed two methods: the first – by using the yearly loading characteristic curve of annual summarized refrigeration capacity dependence on the design cooling capacity of the RM to choose its value, that provides closed to maximum annual summarized refrigeration capacity, and the second – according to the maximum rate of annual refrigeration capacity increment due to increasing the design cooling capacity.

Proceeding from a differ behaviour of cooling loads, the ambient air treatment in the ACS is considered as a two-stage procession and includes a fluctuation range as the first (high-temperature) stage and comparatively stable range as the second (low-temperature) stage. The threshold air temperature is determined for rational distribution of design overall cooling capacity of ACS between two stages with differ heat load behaviours.

Results

The methodological approach developed is aimed to reduce the design overall capacity of the ACS and improve their performance due to achieving closed to maximum annual refrigeration capacity generation in actual climatic conditions by rational distribution of the overall cooling capacity between two ranges with differ heat load behaviours according to the threshold temperature.

The specific annual refrigeration capacity generated $\sum(q_0 \cdot \tau)$ – in ratio value as full annual refrigeration capacity generated $\sum(Q_0 \cdot \tau)$, kW·h, related to the unit of air mass flow: $\sum(q_0 \cdot \tau) = \sum(Q_0 \cdot \tau) / G_a$, kJ·h/kg, where Q_0 – current refrigeration capacity, kW;·τ – time duration, h; G_a – air mass flow in air cooler, kg/s, in dependence on a design specific refrigeration capacity $q_0 = Q_0 / G_a$, kJ/kg, of installed RM for leaving cooled air temperatures t_{a2} = 10, 15, 17 and 20 °C and climate of Nikolaev region, Ukraine, 2017 are presented in Fig.1.



a ***b***

Fig. 1. Specific annual refrigeration capacity in ratio values $\sum(q_0 \cdot \tau)$ (***a***) and the rate of annual refrigeration capacity in ratio values $\sum(q_0 \cdot \tau)/q_0$ referred to design specific refrigeration capacity q_0 (***b***) against design specific refrigeration capacity q_0 for cooled air temperatures: 10, 15, 17, 20 °C

As Fig. 1(a) shows, the specific annual refrigeration capacity $\sum(q_0 \cdot \tau)_{10}$ for cooling air to the temperature t_{a2} = 10 ºC at a design specific refrigeration capacity $q_{0.10}$ = 35 kW/(kg/s) or kJ/kg is evaluated as $\sum(q_0 \cdot \tau)_{10}$ = 48 MW·h/(kg/s) and achieved with quite high rate of its increment.

Because of sharply falling rate of arising the increments of $\sum(q_0 \cdot \tau)_{10}$ the further increase in design specific refrigerating capacity $q_{0.10}$ from 35 to 43 kJ/kg does not result in appreciable increment in the specific annual refrigeration capacity $\sum(q_0 \cdot \tau)_{10}$. At the same time a further increase in design refrigeration capacity $q_{0.10}$ of installed RM causes considerable increase in its capital expenses by around 15%. Thus, the specific refrigeration capacity $q_{0.10rat}$ = 35 kW/(kg/s) is considered as rational one to calculate a full designed refrigeration capacity Q_0 of installed RM according to the air mass flow G_a: $Q_0 = G_a \cdot q_0$, kW, that provides the annual refrigeration capacity generation closed to maximum value. With this specific refrigeration capacity q_0 is calculated as $q_0 = \xi \cdot c_a \cdot (t_{amb} - t_{a2})$, kW/(kg/s), or kJ/kg, where ξ – total-to-sensible air heat decrease ratio (total heat decrease of air related to sensible heat decrease or inversely proportional value of sensible heat rate), calculated as a ratio of total heat removed from the wet air during cooling (an air enthalpy decrease) and sensible heat removed; c_a – specific heat capacity of wet air. The second method allows to determine the minimum design (installed) cooling capacity providing the maximum rate of annual refrigeration capacity increment due to increasing the cooling capacity.

As Fig. 1(b) shows, the maximum rate of specific annual refrigeration capacity increment as ratio value $\sum(q_0 \cdot \tau)/q_0$ for cooling ambient air to t_{a2} = 10 ºC is achieved at a design specific refrigeration capacity value of around $q_{0.opt}$ = 27 kJ/kg (optimum value $q_{0.opt}$), that is considerably less than the rational value $q_{0.10rat}$ = 35 kJ/kg corresponding to the specific annual refrigeration capacity $\sum(q_0 \cdot \tau)_{10}$ = 48 MW·h/(kg/s) closed to the maximum value (Fig. 1(a)).

It is quite evidently that the RM with installed specific refrigeration capacity of q_0 = 27 kJ/kg can generate less annual refrigeration capacity of around $\sum(q_0 \cdot \tau)_{10}$ = 40 MW·h/(kg/s), that achieved with a gradual rate of its increment (Fig. 1(a)). In this case a maximum value of specific annual refrigeration capacity $\sum(q_0 \cdot \tau)_{10}$ = 48 MW·h/(kg/s) might be achieved by applying the energy conserving technologies through using excess refrigeration capacity, accumulated at decreased current cooling loads, to cover the peak refrigeration demand as an example.

To prove a methodological approach to determine the rational design heat load, matching current changeable climatic conditions, the values of specific refrigeration capacity $q_{0.15}$, needed for cooling ambient air from its current temperature t_{amb} to the temperature t_{a2} = 15 °C, and $q_{0.10}$, needed for cooling ambient air from t_{amb} to t_{a2} = 10 °C, and the specific refrigeration capacity $q_{0.10\text{-}15}$ as their difference $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$, needed for cooling air from t_{a2} = 15 °C to t_{a2} = 10 °C, is calculated for climatic conditions in Nikolaev region in July 2017 (Fig.2).

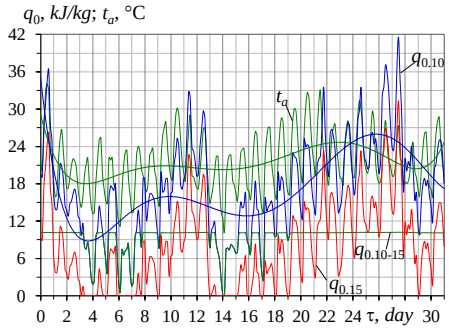


Fig. 2. Current values of ambient air temperature t_{amb}, specific refrigeration capacity $q_{0.15}$, needed for cooling ambient air from t_{amb} to t_{a2} = 15 °C, and $q_{0.10}$, needed for cooling ambient air from t_{amb} to t_{a2} = 10 °C, and specific refrigeration capacity $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$, needed for cooling air from t_{a2} = 15 °C to t_{a2} = 10 °C for July 2017

As seen, with cooling of the ambient air from t_{amb} to the temperature t_{a2} = 15 °C the fluctuations of the current heat load $q_{0.15}$, the RM compressor capacity, spent for the ambient air precooling, are gradual. This is caused by daily changes in the ambient air t_{amb} and φ_{amb} with decreasing the temperature t_{amb} at night to 15 °C and lower with corresponding drops of the heat load $q_{0.15}$ to zero.

Such considerable changes in the current heat loads $q_{0.15}$ on the ambient air ACS point out that if the design maximum current heat load is chosen, this will result in a significant amount of an excess refrigeration capacity in the

temperate daily hours. Corresponding regulation of the refrigeration capacity in a wide range of heat loads might be conducted by applying the variable speed compressor.

At the same time, when air is being cooled from t_{a2} = 15 °C to t_{a2} = 10 °C, the fluctuations in the heat load on the ACS $q_{0.10\text{-}15}=q_{0.10}-q_{0.15}$ are comparatively small: around 10kJ/kg. The temperature of cooled air t_{a2} = 15 °C is quite reasonably to use as the threshold temperature for shearing the overall design heat load on the AC system into a comparatively stable heat load range $q_{0.10\text{-}15}$ and the unstable range of ambient air precooling accompanied by gradual fluctuations of current heat loads.

Thus, the behaviour of the heat load on the ambient ACS is different: significant changes in the heat load $q_{0.15}$ for cooling of the ambient air from temperature t_{amb} to t_{a2} = 15 °C and a comparatively stable heat load $q_{0.10\text{-}15}$ for cooling of air from temperature t_{a2} = 15 °C to t_{a2} = 10 ºC.

The less fluctuations of the current heat load, i.e. the closer the selected design heat load on the ACS to the comparatively stable value of the current heat load, the lower energy losses caused by the operation of the compressor refrigerating machine in partial modes. Obviously, the range of refrigeration capacity controlling according to heat load can be narrowed by sharing the current heat load range on the ACS in two parts: the comparatively stable basic part of it, $q_{0.10\text{-}15}=q_{0.10}-q_{0.15}$= 9-10 kJ/kg while cooling air from the temperature 15 °C to the leaving temperature 10 °C, and it's extremely unstable part $q_{0.15}$. Such approach provides the preferable conditions for choice of the most effective method to control the refrigeration capacity, which ensures minimum energy caused by the operation of RM compressor in partial modes within a narrow range of unstable heat loads.

So, with regards to relatively stable heat load $q_{0.10\text{-}15}$ for cooling air from the threshold temperature t_{a2} = 15 °C to the leaving temperature t_{a2} = 10 ºC as compared with extremely unstable heat load $q_{0.15}$ for cooling air from the ambient temperature t_{amb} to the threshold value t_{a2} = 15 ºC, the stable heat load value $q_{0.10\text{-}15}$ is chosen as design basic stable part $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ of the rational overall heat load $q_{0.10rat}$ = 35 kJ/kg on the ambient air conditioning system, determined according to closed to maximum annual refrigeration capacity generation (Fig. 1).

Accordingly, the remaining part of the overall heat load $q_{0.10rat}$ = 35 kJ/kg on the ACS might be used for precooling the air from the current changeable ambient temperature t_{amb} to the threshold temperature t_{a2}= 15°C and be determined according to a remaining principle as $q_{0.b10\text{-}15rat}=35-q_{0.10\text{-}15}$.

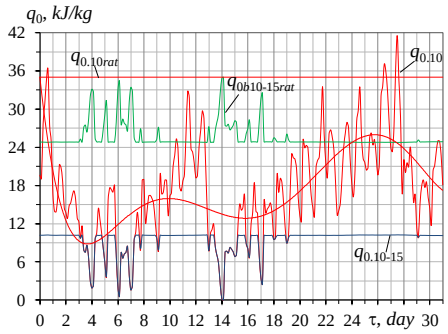


Fig. 3. Current values of heat load $q_{0.10}$, needed for cooling ambient air from current t_{amb} to t_{a2} = 10 °C and covered by remaining boost specific refrigeration capacity $q_{0.b10\text{-}15rat}$=35– $q_{0.10\text{-}15}$ and by basic specific refrigeration capacity $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$, needed for cooling air from 15 °C to 10 °C with rational design of two-stage ambient air cooling specific refrigeration capacity $q_{0.10rat}$

So, the overall unstable current heat load $q_{0.10}$ for cooling ambient air from the changeable current ambient temperature t_{amb} to the leaving temperature t_{a2} = 10 °C can be covered by two stage ambient air cooling with rational design overall specific refrigeration capacity $q_{0.10rat}$: air precooling to the threshold temperature t_{a2} = 15 °C by using the boost specific refrigeration capacity $q_{0.b10\text{-}15rat}$ and air deep cooling from the threshold temperature t_{a2} = 15 °C to the leaving temperature t_{a2} = 10 °C by using basic refrigeration capacity $q_{0.10\text{-}15}$ to cover comparatively stable heat load (Fig. 3).

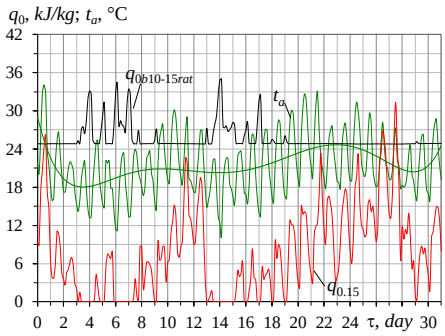
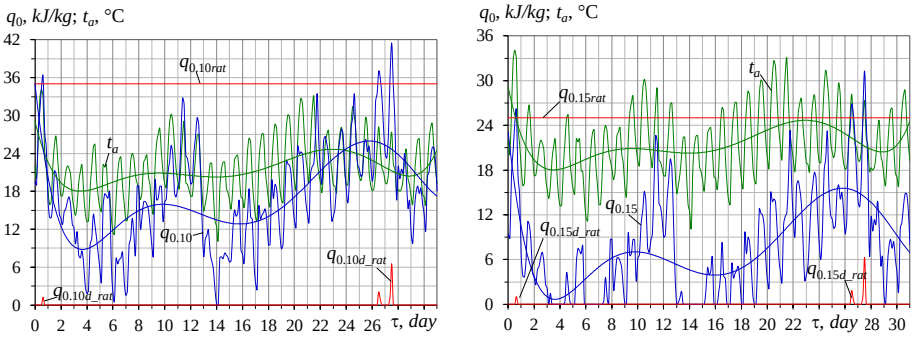


Fig. 4. Current values of ambient air temperature t_{amb}, heat load $q_{0.15}$, needed for cooling air from current t_{amb} to t_{a2} = 15 °C and covered by boost specific refrigeration capacity $q_{0.b10\text{-}15}$ = 35 – $q_{0.10\text{-}15}$

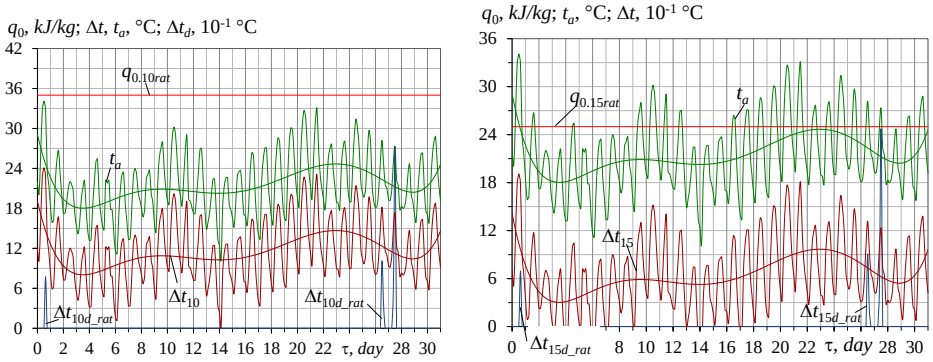
As Fig. 4 shows, a design boost specific refrigeration capacity $q_{0.b10\text{-}15rat}$ = 35 – $q_{0.10\text{-}15}$ generally covers current heat loads $q_{0.15}$ for precooling the air from the t_{amb} to the 15°C, except some the warmest quite short periods of daylight hours. So as design specific refrigeration capacity $q_{0.10rat}$ = 35 kJ/kg is chosen a bit lower than maximum annual refrigeration capacity $\sum(q_0 \cdot \tau)_{10}$ (Fig.1(a)) to keep a quite high rate of arising the summation of increments $\sum(q_0 \cdot \tau)_{10}$ it is evidently that in the most hot days the ambient air will not be cooled to desirable low temperatures t_{a2} = 15 or 10ºC because of refrigeration capacity deficit $q_{0.10d_rat} = q_{0.10} - 35$ and $q_{0.15d_rat} = q_{0.15} - 25$, kJ/kg (Fig.5 and 6).

However this deficit of air temperature decrease Δt_{10d_rat} caused by deficit of refrigeration capacity $q_{0.10d_rat}$ is practically inconsiderable in comparison with potentially possible values of temperature drop Δt_{10} while cooling to t_{a2} = 10 °C and this deficit takes place only 2–3 days within 1–3 hours in July for climatic conditions in Nikolaev region (Fig. 5 and 6). The absence of refrigeration capacity deficit proves that the thresh air temperature t_{a2} = 15 °C is chosen correctly.



a ***b***

Fig. 5. Monthly variation of specific refrigeration capacity $q_{0.10}$ and $q_{0.15}$, needed for cooling of ambient air from its current temperature t_{amb} to the temperatures t_{a2} = 10 °C (***a***) and t_{a2} = 15 ºC (***b***) and values of refrigeration capacity deficit $q_{0.10d_rat}$ and $q_{0.15d_rat}$:
a – $q_{0.10rat}$ – for t_{a2} = 10 ºC; ***b*** – $q_{0.15rat}$ – for t_{a2} = 15 ºC



a ***b***

Fig. 6. Current values of ambient air temperature t_{amb} , decrease in ambient air temperature Δt_{10} and Δt_{15} while cooling air from t_{amb} to 10 °C (***a***) and to 15 °C (***b***), deficit of air temperature decrease Δt_{10d_rat} and Δt_{15d_rat} in comparison with its potentially possible decrease Δt_{10} and Δt_{15} from current values t_{amb} down to t_{a2} = 10 and 15 °C: ***a*** – $q_{0.10rat}$ – t_{a2} = 10 ºC; ***b*** – $q_{0.15rat}$ – t_{a2} = 15 ºC

As Fig.5 and 6 show, the refrigeration capacity deficit $q_{0.10d_rat} = q_{0.10}$ – 35 kJ/kg and $q_{0.15d_rat} = q_{0.15}$ – 25 kJ/kg and corresponding deficit of air temperature decrease Δt_{10d_rat} and Δt_{15d_rat} are the same for cooling ambient air to temperatures t_{a2} = 10 and 15 ºC, proving that the refrigeration capacity deficit is caused by the boost stage for precooling the ambient air from the ambient temperature t_{amb} to the thresh value t_{a2} = 15 °C. Such approach provides the preferable conditions for choice of the most effective method to control the refrigeration capacity, which ensures minimum energy losses due to operation of the RM compressor in partial modes within a narrow range of unstable heat loads.

In order to determine the upper limit for the threshold value for the ambient air precooling temperature, calculations were made for the processes of cooling the ambient air from t_{amb} to a higher intermediate temperature t_{a2} = 20 ºC and the corresponding heat loads for the subsequent cooling of the air $q_{0.10\text{-}20} = q_{0.10} - q_{0.20}$ from t_{a2} = 20 ºC to t_{a2} = 10 ºC (Fig. 7).

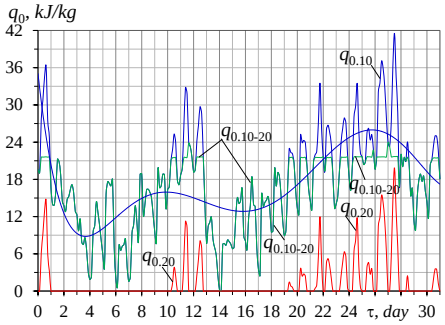


Fig. 7. Current values of ambient air temperature t_{amb} , specific refrigeration capacity $q_{0.20}$ for cooling air from t_{amb} to t_{a2} = 20 °C and $q_{0.10}$, needed for cooling air from t_{amb} to t_{a2} = 10 °C, and specific refrigeration capacity $q_{0.10\text{-}20} = q_{0.10} - q_{0.20}$, needed for cooling air from t_{a2} = 20 °C to 10 °C

As seen from Fig. 7, the ACS heat load $q_{0.10\text{-}20} = q_{0.10} - q_{0.20}$ for the additional cooling of air from t_{a2} = 20 ºC to t_{a2} = 10 ºC is very unstable. This is caused by an earlier (at a higher intermediate temperature t_{a2} = 20 ºC against t_{a2} = 15 ºC) drop to zero of the heat load $q_{0.20}$ of ambient air precooling, caused by narrowing the temperature range $\Delta t_{20} = t_{amb} - 20$ ºC of cooling the ambient air at an arisen intermediate temperature t_{a2} = 20 ºC (compared to $\Delta t_{15} = t_{amb} - 15$ ºC at t_{a2} = 15 ºC), the result of which is a corresponding increase in heat load $q_{0.10\text{-}20}$ for the subsequent air cooling from temperature t_{a2} = 20 ºC to t_{a2} = 10 ºC (Fig. 8). At the same time, the heat load $q_{0.10\text{-}20}$ of further cooling the air from the temperature t_{a2} = 20 ºC to t_{a2} = 10 ºC is almost twice greater than its value $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ of air cooling from t_{a2} = 15 ºC to t_{a2} = 10 ºC (Fig. 2).

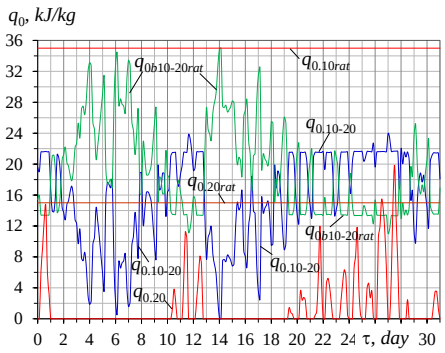


Fig. 8. Current values of heat load $q_{0.20}$, needed for cooling ambient air from current temperature t_{amb} to t_{a2} = 20 °C and covered by available boost specific refrigeration capacity $q_{0.b10\text{-}20rat} = 35 - q_{0.10\text{-}20}$ and by specific refrigeration capacity $q_{0.10\text{-}20} = q_{0.10} - q_{0.20}$ for cooling air from t_{a2} = 20 °C to t_{a2} = 10 °C with rational design overall (of two-stage cooling) specific refrigeration capacity $q_{0.10rat}$

In contrast of sharing the overall heat load of ACS into two ranges: instable $q_{0.15}$ and comparatively stable $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ pats by threshold temperature t_{a2} = 15 ºC (Fig.2-4), in the case of sharing the overall heat load $q_{0.10rat}$ of ACS by intermediate t_{a2} = 20 ºC the heat loads in both ranges $q_{0.20}$ and $q_{0.10\text{-}20} = q_{0.10} - q_{0.20}$ are very unstable (Fig. 7), as well as the values determined from the rational value $q_{0.10rat}$ as $q_{0.b10\text{-}20rat}$ for precooling ambient air to t_{a2} = 20 ºC and $q_{0.10\text{-}20}$ for addition cooling from t_{a2} = 20 ºC to t_{a2} = 10 ºC (Fig. 8).

The consequence of reduced heat loads $q_{0.20}$ needed and $q_{0.b10\text{-}20rat}$ available value (as remaining part of the rational design overall load) for precooling ambient air to t_{a2} = 20 ºC due to the narrowing of their ranges at a higher intermediate temperature t_{a2} = 20 ºC, the residual part of variable loads removes from the ambient air precooling stage to the stage of addition cooling air from t_{a2} = 20 ºC to t_{a2} = 10 ºC that results in twice growth of its heat loads $q_{0.10\text{-}20}$ and its fluctuation (Fig. 8).

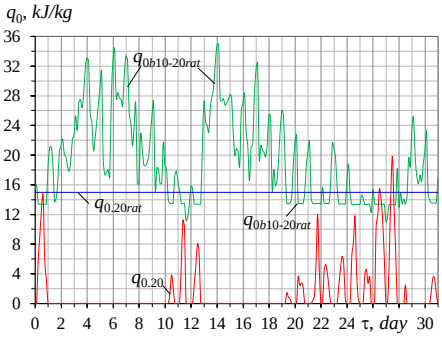
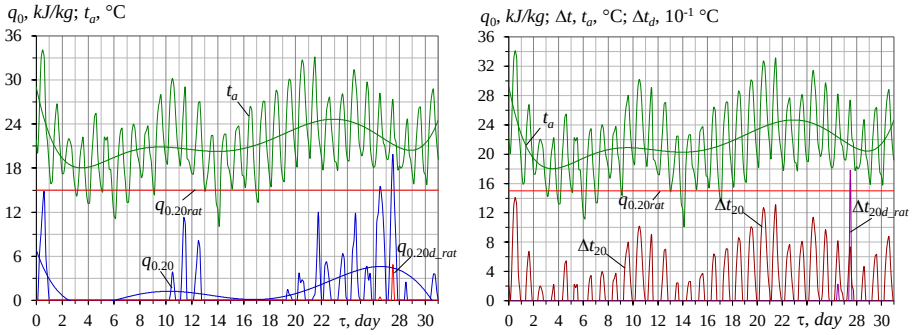


Fig. 9. Current values of heat load $q_{0.20}$, needed for cooling ambient air from current temperature t_{amb} to t_{a2} = 20 °C and covered by available boost specific refrigeration capacity $q_{0.b10\text{-}20rat} = 35 - q_{0.10\text{-}20}$ and rational heat load $q_{0.20rat}$ for cooling ambient air from current temperature t_{amb} to 20 °C

As Fig. 9 shows, a design boost specific refrigeration capacity $q_{0.b10\text{-}20rat} = 35 - q_{0.10\text{-}20}$ generally covers current heat loads $q_{0.20}$ for precooling the air from the ambient temperature t_{amb} to the temperature t_{a2} = 20 °C , except some the warmest quite short periods of daylight hours.

As seen, a design boost specific refrigeration capacity $q_{0.b10\text{-}20rat} = 35 - q_{0.10\text{-}20}$, determined as available remaining value, in the warmest short periods of daylight hours a bit less than the rational heat load $q_{0.20rat}$ for cooling air from current t_{amb} to t_{a2} = 20 °C determined according to Fig.1(a).

The values of refrigeration capacity deficit $q_{0.20d_rat}$ and corresponding deficit of air temperature decrease Δt_{20d_rat} in comparison with their potentially possible values $q_{0.20}$ and Δt_{20} for climatic conditions in Nikolaev region in July 2017 are presented in Fig.10.



a ***b***

Fig. 10. Monthly variation of specific refrigeration capacity $q_{0.20}$, needed for cooling ambient air from its current t_{amb} to 20 °C, and values of refrigeration capacity deficit $q_{0.20d_rat}$ (***a***) and corresponding deficit of air temperature decrease Δt_{20d_rat} (***b***) in comparison with their potentially possible values $q_{0.20}$ and Δt_{20}

The optimum values of design overall specific refrigeration capacity $q_{0.10opt}$ for cooling ambient air to t_{a2} = 10 °C and $q_{0.15opt}$ for cooling ambient air to t_{a2} = 15 °C, providing the maximum rate of annual refrigeration capacity increment $\sum(q_0 \cdot \tau)/q_0$ (Fig.1(b)), current values of specific heat load $q_{0.10}$, needed for cooling ambient air from t_{amb} to t_{a2} = 10 °C, available remaining boost refrigeration capacity $q_{0.b10\text{-}15opt} = 27 - q_{0.10\text{-}15}$ and basic

refrigeration capacity $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ for cooling air from t_{a2} = 15 °C to t_{a2} = 10 °C are presented in Fig. 11.

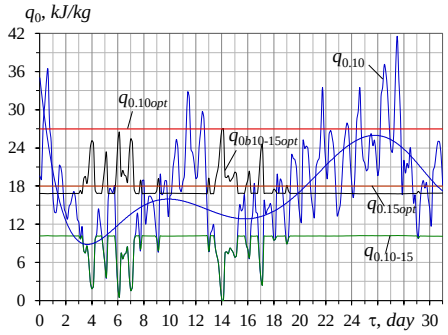


Fig. 11. Current values of specific heat load $q_{0.10}$, needed for cooling ambient air from current t_{amb} to t_{a2} = 10 °C and covered by remaining optimum boost specific refrigeration capacity $q_{0.b10\text{-}15opt} = 27 - q_{0.10\text{-}15}$ and by basic specific refrigeration capacity $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ for cooling air from t_{a2} = 15 °C to t_{a2} = 10 °C with optimum design overall specific refrigeration capacity $q_{0.10opt}$

As Fig. 12 shows, the optimum design boost specific refrigeration capacity $q_{0.b10\text{-}15opt} = 27 - q_{0.10\text{-}15}$ generally covers current heat loads $q_{0.15}$, needed for precooling the air from the ambient temperature t_{amb} to t_{a2} = 15 °C, except some the warmest quite short periods of daylight hours.

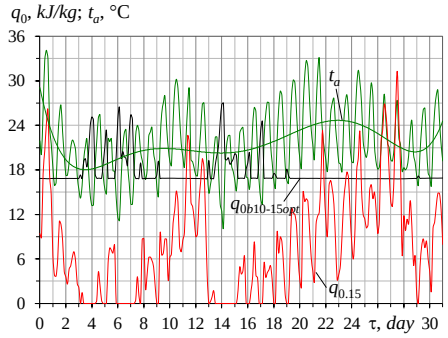
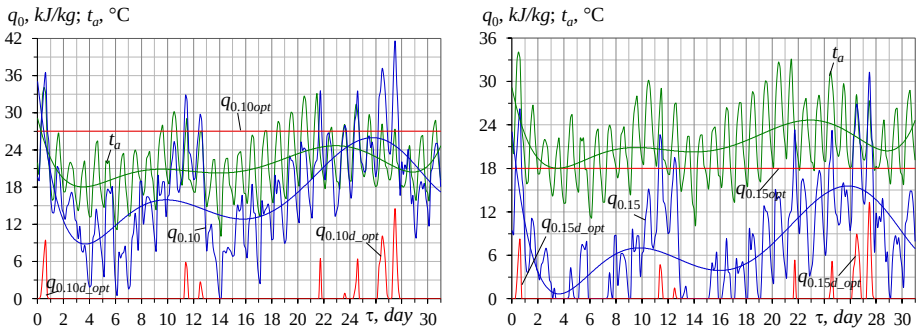


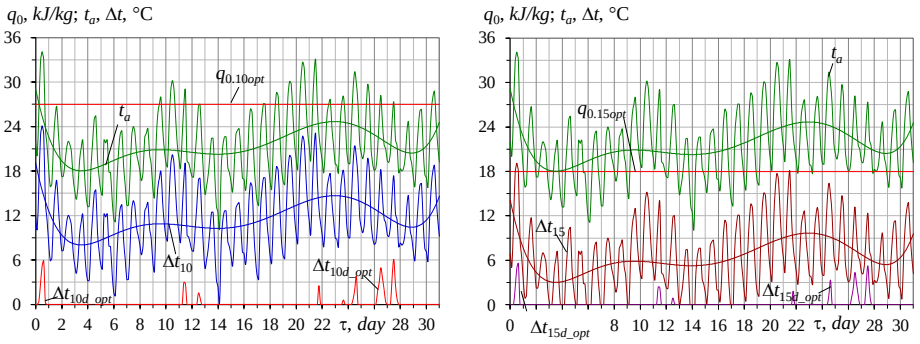
Fig. 12. Current values of ambient air temperature t_{amb} , heat load $q_{0.15}$, needed for cooling ambient air from current temperature t_{amb} to t_{a2} = 15 °C and covered by available remaining boost specific refrigeration capacity $q_{0.b10\text{-}15} = 27 - q_{0.10\text{-}15}$

So as optimum design refrigeration capacity $q_{0.10opt}$ = 27 kJ/kg is less than a rational value $q_{0.10opt}$ = 35 kJ/kg, in the most hot days the ambient air will not be cooled to t_{a2} = 15 or 10 ºC because of refrigeration capacity deficit $q_{0.10d_opt} = q_{0.10} - 27$ kJ/kg and $q_{0.15d_opt} = q_{0.15} - 18$ kJ/kg (Fig.13, 14).



a ***b***

Fig. 13. Monthly variation of specific refrigeration capacity $q_{0.10}$ and $q_{0.15}$, required for cooling of ambient air from its current t_{amb} to the t_{a2} = 10 °C (***a***) and t_{a2} = 15 ºC (***b***), and values of refrigeration capacity deficit $q_{0.10d_rat}$ and $q_{0.15d_rat}$: ***a*** – $q_{0.10opt}$ – for t_{a2} = 10 ºC; ***b*** – $q_{0.15opt}$ – for t_{a2} = 15 ºC

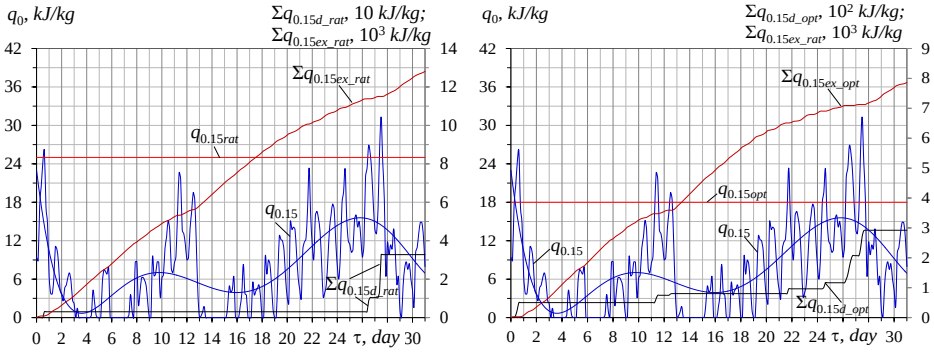


a ***b***

Fig. 14. Current values of ambient air temperature t_{amb} , decrease in air temperature Δt_{10} and Δt_{15} while cooling air from t_{amb} to t_{a2} = 10 °C (***a***) and to t_{a2} = 15 °C (***b***), deficit of air temperature decrease Δt_{10d_opt} and Δt_{15d_opt} in comparison with its potentially possible decrease Δt_{10} and Δt_{15} from the current values t_{amb} to t_{a2} = 10 and 15 °C: ***a*** – $q_{0.10opt}$ – t_{a2}=10ºC; ***b*** – $q_{0.15opt}$ – t_{a2}= 15ºC

However, this deficit of air temperature decrease Δt_{10d_opt} , caused by deficit of refrigeration capacity $q_{0.10d_opt}$, is practically inconsiderable in comparison with potentially possible values of temperature drop Δt_{10} while cooling to t_{a2} = 10 °C and this deficit takes place within 1–3 hours in some hot days of July for climatic conditions in Nikolaev region (Fig. 13, 14). The practical absence of refrigeration capacity deficit proves that the thresh air temperature t_{a2} = 15 °C is chosen correctly. The refrigeration capacity deficit $q_{0.10d_opt}$ = $q_{0.10}$ – 27 kJ/kg and $q_{0.15d_opt}$ = $q_{0.15}$ – 18 kJ/kg and corresponding deficit of air temperature decrease Δt_{10d_opt} and Δt_{15d_opt} are the same for cooling ambient air to t_{a2} = 10 and 15 ºC, that proves the refrigeration capacity deficit is caused by the boost stage for precooling the ambient air from the ambient temperature t_{amb} to the thresh value t_{a2} = 15 °C.

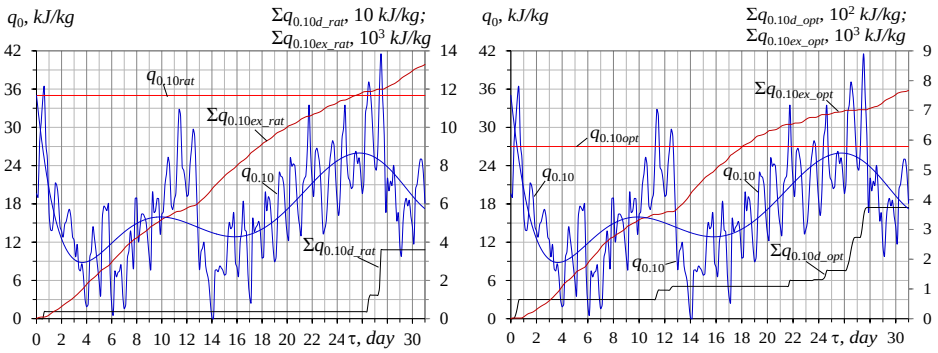
About the possibility of using the excessive refrigeration capacity, accumulated at decreased current cooling loads, to cover its deficit at the peak loads one can consider on the monthly summarized values of specific refrigeration capacity deficit $\sum q_{0.15d_rat}$ and excess $\sum q_{0.15ex_rat}$ of the rational design refrigeration capacity $q_{0.15rat}$, providing closed to maximum annular refrigeration capacity $\sum(q_0 \cdot \tau)$, or on the values of deficit $\sum q_{0.15d_opt}$ and excess $\sum q_{0.15ex_opt}$ for optimum design refrigeration capacity $q_{0.15opt}$, providing the maximum rate of annular refrigeration capacity increment $\sum(q_0 \cdot \tau)/q_0$, for climatic conditions in Nikolaev region in July 2017 presented in Fig.15.



a ***b***

Fig. 15. Current specific refrigeration capacity $q_{0.15}$, required for cooling the ambient air from its current temperature t_{amb} to the temperature t_{a2} = 15 °C, monthly summarized values of specific refrigeration capacity deficit $\sum q_{0.15d_rat}$ and excess $\sum q_{0.15ex_rat}$ of the rational design refrigeration capacity $q_{0.15rat}$, providing closed to maximum annular refrigeration capacity $\sum(q_0 \cdot \tau)$ (***a***) and corresponding values of deficit $\sum q_{0.15d_opt}$ and excess $\sum q_{0.15ex_opt}$ for optimum design refrigeration capacity $q_{0.15opt}$, providing maximum rate of annular $\sum(q_0 \cdot \tau)/q_0$ increment (***b***)

Corresponding monthly summarized values of specific refrigeration capacity deficit $\sum q_{0.10d_rat}$ and excess $\sum q_{0.10ex_rat}$ of the rational design refrigeration capacity $q_{0.15rat}$, providing closed to maximum annular refrigeration capacity $\sum(q_0 \cdot \tau)$, as well as the values of deficit $\sum q_{0.10d_opt}$ and excess $\sum q_{0.10ex_opt}$ for optimum design capacity $q_{0.15opt}$, providing the maximum rate of annular refrigeration capacity increment $\sum(q_0 \cdot \tau)/q_0$ for the same climatic conditions are presented in Fig.16.



a ***b***

Fig. 16. Current specific refrigeration capacity $q_{0.10}$, required for cooling of ambient air from its current temperature t_{amb} to the temperature t_{a2} = 10 °C, monthly summarized values of specific refrigeration capacity deficit $\sum q_{0.10d_rat}$ and excess $\sum q_{0.10ex_rat}$ of the rational design refrigeration capacity $q_{0.10rat}$, providing closed to maximum annular refrigeration capacity $\sum(q_0 \cdot \tau)$ (***a***) and corresponding values of deficit $\sum q_{0.10d_opt}$ and excess $\sum q_{0.10ex_opt}$ of the optimum design refrigeration capacity $q_{0.10opt}$, providing maximum rate of annular $\sum(q_0 \cdot \tau)/q_0$ increment (***b***)

As a result of comparison of the specific heat loads of air subsequent deep cooling $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ from t_{a2}= 15 ºC and $q_{0.10\text{-}20} = q_{0.10} - q_{0.20}$ from t_{a2}= 20 ºC it can be concluded that the stabilization of the thermal load occurs as a result of precooling ambient air to a lower intermediate temperature t_{a2} = 15 ºC compared with t_{a2} = 20 ºC. Thus, the lower intermediate temperature t_{a2} = 15 ºC has to be taken as a threshold temperature, proceeding from which the specific heat load $q_{0.10\text{-}15}$ should be taken as the base design load, ensuring efficient operation of the refrigeration compressor in the mode closed to the nominal one.

Issuing from this approach, the boost specific heat load of precooling ambient air $q_{0.b10\text{-}15}$ to the threshold temperature t_{a2} = 15 ºC is to be calculated according to the residual principle as $q_{0.b10\text{-}15} = q_{0.10rat} - q_{0.10\text{-}15}$, based on the rational design overall specific refrigeration capacity $q_{0.10rat}$, providing closed to maximum annular specific refrigeration capacity $\sum(q_0 \cdot \tau)$ according to Fig.1(a), or as $q_{0.b10\text{-}15} = q_{0.10opt} - q_{0.10\text{-}15}$, based on the optimum design specific refrigeration capacity $q_{0.10opt}$, providing the maximum rate of annular specific refrigeration capacity increment $\sum(q_0 \cdot \tau)/q_0$ according to Fig.1(b) for the same climatic conditions.

So, the total unstable current specific heat load $q_{0.10}$ for cooling ambient air from the changeable actual ambient temperature t_{amb} to the leaving t_{a2} = 10 °C can be covered by two stage ambient air cooling: ambient air precooling by using boost specific refrigeration capacity (to cover changeable current heat load) $q_{0.b}$ and subsequent air deep cooling by using basic specific refrigeration capacity $q_{0.10\text{-}15}$ to cover comparatively stable heat load range (Fig. 3).

Conclusions

As far as the efficiency of ACS and their RM performance depends on their loading and a duration of operation all the year round, the annual refrigeration capacity generated has been considered as a primary criterion for the choice of a rational design overall cooling load of ACS.

According to this approach a rational design overall cooling load of AC system is chosen to provide the annular refrigeration capacity closed to the maximum value as a consequence of potentially possible high loading and a duration of RM yearly operation.

One of the most attractive reserves of enhancing the energetic efficiency of ACS is to provide the operation of refrigeration compressors in nominal or close to nominal modes through choosing rational design heat load ranges within the rational design overall heat load band to match current climatic conditions and provide close to maximum annual refrigeration capacity generation.

A novel methodological approach is proposed for determination of rational design heat loads on the ACS taking into account the current climatic conditions of operation, which is based on the hypothesis of distributing the overall range of changeable current heat loads of ambient air conditioning into a basic comparatively stable part of heat load, which is covered with operation of the refrigeration compressor in the nominal mode, and the remaining booster part of instable heat load for precooling of ambient air.

The threshold value of air temperature for rational distribution of design overall cooling capacity of ACS between two stages with differ heat load behaviours: fluctuation of current heat loads in the first booster stage of ambient air precooling down to the air threshold temperature and comparatively stable heat load in the second stage

for further air cooling below the threshold temperature has been determined in respect to actual current loading.

The remaining booster part of current ambient heat loads needs the application of various methods of refrigeration capacity modulation as by applying variable speed compressors or other energy conserving technologies through using excess refrigeration capacity, accumulated at decreased current heat loads as an example.

A proposed method is very useful for rational designing of central HVAC systems and their combined versions with indoor air conditioning system. It can be also adopted for designing ductless VRF systems provided with ventilation through OAP system and their advanced VRF-OAP version with common OAP unit. On applying the variable speed compressor for the first load range of the ambient air procession we get opportunity to share it in two sub-ranges that gives addition growing the energy efficiency.

Thus, the stable heat load range can be covered by operation of conventional compressor in around nominal mode, meantime ambient air precooling mode with significant heat load fluctuation needs load modulation by applying a variable speed compressor as an example. So, from the point of differ behaviour of heat loads any ACS consists of two sub-systems of air precooling and sub-cooling. On applying the variable speed compressor for the first load range of the ambient air procession we get opportunity to share it in two sub-ranges that gives addition growing the energy efficiency.

REFERENCES

[1] Radchenko, N. (2004). A concept of the design and operation of heat exchangers with change of phase. *Archives of Thermodynamics: Polish Academy of Sciences*, 25 (4), 3−19.

[2] Radchenko, N. (1985). On reducing the size of liquid separators for injector circulation plate freezers. *International Journal of Refrigeration*, 8 (5), 267–269.

[3] Radchenko, A., Radchenko, M., Konovalov, A., Zubarev, A. (2018). Increasing electrical power output and fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by absorption chiller scavenge air cooling on the base of monitoring data treatment. *E3S Web of Conferences. HTRSE-2018*, 70, 6p.

[4] Radchenko, R., Radchenko, A., Serbin, S., Kantor, S., Portnoi, B. (2018). Gas turbine unite inlet air cooling by using an excessive refrigeration capacity of absorption-ejector chiller in booster air cooler. *E3S Web of Conferences. HTRSE-2018*, 70, 6 p.

[5] Sugiartha, N., Tassou, S.A., Chaer, I., Marriott, D. (2009). Trigeneration in food retail: an energetic, economic and environmental evaluation for a supermarket application. *Applied Thermal Engineering*, 29, 2624–2632.

[6] Eidan, A.A., Alwan, K.J. (2017). Enhancement of the Performance Characteristics for Air-Conditioning System by Using Direct Evaporative Cooling in Hot Climates. *Energy Procedia*, 142, 3998–4003.

[7] Chua, K.J., Chou, S.K., Yang, W.M., Yan, J. (2013). Achieving better energy-efficient air conditioning – A review of technologies and strategies. *Applied Energy*, 104, 87–104.

[8] Zhou, Y.P. et al. (2008). Simulation and experimental validation of the variable-refrigerant-volume (VRV) air-conditioning system in EnergyPlus. *Energy and Buildings*, 40, 1041–1047.

[9] Zhou, Y.P., Wu, J.Y., Wang, R.Z., Shiochi, S. (2007). Energy simulation in the variable refrigerant flow air-conditioning system under cooling conditions. *Energy Build*., 39, 212–220.

[10] Lee, J.H., Yoon, H.J., Im, P., Song, Y.–H. (2018). Verification of energy reduction effect through control optimization of supply air temperature in VRF-OAP system. *Energies*, 11 (1).

Радченко М., Трушляков, Є., Радченко, А., Кантор, С., Ткаченко, В.

ПІДХІД ДО ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ ШЛЯХОМ РОЗПОДІЛУ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ ПРИ ОБРОБЦІ ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ

У загальному випадку весь діапазон холодопродуктивності будь-якої системи кондиціювання повітря включає нестабільний діапазон і порівняно стабільну частину холодопродуктивності для подальшого охолодження повітря. Таким чином, стабільний діапазон холодопродуктивності може бути забезпечений роботою звичайного компресора, в той час як режим із значними коливаннями холодопродуктивності вимагає її модуляції. Пропонований підхід може бути використаний для проектування систем зі змінним потоком хладагента (VRF), забезпечених системою обробки зовнішнього повітря (OAP).

Ключові слова: система кондиціювання, розрахункова холодопродуктивність, змінне теплове навантаження, діапазон навантажень, річна холодопродуктивність.

УДК 621.5.041

СУЧАСНІ ХОЛОДИЛЬНІ КОМПРЕСОРИ

Буданов В.О., канд. техн. наук, доцент, Мілованов В.І., докт. техн. наук, професор
Одеська національна академія харчових технологій, каф. компресорів та пневмоагрегатів
Україна, м. Одеса
budanoff@ukr.net

Аннотація. *Представлені сучасні тенденції розвитку конструкцій, галузі використання холодильних компресорів різних типів. Проведено аналіз робочих тіл, що використовуються різними компресорами з огляду їх впливу на глобальне потепління. Надані рекомендації з застосування різних типів компресорів в технологіях штучного холоду.*

Ключові слова*: компресор спіральний, гвинтовий, ротаційний, відцентровий; альтернативні холодоагенти*

За прогнозом МВФ, в 2019 році темп росту світової економіки знизиться на 0,2%, відреагувавши на торговельне протистояння між Китаєм і США, що не може не вплинути на розвиток індустрії штучного холоду. В той же час удосконалювання технологій охолодження та опалювання і ділова активність залишаться двигуном розвитку промисловості.

Масовість виробництва продовжить сприяти здешевленню інверторних контролерів, завдяки чому інверторнім керуванням будуть оснащувати усе більше ротаційних компресорів. У США та Індії очікується зростання попиту на побутові спліт-системи, що повинно стимулювати виробництво компресорів ротаційного типу.

Очікується зростання попиту на спіральні компресори для VRF систем і теплових насосів. Зокрема, варто звернути увагу на зростаючу потребу в спіральних компресорах для теплових насосів у Китаї в рамках програми «електрика замість вугілля».

Гвинтові та поршневі компресори продовжать активно застосовуватися в холодильній техніці. Їхня частка в сегменті устаткування для кондиціювання повітря буде скорочуватися.

Оздоровлення світової економіки посприяє помірному росту попиту на холодильні машини, оснащені традиційними компресорами відцентрового типу. Галузь застосування чиллерів, що охолоджуються повітрям, на базі відцентрових компресорів з магнітною підвіскою істотно розшириться через появу на ринку нових високопродуктивних моделей.

Розглянемо основні напрямки розвитку компресорних технологій стосовно різних тіпв компресорів.

Компресори ротаційного типу

Перші ротаційні компресори з'явилися в 1930-х роках. В 1937 році американська компанія General Electric розробила компресор ротаційного типу для застосування в побутових кондиціонерах повітря. Однак недосконаліть технологій виробництва і складання не дозволила новинці одержати широке поширення.

Лише в 70-80-х роках минулого століття високий рівень розвитку машинобудування в Японії дозволив створити надійні та високопродуктивні ротаційні компресори для побутових і автомобільних кондиціонерів повітря. Незабаром Panasonic, Mitsubishi Electric, Toshiba, Daikin, Hitachi і інші японські компанії стали провідними світовими постачальниками компресорів ротаційного типу.

Сьогодні найбільшими виробниками ротаційних компресорів стали компанії з Китаю. Конструкцію та технології виготовлення китайські виробники запозичили в Японії. Згодом свої заводи, що випускають компресори ротаційного типу, у Китаї побудували японські, південнокорейські та тайваньські компанії.

На сьогоднішній день Китай є не тільки найбільшим споживачем ротаційних компресорів, але й найбільшою виробничою базою таких виробників, як Guangdong Meizhi Compressor Company (GMCC), Landa, Highly, Panasonic Wanbao Appliances Compressor (Guangzhou), Rechi, Mitsubishi Electric, Daikin, LG, Samsung, Aviation Industry Corporation of China (AVIC), Sanyo, Qingan, Galanz і Chigo.

Китайський ринок ротаційних компресорів стрімко росте. Якщо в 2013 році в Китаї вироблялося і продавалося більше 131 мільйона компресорів ротаційного типу, то в 2018 –уже 206 мільйонів. Зростання за п'ять років склало 57,3%, середньорічний темп росту – 11,5%.

Компанія GMCC – найбільший виробник ротаційних компресорів не тільки в Китаї, але й у світі. Вона володіє чотирма виробничими площадками з сумарною виробничою потужністю 75 мільйонів компресорів у рік. Другий за величиною виробник Landa має п'ять заводів з сумарною річною виробничою потужністю підприємств 50 мільйонів компресорів. Третє місце займає компанія Highly, виробництво якої потужністю 26 мільйонів компресорів у рік розташовується в Шанхаї, Наньчані та Мяньяні, а також за межами Китаю – в Індії.

Ротаційні компресори підрозділяться на моделі з вертикальним і горизонтальним розташуванням циліндра. Компресори з вертикальним розташуванням циліндра широко застосовуються в побутових та невеликих напівпромислових кондиціонерах повітря, а також у повітряних теплових насосах. Горизонтальні компресори зазвичай використовуються в холодильному устаткуванні.

На сьогоднішній день існують три типи конструкції ротаційних компресорів – з одним, двома або трьома циліндрами. Компресори з двома та трьома циліндрами можуть бути одно- або багатоступінчастими.

На основі конструкції з двома циліндрами був створений компресор зі змінним робочим об'ємом циліндра. У поєднанні з інверторним керуванням це рішення забезпечує більш широкий діапазон регулювання продуктивності і підвищення точності підтримки заданих параметрів.

Технологія зміни робочого об'єму циліндрів може використовуватися і у двохступінчастих компресорах з трьома циліндрами, дозволяючи регулювати об'ємний коефіцієнт у циліндрах низького та високого тиску відповідно до температури навколишнього середовища. Таким чином, у двохступінчастому компресорі створюється оптимальний середній тиск, що підвищує ефективність роботи в режимі теплового насоса.

Уперше двохступінчастий трьохциліндровий ротаційний компресор з регульованим робочим об'ємом був представлений компанією Gree в 2016 році. Галузь застосування цього компресора – повітряні теплові насоси для регіонів з холодним кліматом. При невеликому навантаженні використовуються тільки два циліндри, при збільшенні потреби в теплі компресор переходить у трьохциліндровий режим. Повітряні теплові насоси з такими компресорами здатні забезпечувати стабільний обігрів при зовнішній температурі до – 35°C, інтегральний показник продуктивності при частковому навантаженні (IPLV) при цьому може досягати 7,20. При температурі –25°C система працює з номінальною теплопродуктивністю.

Крім теплових насосів такі компресори знаходять застосування в кондиціонерах повітря, VRF системах і модульних водоохолоджувачах або нагрівачах.

GMCC розробила інверторний ротаційний компресор зі змінним робочим об'ємом, здатний перемикатися між одно- і двохциліндровим режимами відповідно до двох різних алгоритмів: підвищення теплопродуктивність компресора при низькій температурі та зростання продуктивність роботи на холод і тепло на 15–30%.

Так звані спіротаційні (scrotary) компресори являють собою встановлені на одному шасі механізми ротаційного і спірального типів. Цей різновид компресорів розроблений компанією Mitsubishi Heavy Industries Thermal Systems для теплонасосних водонагрівачів. Вони також можуть використовувати в якості холодоагенту диоксид вуглецю (CO2).

У спіротаційних компресорах реалізований цикл двохступінчастого стиску з інжекцією пари холодоагенту. У цьому циклі різниця тисків у ступені високого тиску більше, ніж у ступені низького тиску, тому ступінь низького тиску виконаний як ротаційний компресор, а високого – як компресор спірального типу. У звязку з тим, що зниження ефективності спірального компресора при підвищенні різниці тисків незначне, у той час як ефективність ротаційних компресорів у цьому випадку помітно падає, компресор спіротаційного типу дозволяє значно поліпшити параметри роботи теплових насосів при низькій температурі навколишнього повітря.

Для ротаційного компресора, що працює у складі повітряного теплового насоса тиск нагнітання змінюється залежно від заданого значення температури нагрівання повітря в приміщенні, а тиск усмоктування залежить від температури зовнішнього повітря, причому чим холодніше зовні, тим нижче тиск.

Двох- і трьохциліндрова конструкція дозволяє реалізувати двохступінчастий стиск у циклі охолодження або обігріву за допомогою єдиного компресора.

Так як температура зовнішнього повітря змінюється протягом усього опалювального сезону, системі керування двох- або трьохциліндрового компресора доводиться постійно перемикатися між одно- і двохступінчастим стиском. Це необхідно для забезпечення безпечної, надійної, економічної і ефективної роботи повітряного теплового насоса.

У Китаї зростає частка повітряних теплових насосів на базі спіральних компресорів з додатковою інжекцією пари холодоагенту. Принцип цієї технології полягає в тому, що пара холодоагенту подається в камеру стиску спірального компресора, охолоджує стискаємий газ і разом з ним, продовжуючи стискуватися, рухається убік лінії нагнітання. У результаті значно підвищуються коефіцієнт продуктивності (COP) і теплова потужність теплових насосів, що працюють при низькій температурі зовнішнього повітря.

У той час як у компресорах з додатковою інжекцією пари холодоагенту проміжне охолодження стискаємого газу відбувається не повністю, у так званих компресорах незалежного стиску здійснюється повне проміжне охолодження. Компресори незалежного стиску можуть бути як інверторними, так і неінверторними.

Такі компресори розроблені GMCC. Їхніми перевагами є ефективність, високий річний показник продуктивності (APF), точність контролю проміжного тиску у двохступінчастому циклі дроселювання газоподібного холодоагенту, вибір незалежної порожнини стиску для активного усмоктування насиченої пари, зниження енергоспоживання і підвищення ефективності роботи теплообмінників.

Компресори відцентрового та гвинтового типів

У наш час у великому холодильному устаткуванні, як правило, використовуються компресори двох типів: гвинтового та відцентрового. Відцентровий – один з найстарших типів компресорів, що з'явився другим після компресорів поршневого типу. Уже наприкінці XIX століття відцентрові компресори використовувалися в промисловості для стиску повітря та інших газів. Уже майже століття, починаючи з 1922 року, відцентрові компресори залишаються найкращим вибором при створенні систем охолодження та кондиціювання великої потужності.

Наприкінці 1990-х років були створені та випущені на ринок інноваційні невеликі безмасляні компресори відцентрового типу з магнітною підвіскою. Протягом наступних двох десятиліть діапазон продуктивності цих пристроїв надзвичайно розширився. Безмасляна технологія магнітної підвіски вала дозволила вирішити технічні проблеми, пов'язані з розподілом мастила в холодильній системі, та істотно підвищила ефективність компресорів за рахунок зменшення механічних втрат. Ця технологія також значно змінила конструкцію компресорів у порівнянні з традиційними пристроями з масляним змащенням, які як правило вимагають використання підвищувальної передачі.

Проблема глобального потепління і парникових викидів веде до заборони використання холодоагентів з високим потенціалом глобального потепління (ПГП), що стимулює виробників прискорити розробку потужних холодильних компресорів для роботи з альтернативними холодоагентами. У середині 2010-х років були розроблені перспективні негорючі холодоагенти низького тиску, подібні за характеристиках до R123, який широко використовувався, але з низьким ПГП. Тож незабаром провідні виробники чиллерів представили високоефективні холодильні машини з компресорами відцентрового типу, що використовують нові холодоагенти.

Гвинтові компресори для систем опалення, вентиляції, кондиціювання повітря та охолодження сьогодні представлені конструкціями трьох видів: з одним, двома і трьома роторами.

Конструкція з двома роторами – ведучим і веденим – з'явилася в 1930-х роках і спочатку використовувалася в повітряних компресорах, потім у компресорах для холодильного устаткування, зараз такі пристрої широко застосовуються в складі чиллерів.

Компресор з одним гвинтовим ротором і двома веденими шестірнями був створений в 1960-х роках і з 1970-х застосовується в системах охолодження. Трьохроторна конструкція з одним ведучим та двома веденими роторами розроблена для використання в чиллерах на початку 2000-х років.

Удосконалювання технологій моделювання та високоточної металообробки дозволило оптимізувати форму роторів, що призвело до помітного підвищення ефективності роботи та спрощенню конструкції компресорів за рахунок зменшення упорскування мастила. Результатом стало широке поширення гвинтових компресорів, що зайняли нішу на шкалі продуктивності між поршневими та спіральними і відцентровими компресорами.

Постійне підвищення точності контролю над енергоспоживанням будинків і промислових об'єктів змушує оцінювати ефективність холодильного та кліматичного встаткування не тільки при повному, але й при частковому навантаженні, а також у позаштатних режимах. Дієвим способом підвищення ефективність як відцентрових, так і гвинтових компресорів стала технологія керування частотою обертання (VSC). Удосконалювання силової електроніки та поява потужних електромоторів на постійних магнітах сприяють усе більш широкому застосуванню VSC у безмасляних відцентрових компресорах. Для гвинтових компресорів керування частотою обертання вже стало стандартним рішенням.

Компресори відцентрового типу стискають гази, безупинно перетворючи кінетичну енергію лопаток, що обертаються, в тиск. Вони здатні стискати значні об’єми газу. Як правило, такі компресори використовуються у водоохолоджуючих чиллерах великої потужності, що працюють в умовах невеликої різниці тисків холодоагенту в конденсаторі і випарнику. Різниця тисків обмежена максимально можливою швидкістю обертання лопаток. Однак недавно були створені відцентрові компресори, оптимізовані для роботи в умовах великої різниці тисків у складі чиллерів повітряного охолодження й теплових насосів.

Існує кілька різновидів відцентрових компресорів – одноступінчасті, багатоступінчасті, напівгерметичні, відкритого типу, що відрізняються використовуваними холодоагентами, галузями застосування і технологіями.

Гвинтові компресори являють собою компресори об'ємного стиску, що стискають газ за рахунок зменшення об’єму, у якому втримується газ, що надійшов з боку усмоктування, шляхом обертання

прилягаючих гвинтових роторів. Потужність таких компресорів обмежена деформацією роторів, максимально припустимим навантаженням на підшипники і граничною швидкістю обертання. При цьому відсутні істотні обмеження стосовно різниці тисків. Це істотно розширює робочий діапазон і, відповідно, галузь застосування гвинтових компресорів. У результаті вони використовуються у водо- і повітроохолоджуємих чиллерах, високотемпературних теплових насосах, льодоакумуляторах і системах низькотемпературного охолодження. До холодоагентів, що використовуються гвинтовими компресорами, відносяться як фторвуглеці, так і природні холодоагенти, такі як аміак (R717) і пропан (R290).

Потужні холодильні компресори використовують різні холодоагенти низького, середнього та високого тиску. У звязку з тим, що конструкція великих компресорів у значній мірі визначається використовуваним холодоагентом, вибір оптимальної робочої речовини представляє собою серйозне завдання для виробників холодильного і кліматичного устаткування.

Застосування холодоагентів високого тиску в компресорах відцентрового типу веде до підвищення швидкості обертання лопаток, що значно ускладнює можливість забезпечення високої ефективності компресора. Крім того, ефективність циклу для холодоагентів низького тиску, як правило, вища, ніж у холодоагентів високого тиску. Таким чином, відцентрові компресори традиційно використовують холодоагенти низького тиску.

Об’єм усмоктування для холодоагентів низького тиску приблизно в 5–6 разів більше, ніж для холодоагентів середнього тиску, отже, більше й розмір компресора. Використання холодоагентів низького тиску в компресорах гвинтового типу робить їх надмірно великими, відповідно, істотно зростає і їхня вартість. Отже, оптимальний вибір для гвинтових компресорів – холодоагенти середнього тиску, такі як R134a, R22 і R404A.

Розробка альтернативних холодоагентів являє собою пошук золотої середини між ПГП, горючістю і продуктивністю циклу. Серед холодоагентів низького тиску найбільш багатообіцяючими варіантами представляються R1233zd(E) і R1234yd(Z), створені для застосування в чиллерах на базі компресорів відцентрового типу. Ці холодоагенти негорючі, мають низький ПГП і за продуктивністю порівнянні з R123.

У наш час в якості альтернативи холодоагенту середнього тиску R134a широко використовують R1234ze(E) і R513A як у відцентрових, так і у гвинтових компресорах. У тих випадках, коли законодавство дуже жорстко обмежує використання горючих холодоагентів, частіше застосовують R513A. Там же, де вирішальним фактором стає більш низький ПГП, наприклад у європейських країнах, вибір робиться на користь R1234ze(E).

Щоб підвищити ефективність чиллерів при роботі з неповним навантаженням, наприкінці 1980-х років була запропонована та випущена на ринок система регулювання швидкості обертання за рахунок застосування частотно-регульованого привода (VFD). Рішення виявилося вдалим, і багато виробників стали використовувати частотне регулювання в компресорах з підвищувальною передачею та з прямим приводом.

Наприкінці 1990-х років конструкція відцентрових компресорів істотно змінилася з появою безмасляних рішень з частотним регулюванням на основі електромоторів з постійними магнітами без підвищувальної передачі. Така конструкція застосовується в одно- і двохступінчастих компресорах з прямим приводом, а також у двохступінчастих компресорах з різнонаправленими лопатками (компонування «спина до спини»). Обидва варіанти приводяться в рух електромоторами змінного або постійного струму. Компонування «спина до спини» зменшує навантаження на осьові підшипники шляхом зрівноважування тиску газу на лопатки.

Загальні принципи магнітної підвіски, що втримує в повітрі вал, що обертається з великою швидкістю, за допомогою електромагнітного поля, були розроблені ще в 1970-х роках. Наприкінці 1990-х Danfoss Turbocor випустила на ринок перший компресор відцентрового типу продуктивністю 246 кВт з інтегрованим частотно-регульованим приводом і контролером. Появі цього компресора передував значний прогрес в галузі силової електроніки, напівпровідникової елементної бази, цифрового керування і технологій, пов'язаних з виробництвом електромоторів на постійних магнітах. В 2010-х роках багато провідних виробників чиллерів і компресорів активно розробляли безмасляні компресори середньої та великої потужності.

Безмасляні компресори відцентрового типу випускають багато компаній, зайнятих в індустрії клімату. Діапазон продуктивності таких пристроїв дуже широкий, а спектр використовуваних холодоагентів включає сучасні альтернативні речовини і суміші низького й середнього тиску.

Компанія SKF, що є провідним виробником підшипників, розширила асортименти своєї продукції за рахунок поглинання компанії S2M, що спеціалізується на технології магнітної підвіски. Компанія Hanbell вступила в стратегічне партнерство з SKF для спільної розробки безмасляних компресорів відцентрового типу.

На ринку представлені й інші безмасляні технології, наприклад керамічні підшипники кочення, що змащуються рідким холодоагентом. Так як в'язкість холодоагенту невелика, механічні втрати в цьому випадку незначні, при цьому, на відміну від магнітної підвіски, таке рішення не вимагає застосування складних і дорогих контролерів.

На сьогоднішній день SKF пропонує як підшипники зі змащенням холодоагентом, так і магнітну підвіску, сприяючи поширенню безмасляних технологій у кліматичній індустрії.

Крім згадуваних безмасляних технологій швидко розвивається технологія підвіски з «газовим змащенням». Принцип роботи такої підвіски – створення зазору між обертовим валом і поверхнею підшипника ковзання, для чого усередину підшипника подається газ під тиском. Після довгих досліджень ця технологія знайшла застосування в компресорах для повітряного циклу охолодження та пристроях турбонаддуву.

В 2015 році компанія LG оголосила про виготовленняк чиллера продуктивністю близько 1 МВт, створеного на базі трьох інверторних безмасляних відцентрових компресорів з газовим змащенням. Ця технологія найбільше підходить для компресорів невеликої продуктивності з високою швидкістю обертання вала та низьким навантаженням на підшипники.

Ефективність гвинтових компресорів визначається головним чином величиною витоків і втратами на тертя при обертанні ротора.

Щоб підвищити ефективність стиску, були розроблені гвинтові ротори різної конфігурації. Крім того, з метою поліпшення параметрів роботи в позаштатних умовах у гвинтових компресорах теж були реалізовані технології регулювання продуктивності: керування швидкістю обертання в поєднані з застосуванням моторів на постійних магнітах (VSC) і змінне об'ємне відношення (VVR).

Керування продуктивністю компресора за ахунок застосування частотно-регульованих приводів, а не за допомогою заслінки, істотно підвищило ефективність шляхом усунення потоку через байпас і витоків через заслінку, а також зниження втрат на подолання сил тертя за рахунок зменшення швидкості обертання при частковому навантаженні.

Традиційні гвинтові компресори мають фіксоване об'ємне відношення (відношення об’єму усмоктування до об’єму нагнітання), обумовлене конструкцією. При роботі компресора з більш високим, чим передбачено, тиском нагнітання в точці виходу газу спостерігається недостатня компресія. І навпаки, якщо тиск нагнітання менше розрахункового, спостерігається надлишкова компресія, тобто компресор виконує зайву роботу. Таким чином, робота гвинтового компресора з фіксованим об'ємним відношенням в умовах, відмінних від розрахункових, завжди супроводжується втратами. Щоб уникнути цих втрат, створені компресори зі змінним об'ємним відношенням. Зміна об'ємного відношення досягається шляхом зміни точки виходу газу залежно від реальних умов експлуатації. Подібні рішення використовуються головним чином для промислових низькотемпературних систем, що працюють у широкому діапазоні температур випарування, але недавно знайшли застосування й у чиллерах для систем комфортного кондиціювання. Завдяки змінному об'ємному відношенню коефіцієнт продуктивності (COP) новітніх гвинтових компресорів удалося довести до 6,68, а інтегральний показник ефективності при неповному навантаженні (IPLV) до 10,77 (при роботі компресорів у складі водоохолоджуючих чиллерів у стандартних умовах AHRI).

Спіральні компресори

Спіральні компресори складаються з двох спіралей однакового профілю. Переваги компресора такого типу пов'язані з особливостями його конструкції: висока ефективність і низький рівень шуму пояснюються безперервністю процесу компресії та украй малими витоками через зазори камери стиску. Надійність забезпечується малим числом компонентів і тертьових частин. За 30 років присутності на ринку спіральні компресори знайшли застосування в стаціонарних і автомобільних кондиціонерах повітря, чиллерах, у холодильному устаткуванні, скрізь показавши свою енергоефективність. Крім того, компресори даного типу застосовуються в якості повітряних і гелієвих компресорів, а також у складі вакуумних насосів і теплонасосних водонагрівачів, що використовують як холодоагент діоксид вуглецю.

Варто відзначити, що першою країною, де одержали поширення спіральні компресори, стала Японія. На сьогоднішній день у світі виробляється більше 10 мільйонів компресорів спірального типу в рік. Як правило, продуктивність цих компресорів лежить у діапазоні від 0,75 до 45 кВт.

В якості протидії глобальному потеплінню індустрія клімату і штучного холоду знижує енергоспоживання устаткування, підвищуючи його ефективність, і переходить на холодоагенти з більш низьким ПГП. На сьогоднішній день до вжитку запропоновані помірковано горючі холодоагенти R32, R447A і R454A як заміна R410A у кондиціонерах повітря та R448A, R449A і R407H як альтернатива R404A для використання в холодильній техніці.

У США в рамках програми оцінки альтернатив з низьким ПГП (AREP) проводилися калориметричні випробування різних холодоагентів із залученням фахівців Інституту повітряного кондиціювання, опалення і холоду (AHRI).

У Японії поширення в якості робочої речовини для побутових і напівпромислових кондиціонерів одержав холодоагент R32. Компанія Daikin створила компресор, що має підвищену ефективністю та надійністю завдяки періодичному змащенню дотичних частин спіралей і застосуванню спеціальних мастил, що добре розчиняються в R32 при низькій температурі.

Mitsubishi Electric досліджувала систему упорскування, що подає рідкий холодоагент безпосередньо до камери усмоктування до початку процесу стиску. Подача рідкого холодоагенту в камеру усмоктування дозволяє остудити газоподібний холодоагент без втрати холодильного мастила, що залишається в герметично закритому корпусі компресора та перешкоджає нагріванню газу, що нагнітається. Крім того, оскільки упорскування здійснюється до камери усмоктування, скорочуються втрати через «мертвий» об'єм та зменшуються пульсації тиску в трубопроводі, що подає холодоагент для усмоктування.

Emerson повідомила про розробку спірального компресора з регульованою швидкістю обертання, призначеного для роботи з горючим холодоагентом R290 (пропаном). Конструкція мінімізує кількість холодоагенту, розчиненого в холодильному мастилі, за рахунок використання корпуса з низьким тиском усередині та зменшує кількість холодоагенту в системі завдяки меншим розмірам компресора і високій швидкості обертання.

Компанія Mitsubishi Heavy Industrial Thermal Systems розробила потужний спіральний компресор для використання у двохступінчастій компресорній системі, що забезпечує роботу теплового насоса для нагрівання води. Для збільшення об'єму стиску в новинці застосовані 3D спіралі зі збільшеним радіусом орбіти і меншим числом витків. Така форма дозволила збільшити об'єм стиску в 1,9 рази в порівнянні зі спіралями традиційного виду. Крім того, компанія створила революційний механізм тривимірного стиску, що одержав назву e3D спіраль. Її кінці мають пологу форму на відміну від ступенів звичайної спіралі. Перевагами нової конструкції є висока ефективність, більша продуктивність, високий коефіцієнт стиску.

Компанія Hitachi розробила механізм регулювання продуктивності за допомогою байпасу з модулюємою пульсацією усмоктування (PWM). Це рішення забезпечує високу ефективність у широкому діапазоні потужностей. Очікується, що поєднання нового механізму з інверторним керуванням швидкістю обертання істотно розширить робочий діапазон спіральних компресорів і поліпшить продуктивність при малих навантаженнях.

Таким чином, незважаючи на деяке уповільнення розвитку світової економіки, компресорні технології все ширше використовуть сучасні досягнення науки і техніки та підвищують енергоефективність індустрії клімату та штучного холоду, що призводить до зменшення темпів зростання глобальної температури на планеті.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

1. World Compressor Market OVERVIEW http://www.ejarn.com, 2019

Budanov V.O., Milovanov V.I.

MODERN REFRIGERATION COMPRESSORS

Abstract. The modern tendencies of development of constructions, the field of use of refrigeration compressors of different types are presented. An analysis of the workpieces used by the various compressors has been carried out in view of their effect on global warming. Recommendations for the use of various types of compressors in artificial cold technologies have been broken.

Keywords: spiral compressor, screw, rotary, centrifugal; alternative refrigerants

УДК: 621.57

ПІДВИЩЕННЯ ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ СУДНОВИХ ДГ ВДОСКОНАЛЕННЯМ ВОДНО-ХІМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ

Калініченко І.В., к.т.н., доцент без в/з; Рець О.Ю. Сокол В.О., Фомкін Д.В., магістри
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
Херсонська філія, м. Херсон
kiv26@ukr.net; ORSID: 0000-0001-6765-6168

***Анотація**. Екологічність двигуна може бути підвищена за рахунок скорочення теплових втрат за умови збереження температури деталей і умов змазування в допустимих межах. Встановлено, що з підвищенням енергетики упорскування і тиску наддуву суднових ДВЗ, необхідно забезпечити гнучке і збалансоване регулювання температури охолоджуючої рідини і наддувочного повітря за рахунок використання присадок в оходжуючій рідині.*

***Ключові слова:** система охолодження ДВЗ; екологічні показники;водно-хімічні показники; присадки.*

Актуальність теми.

Ефективність транспортного засобу визначається в першу чергу ефективністю його енергетичної установки. Основним типом енергетичних установок суден є дизельні двигуни. Таким чином, модернізація флоту неможлива без вдосконалення конструкції і технічної експлуатації дизелів, використовуваних в якості головних і допоміжних суднових двигунів.

Основною метою заходів щодо вдосконалення конструкції суднових енергетичних установок (СЕУ) і їх технічної експлуатації в даний час необхідно вважати енерго- і ресурсозбереження, що досягається за рахунок інноваційних конструкторських і технологічних рішень. Ефективність роботи СЕУ - основний критерій результативності енергозберігаючих заходів, спрямованих перш за все на головний елемент СЕУ - двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ). Слід виділити три принципові напрями підвищення ефективності ДВЗ: вдосконалення робочого циклу, використання вторинної енергії, зниження механічних втрат, які супроводжують роботу двигуна.

Вдосконалення двигуна з метою досягнення найкращих експлуатаційних показників повинно носити комплексний характер: вдосконалення систем подачі палива неминуче призводить до необхідності модернізації систем наддуву, збільшення кількості палива, що спалюється за цикл призводить до зростання температурного рівня і теплонапруженості деталей циліндро-поршневої групи (ЦПГ), що вимагає вдосконалення системи охолодження двигуна і поліпшення властивостей теплоносіїв. Модернізація якої-небудь однієї системи не дозволяє отримувати максимально можливий ефект. Ресурси вдосконалення систем охолодження комбінованих ДВЗ на сьогоднішній день використані в значно меншій мірі в порівнянні з системами подачі палива і газотурбінного наддуву [1, 2].

Основною тенденцією розвитку сучасного двигунобудування є форсування двигунів внутрішнього згоряння по середньому ефективному тиску і тиску наддуву. Це призводить до підвищення теплових і механічних навантажень на основні деталі двигуна, зростанню віброактивності дизелів, що обумовлює необхідність вдосконалення систем, що забезпечують надійну роботу двигуна у всьому діапазоні експлуатаційних режимів, перш за все - систем змащення і охолодження.

Основною тенденцією вдосконалення систем охолодження є підвищення температури теплоносія (високотемпературне охолодження). Такі системи охолодження застосовуються на дизелях ряду провідних виробників. Однак системам охолодження ДВЗ традиційно приділялася істотно менша увага в порівнянні з системами подачі палива, мастила, наддуву як на стадії проектування, так і в процесі експлуатації. У більшості випадків розробники і виробники двигунів навіть при проектуванні нових моделей обмежуються лише модернізацією традиційних схем і підбором елементів систем охолодження. Комплексність удосконалення охолодження суднових ДВЗ полягає у оптимальному виборі режимів охолодження та модернізації систем охолодження і дозволяє вирішувати всі перераховані завдання. Запобігання корозійно-ерозійних руйнувань і накипу, характерних для порожнин охолодження, забезпечує підвищення надійності двигунів і збільшення їх ресурсу, скорочення теплових втрат з охолоджувальною рідиною і витрат механічної енергії на прокачування охолоджуючої рідини по контуру охолодження, що дозволяє підвищити паливну економічність, а зміна температурного стану деталей циліндропоршневої групи забезпечує зміна динаміки вигоряння палива і поліпшення екологічних показників.

Завдання вдосконалення систем охолодження особливо актуальна для високотехнологічних двигунів у зв'язку з підвищенням ймовірності виникнення кавітаційних явищ в сорочці охолодження циліндрових втулок і

двигунів, форсованих по середньому ефективному тиску, для яких характерні підвищені теплові і механічні навантаження на деталі ЦПГ. У процесі модернізації флоту частка форсованих високотехнологічних двигунів буде неухильно зростати.

Мета роботи – є розробка методики оптимізації параметрів і конструкції систем охолодження суднових ДВЗ, що забезпечує підвищення екологічної ефективності, енерго- та ресурсозбереження при виробництві та експлуатації СЕУ.

Основна частина. Перераховані вище властивості забезпечуються відповідним хімічним складом теплоносія і його спеціальною обробкою. Основним показником, що характеризує корозійну агресивність теплоносія, є його водневий показник pH.

Найбільший вплив на інтенсивність процесу накипоутворення надає солевміст охолоджуючої рідини, який характеризується показником жорсткості. Виробники дизелів рекомендують застосовувати для охолодження воду із загальною жорсткістю не більше 1,5 - 3,0 мг-екв. /л.

Порівняльний аналіз різних методів водопідготовки показав, що для суднових енергетичних установок найбільш доцільним і ефективним є введення в охолоджуючу рідину присадок, що змінюють фізико-хімічні властивості теплоносіїв.

Основні елементи остову суднових дизелів виготовляються з чорних металів, тому в складі присадки повинні бути присутні компоненти, що підвищують водневий показник охолоджуючої рідини і завдяки цьому знижують інтенсивність корозії. Підвищення pH сприяє також зменшенню деструкції розчинів полімерів, поліпшення миючих якостей розчинів поверхнево-активних речовин (ПАР). Таким компонентом для присадок, призначених для двигунів, остов яких виконаний з чавуну, може бути силікат натрію, якій при концентрації 0,1 ... 1,5 % по масі забезпечує числове значення pH розчину 9...10.

Присутність полімерів в охолоджуючій рідині призводить до зміни реологічних властивостей охолоджуючої рідини, перешкоджає переносу енергії поперечними пульсаціями, зменшує швидкість росту і закривання кавітаційних бульбашок. Зменшення поверхневого натягу досягається введенням поверхнево-активних речовин, які також змінюють динаміку зростання і закривання кавітаційних бульбашок. За підсумками попередніх випробувань, в яких брало участь кілька десятків речовин, для входження до складу присадки було обрано такі сполуки: поліакрил амід (ПАА), полівініловий спирт (ПВС); та ПАР Синтанол ДС-10 [3].

Результати досліджень доводять, що охолодження наддувочного повітря значно знижує викиди оксидів азоту. Це пояснюється тим, що при зниженні температури наддувочного повітря підвищується щільність повітряного заряду і коефіцієнт надлишку повітря, а також знижується максимальна температура циклу, яка і має визначальний вплив на емісію оксидів азоту. Зниження температури наддувочного повітря супроводжується також зменшенням димності відпрацьованих газів, яскраво вираженою в області низьких тисків наддуву.

"Утеплення" деталей ЦПГ внаслідок введення присадок в охолоджуючу рідину і переходу на високотемпературне охолодження призводить до підвищення температури робочого тіла під час процесу стиснення. Для оцінки впливу підвищення температури на період затримки запалення палива використовувалися емпіричні формули Г. Вольфера і В.С. Семенова. Отримані результати свідчать, що підвищення температурного рівня в циліндрі за рахунок впливу на теплофізичні властивості охолоджувальної рідини скорочує період затримки запалення до 15 %, а за рахунок нанесення теплоізоляційних покриттів - до 30 % [4].

Визначення токсичності відпрацьованих газів при проведенні моторних випробувань підтвердило вплив складу охолоджувальної рідини на концентрацію в них оксиду вуглецю CO і вуглеводнів CxHy (рис. 1 та 2).

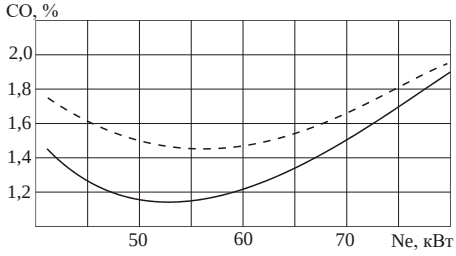


Рисунок 1. Вплив складу охолоджуючої рідини з додаванням присадок різної концентрації на викиди оксиду вуглецю CO у відхідних газах

---- охолоджуюча вода без присадок;

_____ охолоджуюча вода з присадками [вода + 0,05 % ПАА + 0,05 ПВС]

Найбільш істотний вплив "утеплення" деталей ЦПГ проявляється при роботі на малих навантаженнях. Скорочення періоду затримки запалення палива призводить до зменшення швидкості наростання тиску в процесі згоряння і жорсткості роботи двигуна, зниження температури і тиску в кінці згоряння, що сприятливо позначається на емісії токсичних речовин, перш за все NOx і альдегідів, істотно знижуючи їх.

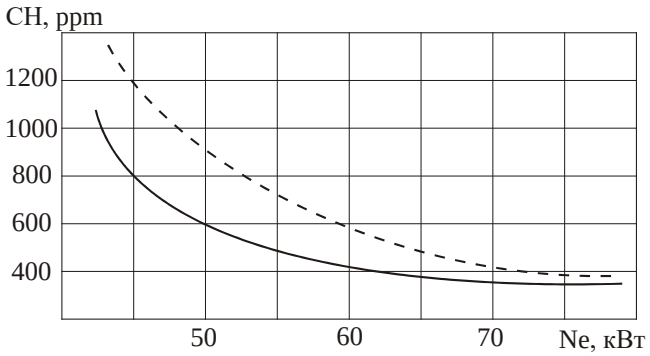


Рисунок 2. Вплив складу охолоджуючої рідини з додаванням присадок різної концентрації на вміст вуглеводних у відхідних газах

Позначення ті ж, що і на рис. 1.

Як видно з рис. 1 при додаванні до охолоджуючої рідини присадку [вода + 0,05 % ПАА + 0,05 ПВС] концентрація оксиду вуглецю CO у відхідних газах зменшується на 14,3 % при завантаженні ДВЗ на 75 %. З рис. 2 видно, що при використанні охолоджуючої води з присадкою [вода + 0,05 % ПАА + 0,05 ПВС] вміст вуглеводних у відхідних газах ДВЗ знижується 6,8 % при завантаженні ДВЗ на 75 %.

Вплив охолоджуючої рідини з присадками і використанням системи високотемпературного охолодження на показники робочого циклу ДВЗ представлені на рис. 3.

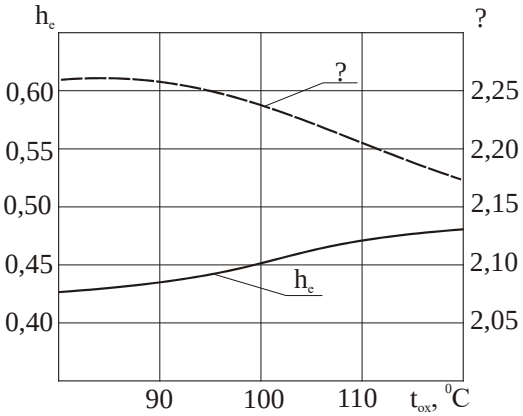


Рисунок 3. Вплив охолоджуючої рідини з присадками і використанням системи високотемпературного охолодження на показники робочого циклу ДВЗ

ηе - ефективний ККД, α – коефіцієнт надлишку повітря

З рис. 3 видно, що при використанні охолоджуючої води з присадкою [вода + 0,05 % ПАА + 0,05 ПВС] ефективний ККД суднового ДВЗ збільшується на 2,67 %, а коефіцієнт надлишку повітря при цьому зменшується 4,58 %, що призводить до зменшення концентрації токсичних речовин у ВГ суднового ДВЗ на 7,84 %.

Максимальний ефект екологічної ефективності ДВЗ може бути досягнутий за рахунок одночасного вдосконалення властивостей теплоносіїв, вибору найкращих параметрів наддувочного повітря і конструктивних модернізацій систем охолодження.

Висновки. На підставі проведеного аналізу визначено сукупність конструктивних, режимних та водно-хімічних параметрів охолодження, що роблять найбільш істотний вплив на екологічні показники суднових ДВЗ. Встановлено взаємозв'язки параметрів охолодження з ресурсними та екологічними показниками ДВЗ.

Список літератури

[1] Безюков О.К., Жуков В.А. (2012). Комплексная оптимизация параметров охлаждения судовых энергетических установок. *Журнал университета водных коммуникаций*, 1, 51-60.

[2] Сирота А.А., Радченко А.Н., Коновалов Д.В., Радченко Н.И. (2008). Теплоиспользующие системы охлаждения циклового воздуха судовых ДВС. *Двигатели внутреннего сгорания. Научно-технический журнал. Харьков: НТУ «ХПИ»,* 1, 114-119.

[3] Безюков О.К., Жуков В.А., Ратнов А.Е. (2001). Влияние состава охлаждающих жидкостей на экономические и экологические показатели двигателей. *Авиационная техника и технология. Харьков,* 23, 60-63.

[4] Жуков В.А., Ратнов А.Е. (2003). Исследование влияния состава теплоносителя на теплонапряженное состояние охлаждаемых деталей ДВС. *Авиационная техника и технология. - Харьков*, 5(40), 101-104.

Kalinichenko I.V., Rets O., Sokol V., Fomkin D.

THE ENVIRONMENTAL INDICATORS OF SHIP GENSETS INCREASE BY WATER-CHEMICAL INDICATORS OF COOLING SYSTEM IMPROVEMENT

Annotation. *The environmental friendliness of the engine can be increased by reducing heat loss while maintaining the temperature of the parts and lubrication conditions within acceptable limits. It is established that with the increase of injection energy and supercharging pressure of ship internal combustion engines, it is necessary to provide flexible and balanced regulation of the temperature of the coolant and charge air through the use of additives in the coolant.*

Keywords: *Engine cooling system; environmental indicators, water and chemical indicators; additives.*

УДК 621.438-712.8

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ АЕРОТЕРМОПРЕСОРА ДЛЯ ПРОМІЖНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ЦИКЛОВОГО ПОВІТРЯ МЕТОДОМ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

Кобалава Галина Олександрівна, викладач
Херсонська філія Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова
Україна, м. Херсон
ORCID ID: 0000-0002-0634-5814

Анотація. *В роботі проведено аналіз перспективного способу охолодження циклового повітря газотурбінних двигунів, а саме контактного охолодження із застосуванням аеротермопресора. Змодельовано роботу апарату при різних значеннях відносної витрати води, що упорскується. Визначені значення підвищення тиску в аеротермопресорі при неповному випаровуванні, з отриманням більш дрібних крапель на виході з дифузорної частини апарату, та глибина охолодження циклового повітря.*

Ключові слова*: відносна витрата води, підвищення тиску, CFD-моделювання.*

В сучасних умовах розвитку енергетики в Україні та Світі вкрай актуальним є впровадження високоефективних енергогенеруючих установок. Перспективним є застосування, як в стаціонарній, так і в транспортній енергетиці, газотурбінних установок (ГТУ).

Для підвищення енергетичної ефективності ГТУ широко застосовуються проміжне охолодження циклового повітря при стисненні [1].

Сучасним та розповсюдженим шляхом підвищення показників ГТУ є зволоження робочого середовища (циклового повітря). Для цього застосовується наступні технології з упорскуванням води (пари) [2, 3, 4]:

- охолодження повітря на вході в компресор;
- вологе стиснення;
- проміжне охолодження повітря в процесі підвищення тиску;
- доохолодження на виході з компресора з подальшою рекуперацією;
- упорскування пари (технологія STIG, цикл Ченга);
- упорскування води в повітряний потік у зволожуючій башті.

Перспективним способом зволоження циклового повітря ГТУ може бути застосування аеротермопресора [1, 5]. В основу роботи цього апарату покладено процес термогазодинамічної компресії. Особливістю цього процесу є підвищення тиску в результаті миттєвого випаровування рідини, що

упорскується в повітряний потік, який прискорений до швидкості близько звуковій. При цьому на випаровування води відводиться теплота від газу, в результаті чого знижується його температура [5].

До переваг застосування аеротермопресора слід віднести наступне: підвищення тиску та охолодження робочого середовища дозволить зменшити роботу на стиснення в компресорі ГТУ; забезпечить ефективне розпилення і зволоження води між ступенями компресора, що, у свою чергу, дозволить зменшити додатково роботу компресора при випаровуванні крапель води в проточній частині при стиснені, а також дозволить збільшити кількість робочого тіла в циклі.

Ефективність вологого стиснення в першу чергу залежить від інтенсивності випаровування і теплообміну крапель з потоком повітря, яка починає різко зростати при зменшенні ефективного діаметра розпилення крапель до 20 мкм. Відбувається це в результаті значного збільшення сумарної площі поверхонь крапель, яка, в свою чергу, обернено пропорційна її середньому діаметру. При цьому сепарація крапель настільки малого розміру на поверхні лопаток майже відсутня, відповідно, різко знижуються і пов'язані з нею механічні втрати. Однак навіть найсучасніші механічні та пневматичні форсунки не дозволяють здійснити розпилення води з отриманням ефективного діаметра крапель менше 30 мкм [6].

В ході проведених експериментальних досліджень було встановлено, що якщо діаметр краплі води в проточній частині компресора не перевищує 20 мкм, то вплив відцентрових сил на краплю стає практично непомітним і краплі спрямовані за потоком повітрям [7]. З цієї точки зору, в ідеальному випадку форсунки, які встановлено на вході в компресор, повинні розпилювати рідину, з діаметром крапель не більше 20-25 мкм.

Раціональна організація теплофізичних процесів в проточній частині аеротермопресора при наявності ефекту термогазодинамічної компресії та неповного випаровування можлива при виборі оптимальних геометричних параметрів. Правильний вибір дозволить забезпечити випаровування основної маси рідини (80–85% від кількості рідини, що випаровується) в камері випаровування та дифузорі, а довипаровування іншої частини (15–20% від кількості рідини, що випаровується) в проточній частині компресора високого тиску. При цьому діаметр крапель води, що надходить в ступені компресора не перевищуватиме 20 мкм.

Вибір таких оптимальних геометричних параметрів аеротермопресора, а також визначення характеристики та режиму упорскування (швидкість, середній, максимальний та мінімальний діаметри краплі, температура на вході краплі та повітря, відносна витрата води, тиск повітря та його витрата та ін.) доцільно проводити за результатами експериментального дослідження робочих процесів та при чисельному моделюванні.

Для проведення чисельного моделювання роботи маловитратного аеротермопресора використана експериментальна модель апарату (рис. 1) [5], яка була спроектована та виготовлена для проведення експериментальних досліджень. Модель має наступні геометричні характеристики: довжина аеротермопресора L_{atp} = 387 мм з діаметром камери випаровування D_{ch} = 25 мм і витратою повітря через нього G_{air} = 0,29 кг/с. Кути конусності конфузора (α_c = 35 °) та дифузора (β_d = 5 °) було обрано з урахуванням отримання мінімальних втрат при подоланні сил тертя та місцевих опорів на звужувально-розширювальних ділянках апарату [8].

У якості чисельного методу обрано метод кінцевих об'ємів. Цей метод реалізовано за допомогою комп'ютерного CFD-моделювання в програмному комплексі ANSYS Fluent. Це надійний, багатофункціональний та простий у використанні інструмент для проектування, моделювання та аналізу гідрогазодинамічних потоків різної складності. Основа цього методу полягає у тому, що розрахункова область за допомогою сітки розбивається на сукупність кінцевих об'ємів. Вузли, для яких проводиться розрахунок, перебувають в центрі цих об'ємів. Для кожного контрольного об'єму повинні виконуватися закони збереження маси, імпульсу та енергії [9].

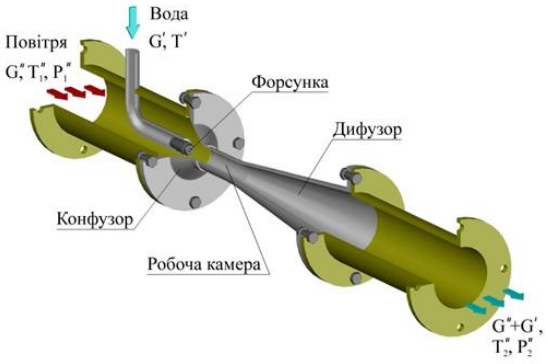


Рис. 1. Модель експериментального аеротермопресора.

Для моделювання взаємодії упорснутих крапель рідини та повітряного потоку використовувався Ейлерово-Лагранжевий підхід. При дослідженні поведінки потоку повітря використовувалася двопараметрична модель турбулентності k-ε Realizable з групи моделей RANS [9]. Модель дискретних фаз (Discrete Phase Models) була використана для моделювання руху крапель води. Проведено покрокове сіткове рішення з простим алгоритмом зв'язку між швидкістю та тиском. Проведено розрахунок з урахуванням збіжності результатів та здійснена обробка та візуалізація вихідних даних в постпроцесорі, у вигляді графіків, полів та ліній току для основних параметрів робочих процесів в проточній частині аеротермопресора.

В якості робочого тіла розглядається повітря з початковими параметрами тиску, температури і відносної вологості повітря, що відповідають параметрам циклового повітря ГТУ після першого ступеня компресора: тиск повітря на вході P_{atp1} = 301,3·10^3 Па; температура повітря на вході T_{atp1} = 473 К; швидкість повітря на вході в аеротермопресор w_{air1} = 55 м/с; число Маха на вході в камеру змішування M = 0,77; температура води, що упорскується T_{w1} = 300 К; відносна масова витрата води, що упорскується g_w = 5-12 %.

Вихідними параметрами при чисельному комп'ютерному моделюванні є основні параметри двофазного потоку (повітря-вода) на виході з аеротермопресора (на вході в наступну ступінь компресора ГТУ): повний тиск повітря P_{atp}, швидкість повітря w_{air}, температура T_{atp}, діаметр краплі води у потоці повітря δ_p, масова концентрація води m_{H2O}.

Було проведено моделювання «сухого» аеротермопресора (без упорскування крапель води в камеру випаровування) для визначення втрат тиску через аеродинамічний опір в проточній частині апарату. Було встановлено, що зниження тиску повітряного потоку (рис. 2) внаслідок втрат на тертя складає $\Delta P_{atp.dry}$ = 17 кПа (6 %).

При моделюванні упорскування крапель води в проточну частину аеротермопресора (на вході в камеру випаровування) була підключена модель дискретних фаз. Проведено розрахунки при довипаровуванні крапель води в дифузорі (δ_p = 3-30 мкм, G_{air} = 0,015 кг/с) та при неповному випаровуванні, з отриманням більш дрібних крапель на виході з дифузорної частини аеротермопресора (δ_p = 3-30 мкм, G_{air} = 0,035 кг/с).

Порівняння зміни тиску P_{atp} по довжині проточної частини аеротермопресора з та без упорскування (рис. 2) показує, що тиск в камері випаровування внаслідок втрат зменшується з 220 кПа до 215 кПа, тобто втрати тиску складають ΔP_{tr1} = 5 кПа (1,7 %). Однак, наявність термогазодинамічної компресії підвищує тиск і компенсує ці втрати. При цьому повний тиск в камері випаровування аеротермопресора збільшується на ΔP_{atp1} = 30 кПа (10 %).

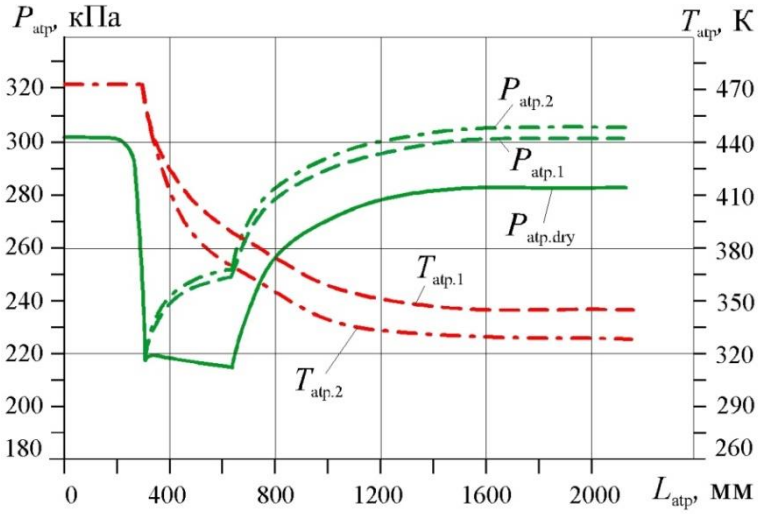


Рис. 2. Залежності повного тиску P_{atp} та температури потоку T_{atp} по довжини проточної частини аеротермопресора L_{atp}

_____ – сухий аеротермопресор;

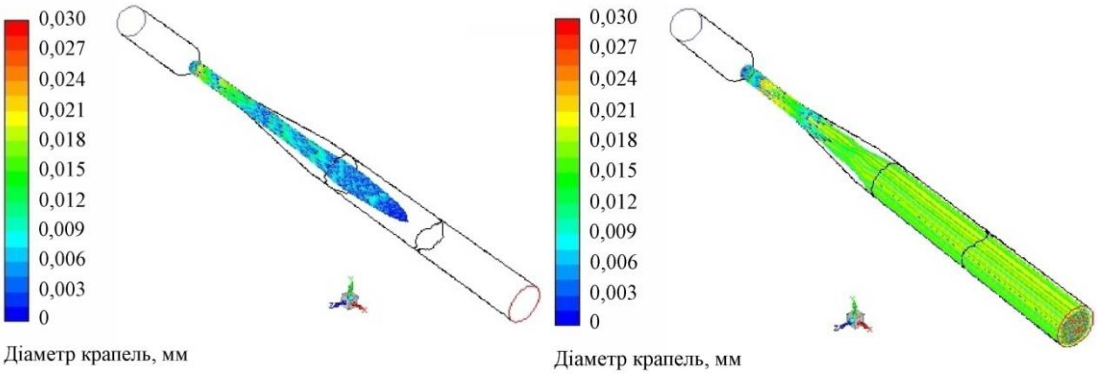
_ _ _ _ _ – довипаровування крапель води в дифузорі;

_._._._._ – неповне випаровування, з отриманням більш дрібних крапель.

При довипаровування крапель води в дифузорі підвищення повного тиску в результаті термогазодинамічної компресії (рис.2) складає ΔP_{atp} = 0,25 кПа (0,08 %) відносно тиску на вході. Але більш значне підвищення тиску повітря спостерігається при неповному випаровуванні, з отриманням більш дрібних крапель на виході з дифузорної частини апарату, при цьому підвищення повного тиску складає ΔP_{atp} = 1,4 кПа (0,5 %) (рис.2).Охолодження циклового повітря в аеротермопресорі складає: при довипаровуванні крапель

води в дифузорі ΔT_{atp} = 118 К; при неповному випаровуванні ΔT_{atp} = 133 К. Таким чином початкова температура T_{atp1} = 473 К (200 ºС) знижується до температури на виході T_{atp2} = 335–350 К (62–77 ºС) (рис. 2).

Дисперсність крапель води на вході в камеру випаровування складала Δ_{p1} = 3-30 мкм. Розподіл крапель розпиленої води в проточній частині аеротермопресора наведено для довипаровування води в дифузорі (рис. 3, а) (при відносному значенні масової витрати води, що упорскується g_w = 5%) та неповного випаровування, з отриманням більш дрібних крапель на виході з дифузорної частини апарату (при g_w = 12%) (рис. 3, б).



(а) (б)

Рис. 3. Розподіл дисперсності Δ_p розпиленої води в проточній частині аеротермопресора:
а – довипаровування крапель води в дифузорі;
б – неповне випаровування, з отриманням більш дрібних крапель на виході з дифузорної частини апарату.

При неповному випаровуванні, діаметр крапель зменшувався і на виході з дифузора аеротермопресора для рідини, що не випарувалась, дисперсність склала в середньому Δ_{p2} = 18 мкм (рис. 3б). При цьому концентрація крапель води (дисперсний двофазний потік) на виході рівномірно розподіляється за перерізом. Масова концентрація води, що не випарувалась на виході з аеротермопресора (вихід з дифузора) склала m_{H2O} = 0,127 кг/м^3 (рис. 4). Надлишок води повинен випаровуватися вже в проточній частині компресора ГТУ. Ця кількість складає майже 4 %.

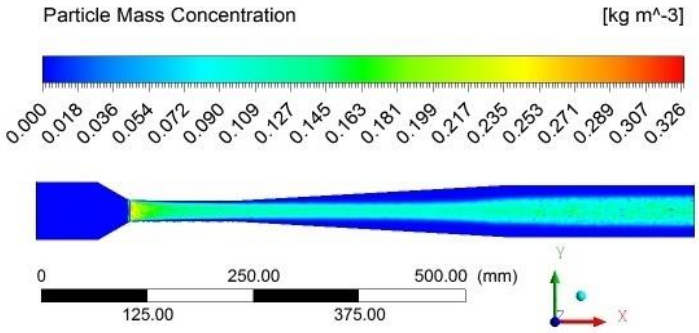


Рис. 4. Розподіл полів масової концентрації води m_{H2O} в проточній частині аеротермопресора при неповному випаровуванні, з отриманням більш дрібних крапель на виході з дифузорної частини апарату.

Отриманий діаметр крапель води на виході з аеротермопресора (18 мкм) при неповному випаровуванні задовольняє вимогам щодо дисперсності двофазового потоку перед ступенем компресора високого тиску. А загальне підвищення тиску в аеротермопресорі (в порівнянні до початкового тиску на вході) дозволяє компенсувати гідравлічні втрати в системі охолодження, що дає змогу говорити про доцільність застосування такого способу контактного охолодження циклового повітря між ступенями компресорів ГТУ.

Висновки.

Результати чисельного моделювання роботи аеротермопресора показали, що підвищення повного тиску циклового повітря між ступенями компресора при неповному випаровуванні, з отриманням більш дрібних крапель на виході з дифузорної частини апарату склало ΔP_{atp} = 1,4 кПа (0,5%) при охолодженні потоку повітря на ΔT_{atp} = 138 К.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Jonsson, M., & Yan, J. (2005). Humidified gas turbines – a review of proposed and implemented cycles. *Energy*, 30, 1013–1078.

[2] Konovalov, D. & Kobalava, H. Efficiency Analysis of Gas Turbine Plant Cycles with Water Injection by the Aerothermopressor. In V. Ivanov et al. (Eds.) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, (pp. 581-591). Springer, Cham.
https://doi.org/10.1007/978-3-030-22365-6_58

[3] Rao, A. (2015). Evaporative Gas Turbine (EvGT)/Humid Air Turbine (HAT) Cycles. *Handbook of Clean Energy Systems. vol. 2*, (pp. 887-904). John Wiley & Sons, UK.

[4] Brighenti, G. D., Orts-Gonzalez, P. L., Sanchez-de-Leon, L., & Zachos, P. K. (2017). Design Point Performance and Optimization of Humid Air Turbine Power Plants. *Applied sciences* 7(4), 413–434.

[5] Konovalov D., Kobalava H., Maksymov V., Radchenko R., & Avdeev M. (2020). Experimental Research of the Excessive Water Injection Effect on Resistances in the Flow Partof a Low-Flow Aerothermopressor. In V. Ivanov et al. (Eds.) *Advances in Design, Simu-lation and Manufacturing III. DSMIE 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering,* (pp. 292-301). Springer, Cham.
https://doi.org/10.1007/978-3-030-50491-5_28

[6] Mee Industries Inc. 2018. [Online] http://www.meefog.com/fog-evaporative-cooling/gas-turbine-cooling.

[7] Chaker, M. (2005). Key parameters for the performance of impaction-pin nozzles used in inlet fogging of gas turbine engines. *ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea, and Air*, 4, 863-879.

[8] Кобалава, Г. О. (2019). Визначення конструктивних параметрів проточної частини аеротермопресора системи охолодження циклового повітря мікротурбін. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 2(154), 44-50.
https://doi.org/10.32620/aktt.2019.2.05

[9] ANSYS Fluent Tutorial Theory Guide Release 17.0. (2016). ANSYS, Inc. Canonsburg.

Halina Kobalava

Research of the Aerothermopressor Efficiencyat the Intercooling of Cyclic Air by Numerical Simulation

A promising method for cooling gas turbine cyclic air, namely, contact cooling by using an aerothermopressor was analyzed in the paper. The operation of the apparatus was simulated at various values of the relative injected water mass flow. The value for increasing the pressure in the aerothermopressor with incomplete evaporation, with obtaining smaller droplets at the outlet of the diffuser of the apparatus, and the depth of cooling of cyclic air are determined.

Keywords: Relative Water Mass Flow; Pressure Increase; CFD simulation.

УДК 621.51

DIRECTIONS IN THE DEVELOPMENT OF HERMETIC COMPRESSOR UNITS OF SHIPBOARD EQUIPMENT OF AIR CONDITIONING AND REFRIGERATION

Olena V. Lytosh,
Ph. D., associate professor
Admiral Makarov National University of Shipbuilding,
Mykolaiv, Ukraine
elitosh17@gmail.com

Abstract. The issue is discussed related to the concept of application and improvement of hermetic compressor units (HCU) of shipboard equipment air conditioning and refrigeration (EACR). The purpose of this study is to analyze the development of HCU in our country and abroad and the prospects for the application and improvement of domestic HCU for shipboard EACR development. The choice and application of HCU for shipboard EACR is analyzed. This choice depends on the energy efficiency of the HCU, its reliability, noise level and manufacturing cost.
Keywords: hermetic compressor unit; compression refrigeration machine; shipboard air conditioning and refrigeration equipment; cooling capacity.

Introductions. Hermetic compressor units (HCU) are widely used on ships of the sea and river fleet for refrigeration supply of autonomous air conditioners (local and central), monoblock low-temperature cooling and refrigeration units [1].

The rapid development and improvement of hermetic Vapor Compressor Refrigerating Machines VCRM is not least due to the current trend of transition to environmentally friendly refrigerants (R134A, R404A, R407C, R410A, etc.). However, these refrigerants are expensive and work with polyester oils that are poorly compatible with other brands of oils. Also, their thermodynamic properties are inferior to traditional refrigerants, they are non-azeotropic mixtures, the leakage of which leads to a change in composition and an increase in the nonisothermal process of boiling. Transition to hermetic VCRM partially avoids these shortcomings.

Aim. Analysis of the development of hermetic steam compressor refrigerating machines (SCRM) in our country and abroad and the prospects for the application and improvement of domestic hermetic SCRM for shipboard air conditioning and refrigeration systems.

Main material. From the analysis of studies and publications it follows that there was a problem of choice and prospects for the use of various types of hermetic compressor units, in particular, for VCRM of shipboard equipment air conditioning and refrigeration.

More and more widespread VCRM with units with two, three and four sealed compressor units in parallel [2]. In addition to the economical regulation of performance, they are of interest in terms of reducing the cost of redundancy. Large autonomous central air conditioners with pressurized VCRM are being created. An example is the AK 63/25 sectional autonomous central air conditioners for the “Monolith” facility with a cooling capacity of about 90 kW, developed by Central Scientific Reasearch and Design Institute “Typhoon» and manufactured by PA “Equator” [3].

In Fig. 1 shows the classification of VCRM by cooling capacity, types of compressor units and the method of arrangement of the drive motor. The most important part of the VCRM is the compressor unit, so the classification of these machines basically coincides with the classification of their compressor units [1].

The classification chart shows that the cooling capacity of sealed VCRM has reached 500 kW and has a tendency to further increase Cooling capacity (volumetric capacity).

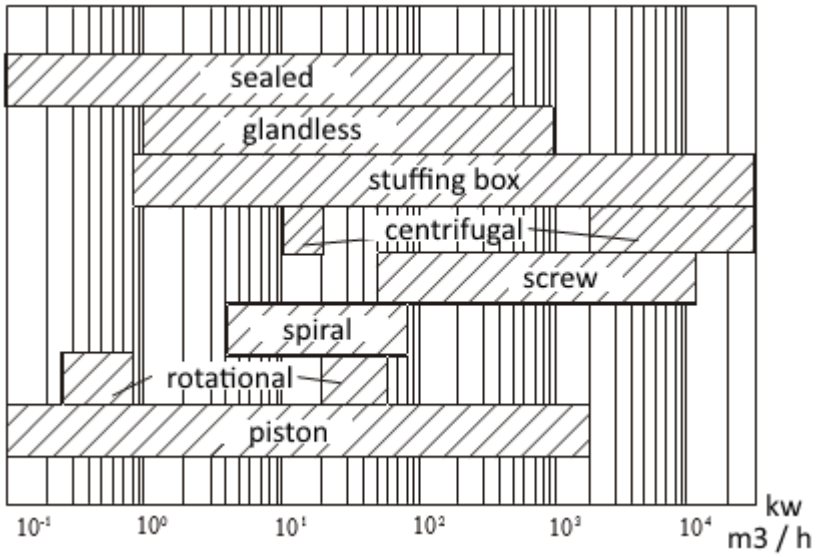


Fig. 1. Classification of VCRM according to cooling capacity, types of compressor units and method of arrangement of the drive motor

I want to say a few words in defense of the R22 refrigerant, which relates to hydrochlorofluorocarbons (HCFC), the application of which is regulated by the Montreal Protocol (their phased restriction is provided with a complete ban by 2030) [4]. R22 refrigerant has indisputable advantages (one-component, safety, low cost, etc.) that modern refrigerants do not have, and its use could be resolved in pressurized systems.

Conclusions. Thus, one of the widespread and promising consumers of cold on sea and river vessels are hermetic units (small and large), autonomous air conditioners (local or central) with hermetic compressor units (HCU). In connection with the creation of domestic low-temperature cooling and refrigeration units, the need for HCU for working in low-temperature modes has increased.

REFERENCES

[1] Radchenko N.I., Dorosh V.S., Radchenko A.N., Radchenko R.N., Lytosh E.V. Germetichnyye parokompressionnyye kholodil'nyye mashiny sudovykh sistem konditsionirovaniya i refrizheratsii [Hermetic vapor compression refrigeration machines of the ship systems of conditioning and refrigeration] / Radchenko N.I., Dorosh V.S., Radchenko A.N., Radchenko R.N., Lytosh E.V.; Monograph. – Nikolaev: NUS, 2011. - 400 p.

[2] Dorosh V.S. Tendencii v razvitii holodilnyh germetichnyh kompressorov sudovyh sistem kondicionirovaniya i refrizheracii [Trends in the development of refrigerated hermetic compressors of marine air conditioning and refrigeration systems] / V.S. Dorosh // Materiali I Mizhnar. n.-t. konf. "Holod v energetici i na transporti", ch. II. – Mikolayiv: NUK, 2008. – S. 132 – 144.

[3] Romashkan V.H., Medvedev B.I, Kantor S.A. i dr. Zavod "Ekvator". Stranitsyi istorii [PA "Equator". Pages of history] / Romashkan V.H., Medvedev B.I, Kantor S.A. et al. – Nikolaev: "Atoll", 2003. – 222 p.

[4] james m. Calm sleduyushcheye pokoleniye khladagentov [next generation of refrigerants] / james m. Calm. // cooling technology. – 2008. – № 7. –. 26–30 p.

Олена Литош

Напрямки в розвитку герметичних компресорних агрегатів суднового обладнання кондиціювання та рефрижерції

Анотація. Обговорюється питання, пов'язане з концепцією застосування і вдосконалення герметичних компресорних агрегатів (ГКА) суднового обладнання кондиціювання і рефрижерації (ОКР). Метою даного дослідження є аналіз розвитку ГКА у нас в країні і за кордоном і перспективи застосування і вдосконалення вітчизняних ГКА для суднового ОКР. Виконано аналіз вибору і застосування ГКА для суднового ОКР. Цей вибір залежить від енергоефективності ГКА, його надійності, рівня шуму і вартості виготовлення.

Ключові слова: герметичний компресорний агрегат; компресійна холодильна машина; суднове обладнання кондиціювання і рефрижерації; холодопродуктивність.

УДК 629.12:621.57

ЭФФЕКТИВНОСТЬ СМЕСЕЙ R23/R744 И R41/R744 КАК РАБОЧИХ ТЕЛ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

А.А. Вассерман д.т.н., профессор, В.П. Мальчевский к.т.н., доцент
Одесский национальный морской университет
Украина, г. Одесса
avas@paco.net

Аннотация. *Проанализировано термодинамическое поведение смесей R23/R744 и R41/R744 в состоянии насыщения. Установлено, что разность температур насыщенных пара и жидкости на изобарах для четырех значений состава не превышает 2 К. Представлены зависимости этой разности температур от давления и температуры в интервалах от 0,1 до 5,5 МПа и от 185 до 310 К. Рассчитаны характеристики цикла одноступенчатой холодильной машины при использовании указанных смесей как рабочих тел.*

Ключевые слова*: Смеси R23/R744 и R41/R744, термодинамическое поведение, состояние насыщения, холодильная машина, характеристики цикла.*

Введение. Бинарные смеси альтернативных хладагентов R23 и R41 с диоксидом углерода R744 — перспективные рабочие вещества холодильных машин. Температуры затвердевания этих смесей ниже, чем у чистого диоксида углерода, потенциал глобального потепления смеси R23/R744 меньше, чем у R23, а смесь R41/R744 не воспламеняется (в отличие от R41).

Основная часть. На основании экспериментальных *p*, ρ, *T*, *x*- данных нами составлены уравнения состояния бинарных смесей хладагентов R23 и R41 с диоксидом углерода [1,2]. По этим уравнениям с помощью автоматизированной системы [3] рассчитаны термодинамические свойства указанных смесей. На основании полученных данных о свойствах исследовано термодинамическое поведение смесей R23/R744 и R41/R744 в состоянии насыщения и оценена эффективность указанных смесей как рабочих тел холодильных установок.

В качестве хладагентов желательно использовать наряду с чистыми веществами азеотропные смеси. Это позволяет поддерживать оптимальные значения разности температур между водой либо воздухом и

хладагентом при его конденсации и между охлаждаемым объектом и испаряющимся хладагентом, что способствует уменьшению потерь от внешней необратимости процессов теплообмена при конечной разности температур.

Для анализа термодинамического поведения смесей R23/R744 и R41/R744 в состоянии фазового равновесия построены *p*, *T*, *x*-диаграммы зависимости давления этих смесей от температуры и состава. Они построены для четырёх значений состава (0,2; 0,4; 0,6 и 0,8 мольные доли первого компонента) и для чистых компонентов. На диаграммах значения давления лежат в интервале от 0,1 МПа до критического давления, изобара 0,1 МПа изображена штриховой линией, а критические точки чистых компонентов и первые критические точки смесей разного состава, в которых состав и значения плотности обеих фаз совпадают, связаны критической кривой [4].

Как видно из *p*, *T*, *x*-диаграммы для смеси R23/R744 (рис. 1), она не является азеотропной, но кривые кипения и конденсации для всех составов весьма близки. Более точно определить разность температур насыщенных пара и жидкости на изобарах для четырёх составов смеси R23/R744 в интервалах давлений от 0,1 до 5 МПа и средних значений температуры насыщенных пара и жидкости на изобарах от 185 до 290 К можно с помощью графиков, представленных на рис. 2. На графиках вертикальная штрих-пунктирная линия отделяет область низких температур и давлений, где расчетные данные получены экстраполяцией за пределы действия уравнения состояния. Разность температур насыщенных пара и жидкости для данной смеси не превышает 1,3 К, что позволяет использовать её в качестве хладагента в широком интервале значений состава.

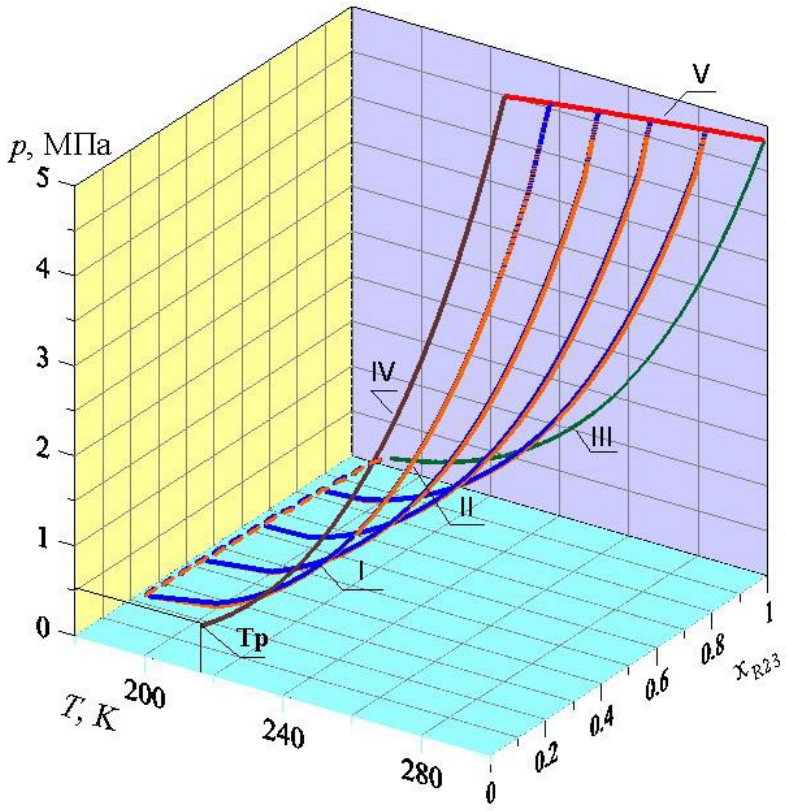


Рис. 1. Зависимость давления насыщенных пара и жидкости от температуры и состава для смесей R23/R744: I и II – кривые кипения и конденсации смесей, III и IV – кривые парообразования компонентов R23 и R744290,V – критическая кривая.

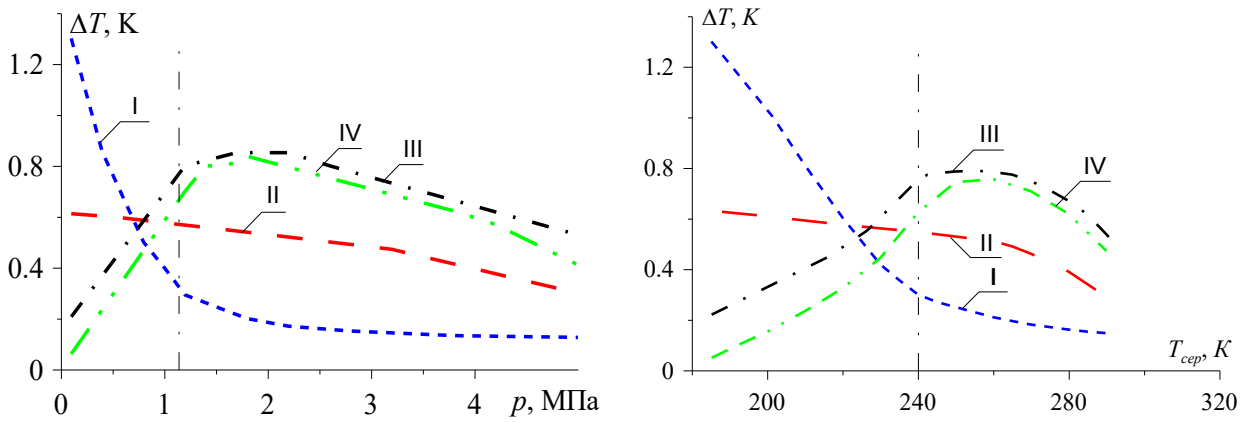


Рис 2. Зависимость разности температур насыщенных пара и жидкости Δ*T* на изобарах от давления и температуры для смесей R23/R744: I, II, III, IV – для составов 0,2; 0,4; 0,6 и 0,8 мольной доли R23.

На рис. 3 представлена *p*, *T*, *x*-диаграмма смеси R41/R744 в состоянии равновесия фаз. Диаграмма показывает, что эта смесь аналогично предыдущей не является азеотропной и имеет близкие кривые кипения и конденсации. Для количественной оценки поведения смеси R41/R744 различных составов в состоянии насыщения построены графики зависимости разности температур насыщенных пара и жидкости на изобарах от давления и средних значений температуры насыщения на изобарах (рис 4). Из рисунка видно, что разность температур насыщенных пара и жидкости для смеси R41/R744 не превышает 1,8 К. Таким образом, эта смесь в широком интервале значений состава пригодна в качестве хладагента.

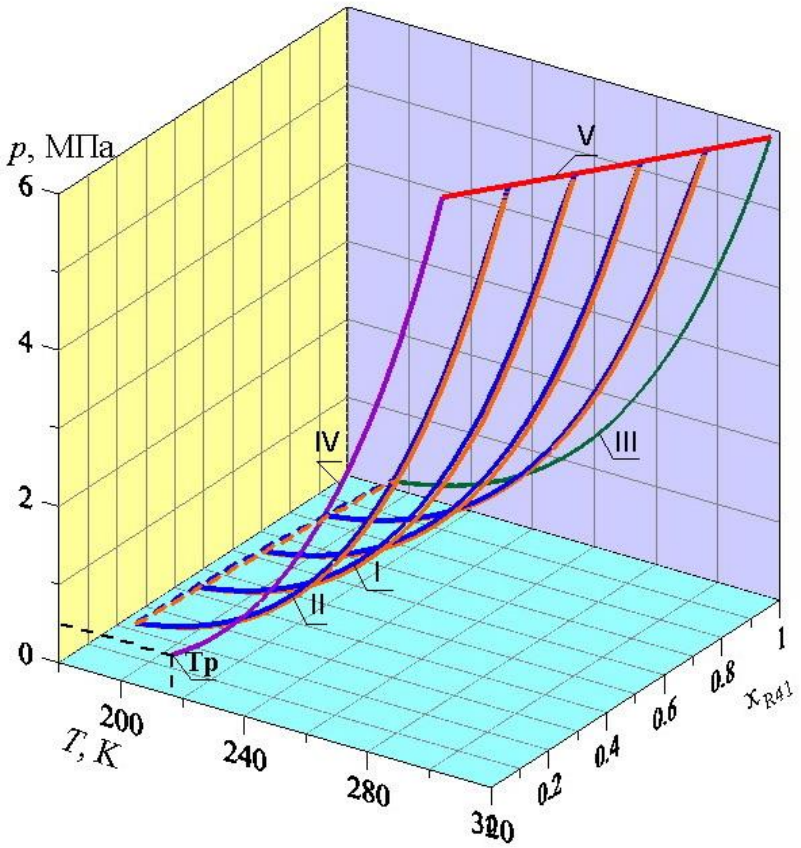


Рис. 3. Зависимость давления насыщенных пара и жидкости от температуры и состава для смесей R41/R744: I и II – кривые кипения и конденсации смесей, III и IV – кривые парообразования компонентов R41 и R744,V – критическая кривая.

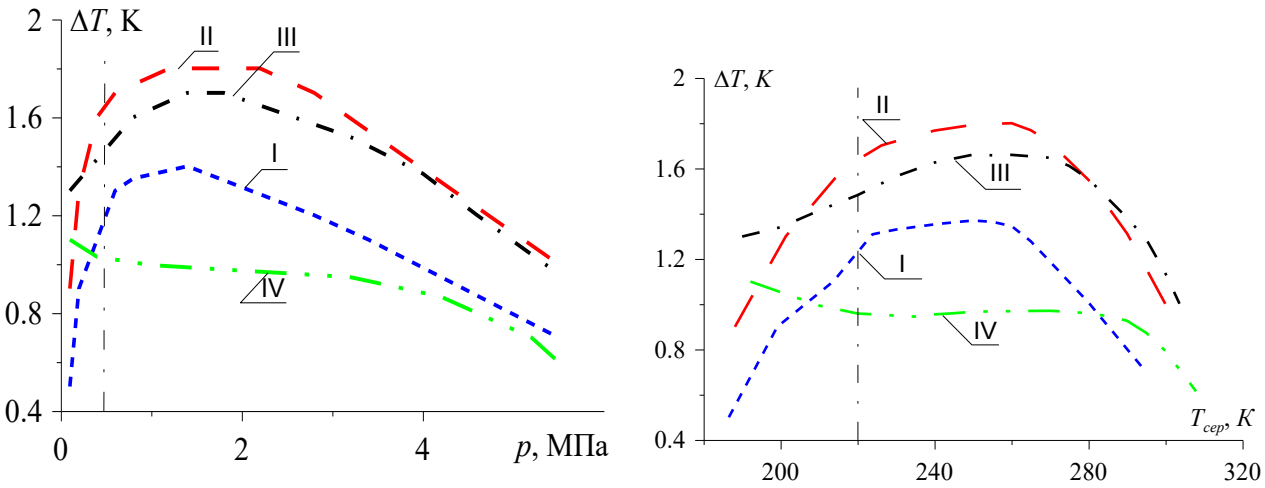


Рис. 4. Зависимость разности температур насыщенных пара и жидкости Δ*T* на изобарах от давления и температуры для смесей R41/R744: I, II, III, IV – для составов 0,2; 0,4; 0,6 і 0,8 мольной доли R41

Для оценки эффективности смесей R23/R744 и R41/R744 как хладагентов нами рассчитаны основные характеристики цикла одноступенчатой холодильной машины при использовании этих смесей в качестве рабочих тел. Были рассчитаны массовая и объёмная холодопроизводительности, работа адиабатного сжатия и холодильный коэффициент. Расчеты проводились с помощью разработанной нами программы для расчёта циклов одноступенчатых парокомпрессорных холодильных установок, описанной в работе [5]. Свойства хладагентов рассчитывались по уравнениям состояния с помощью автоматизированной информационной системы [3], которая позволяет определять свойства ряда чистых хладагентов и их смесей при 12 комбинациях независимых переменных.

В табл. 1 приведены значения холодильного коэффициента ε цикла одноступенчатой холодильной установки с регенеративным теплообменом при $t_и$ = –40…–20 °С, $t_к$ = 5…25 °С и $\Delta t_ж$ = 5 °С при работе на смесях R23/R744 и R41/R744 четырёх составов, а также на компонентах этих смесей и на R22. В качестве значений температур испарения и конденсации принимались температуры конца этих процессов. Из таблицы видно, что значения ε для первой смеси на 18…42 %, а для второй — на 12…29 % меньше, чем при работе на R22. Вторая смесь на 2…38 % превосходит первую по энергетической эффективности (при сравнении смесей с одинаковой мольной долей диоксида углерода). Различия между значениями холодильного коэффициента сравниваемых смесей возрастают по мере уменьшения содержания CO_2. Значения этого коэффициента для смеси R23/R744 меньше соответствующих значений для компонентов на 2…15 %. Для смеси R41/R744

Таблица 1. Значения холодильного коэффициента цикла одноступенчатой холодильной установки при работе на различных хладагентах.

$t_к$,°С	$t_и$, °С					$t_и$, °С				
	–40	–35	–30	–25	–20	–40	–35	–30	–25	–20
	Для смеси R23/R744 при x_{R23} = 0,2					Для смеси R23/R744 при x_{R23} = 0,4				
5	3,39	4,02	4,83	5,92	7,43	3,32	3,95	4,75	5,81	7,28
10	2,88	3,38	3,99	4,79	5,84	2,82	3,31	3,92	4,69	5,72
15	2,45	2,84	3,32	3,91	4,68	2,39	2,77	3,24	3,82	4,57
20	2,06	2,37	2,75	3,20	3,76	2,00	2,31	2,67	3,11	3,66
25	1,72	1,95	2,24	2,58	2,99	1,62	1,83	2,09	2,39	2,77
	Для смеси R23/R744 при x_{R23} = 0,6					Для смеси R23/R744 при x_{R23} = 0,8				
5	3,32	3,94	4,72	5,76	7,19	3,39	4,00	4,78	5,81	7,25
10	2,81	3,29	3,89	4,65	5,66	2,86	3,34	3,93	4,69	5,70
15	2,38	2,75	3,21	3,78	4,51	2,41	2,79	3,24	3,81	4,54
20	1,98	2,28	2,63	3,06	3,60	2,01	2,30	2,65	3,08	3,61
25	1,54	1,75	1,99	2,28	2,63	1,55	1,76	2,00	2,29	2,65
	Для смеси R41/R744 при x_{R41} = 0,2					Для смеси R41/R744 при x_{R41} = 0,4				
5	3,53	4,14	4,92	5,96	7,40	3,58	4,19	4,96	5,99	7,41

10	3,02	3,51	4,11	4,88	5,91	3,08	3,57	4,17	4,94	5,96
15	2,60	2,98	3,46	4,05	4,81	2,66	3,05	3,53	4,12	4,88
20	2,23	2,54	2,91	3,37	3,95	2,30	2,62	3,00	3,46	4,04
25	1,89	2,14	2,44	2,80	3,24	1,97	2,23	2,54	2,90	3,35
	Для смеси R41/R744 при x_{R41} = 0,6					Для смеси R41/R744 при x_{R41} = 0,8				
5	3,66	4,28	5,07	6,12	7,57	3,76	4,40	5,22	6,32	7,84
10	3,07	3,55	4,16	4,91	5,95	3,25	3,76	4,30	5,22	6,31
15	2,74	3,14	3,63	4,24	5,02	2,82	3,24	3,75	4,38	5,20
20	2,38	2,71	3,10	3,58	4,17	2,41	2,75	3,15	3,64	4,33
25	2,06	2,33	2,64	3,02	3,49	2,10	2,42	2,75	3,15	3,64
	Для R22					Для R23				
5	4,28	5,02	5,97	7,24	9,03	3,54	4,17	4,98	6,07	7,59
10	3,76	4,36	5,11	6,08	7,37	2,99	3,48	4,09	4,88	5,94
15	3,34	3,83	4,44	5,20	6,17	2,51	2,89	3,36	3,95	4,71
20	2,98	3,39	3,90	4,51	5,27	2,08	2,38	2,74	3,18	3,73
25	2,68	3,03	3,45	3,95	4,57	1,64	1,86	2,13	2,44	2,83
	Для R41					Для R744				
5	3,85	4,52	5,40	6,57	8,21	3,53	4,16	4,97	6,06	7,60
10	3,33	3,87	4,54	5,42	6,59	3,00	3,50	4,12	4,92	5,99
15	2,90	3,33	3,87	4,54	5,41	2,56	2,95	3,43	4,04	4,82
20	2,53	2,89	3,32	3,85	4,51	2,18	2,49	2,86	3,32	3,90
25	2,22	2,51	2,86	3,28	3,80	1,82	2,07	2,35	2,71	3,14

значения ε в большинстве случаев являются промежуточными по сравнению с аналогичными величинами для компонентов.

В табл. 2 представлены значения удельной объёмной холодопроизводительности q_{0v} смесей R23/R744 и R41/R744 четырёх составов, их компонентов и R22 в цикле одноступенчатой холодильной установки с регенеративным теплообменом при условиях, указанных выше. Из таблицы видно, что значения q_{0v} для обеих смесей в несколько раз выше, чем для R22 (несмотря на меньшие по сравнению с R22 значения ε). Объёмная холодопроизводительность первой смеси при температурах конденсации 5…15 ºС больше, чем второй, а при более высоких температурах меньше (при одинаковом содержании диоксида углерода). Значения q_{0v} смесей являются промежуточными по сравнению с соответствующими значениями для компонентов.

Таблица 2. Значения удельной объёмной холодопроизводительности (кДж/м^3) цикла одноступенчатой холодильной установки при работе на различных хладагентах.

$t_к$,ºС	$t_и$, ºС					$t_и$, ºС				
	–40	–35	–30	–25	–20	–40	–35	–30	–25	–20
	Для смеси R23/R744 при x_{R23} = 0,2					Для смеси R23/R744 при x_{R23} = 0,4				
5	5165	6293	7579	9041	10702	4759	5828	7049	8439	10020
10	4844	5903	7110	8482	10039	4445	5445	6586	7885	9361
15	4500	5484	6607	7881	9326	4107	5032	6087	7287	8650
20	4119	5022	6050	7217	8538	3732	4573	5533	6624	7860
25	3737	4490	5399	6439	7614	3289	3957	4723	5599	6592
	Для смеси R23/R744 при x_{R23} = 0,6					Для смеси R23/R744 при x_{R23} = 0,8				
5	4416	5401	6529	7820	9294	4115	5007	6034	7215	8569
10	4112	5031	6083	7286	8658	3826	4657	5613	6713	7972
15	3784	4631	5601	6709	7970	3513	4278	5159	6169	7326
20	3420	4187	5064	6065	7204	3164	3855	4649	5560	6601
25	2886	3480	4163	4942	5828	2637	3186	3820	4546	5373
	Для смеси R41/R744 при x_{R41} = 0,2					Для смеси R41/R744 при x_{R41} = 0,4				
5	5084	6109	7293	8653	10211	4628	5562	6642	7885	9311
10	4813	5785	6907	8197	9672	4398	5287	6315	7497	8854
15	4525	5441	6497	7710	9098	4155	4996	5968	7087	8369

20	4213	5067	6052	7183	8475	3893	4683	5595	6645	7847
25	3862	4647	5552	6590	7775	3605	4338	5184	6158	7272
	Для смеси R41/R744 при x_{R41} = 0,6					Для смеси R41/R744 при x_{R41} = 0,8				
5	4250	5106	6096	7235	8542	3917	4705	5615	6661	7859
10	4088	4912	5862	6944	8193	3745	4500	5382	6372	7519
15	3844	4620	5518	6551	7735	3565	4284	5115	6069	7161
20	3621	4354	5201	6176	7292	3378	4062	4850	5752	6782
25	3379	4065	4857	5768	6811	3172	3815	4551	5402	6374
	Для R22					Для R23				
5	875,6	1097	1360	1671	2037	3848	4649	5578	6653	7890
10	847,7	1062	1318	1620	1975	3577	4324	5190	6190	7342
15	819,4	1027	1275	1568	1912	3284	3971	4768	5688	6746
20	790,8	991,8	1232	1515	1848	2952	3572	4291	5120	6071
25	761,7	955,9	1187	1462	1784	2509	3038	3650	4354	5158
	Для R41					Для R744				
5	3611	4338	5176	6137	7236	5680	6815	8119	9609	11306
10	3461	4158	4962	5884	6937	5355	6426	7656	9062	10661
15	3304	3971	4739	5620	6626	5007	6010	7162	8476	9972
20	3139	3774	4505	5342	6299	4625	5553	6618	7833	9213
25	2964	3564	4255	5048	5952	4180	5021	5984	7083	8329

Выводы. На основании данных о свойствах смесей R23/R744 и R41/R744 в состоянии насыщения установлено, что значения температуры жидкой и паровой фаз на изобарах отличаются не более, чем на 2 ºС. Это свидетельствует о возможности использования указанных смесей в качестве хладагентов.

Значения холодильного коэффициента смесей на 12…42 % ниже, а их объёмная холодопроизводительность в несколько раз выше, чем у R22. Для смеси R41/R744 холодильный коэффициент при температурах испарения от –40 до –20 ºС и конденсации 5…25 ºС на 2…38 % выше, чем для смеси R23/R744. Следовательно, с энергетической точки зрения смесь R41/R744 имеет преимущество перед смесью R23/R744. В то же время необходимый рабочий объём компрессора при работе на смеси R23/R744 и температурах конденсации 5…15 ºС будет меньше на 1…9 %.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

[1] Мальчевский В.П. Уравнение состояния смеси хладагентов R23/R744// Холодильна техніка і технологія. – 2006. – № 6. – С. 66-69.

[2] Вассерман А.А., Мальчевский В.П. Термодинамические свойства смеси хладагентов R41/R744// Вісник Одеського національного морського університету. – 2007. – №21. – С. 97-108.

[3] Вассерман А.А., Мальчевский В.П. Система для расчёта теплофизических свойств криогенных веществ и альтернативных хладагентов//Технические газы. – 2007. – №5. – С. 57-63.

[4] Кириллин В.А., Шейндлин А.Е., Шпильрайн Э.Э. Термодинамика растворов. – М.: Энергия, 1980. – 287 с.

[5] Вассерман А.А., Мальчевский В.П. Об эффективности смесей 125/290 и 134а/290 как рабочих тел холодильных машин //Технические газы. – 2008. – №3. – С. 55-59.

A.A. Vasserman, V.P. Malchevsky

Effectness of mixtures R23/R744 and R41/R744 as working fluids of refrigerating plants

Annotation. *The thermodynamic behavior of mixtures R23/R744 and R41/R344 at saturation state was analysed. It was established, that the difference of temperatures of saturated vapor and liquid on isobars for four values of composition not exceed 2 K. The dependences of these temperatures difference from pressure and temperature are presented in intervals from 0.1 up to 5.5 MPa and from 185 to 310 ºC. The characteristics of cycle of one-step refrigerating machine using mentioned mixtures as working media were estimated.*

Key words: *Mixtures R23/R744 and R41/R744, thermodynamic behavior, saturation state, refrigerating machine, characteristics of cycle.*

А.А. Вассерман, В.П. Мальчевський

Ефективність сумішей R23/R744 і R41/R744 як робочих речовин холодильних установок

Аннотація. *Проаналізовано термодинамічну поведінку сумішей R23/R744 та R41/R744 у стані насичення. Встановлено, що різність температур насичених пари та рідини на ізобарах для чотирьох значень складу*

не перевищує 2 К. Наведені ці залежності цієї різності температур від тиску та температури в интервалах від 0,1 до 5,5 МПа та від 185 до 310 К. Розраховані характеристики цикла одноступеневої холодильної машини при використанні вказаних сумішей як рабочих тіл.
***Ключові слова**: Суміші R23/R744 та R41/R744, термодинамічна поведінка, стан насичення, холодильна машина, характеристики цикла.*

УДК 621.567

ЕКСЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМ

Ярошенко В.М., к.т.н., доцент
Одеська національна академія харчових технологій,вул. Дворянська.1/3, Одеса, 65026,
«valeryi@ukr.net»,ORCID:0000-0002-6051-6848

***Аннотація.** Приводиться методологія розрахунку ексергетичних втрат в холодильних системах з їх розподіленням на втрати при виробництві холоду та втрати, пов'язані з каналізацією та застосуванням холоду на рівні споживача. Аналізуються ексергетичні коефіцієнти корисної дії різних генераторів холоду та їх ефективність при застосуванні в системах поточного охолодження атмосферного повітря.*
***Ключові слова**: холодильна система; генератор холоду;незворотність; ексергетичний ккд; ексергетичні втрати; енергетична ефективність.*

При проектуванні, експлуатації та модернізації систем штучного холоду необхідно завжди оцінювати енергетичну (термодинамічну) ефективніть не тільки холодильної машини, яка є генератором холоду, але і всієї системи, пов'язаної з каналізацією і використанням холоду. Інколи, досить висока термодинамічна ефективність холодильної машини може істотно відрізнятись від реальних енергетичних показників холодильної системи. Це може обумовлюватися ексергетичними втратами в допоміжних теплообмінниках, насосах, вентиляторах, низькою ефективністю теплової ізоляції, непередбаченими експлуатаційної витратами і т.д. Особливе значення ці питання набувають для транспортних холодильних систем в тому числі і для морського транспорту, коли проблеми надійності, безпеки, металоємності, а, іноді, і відсутність кваліфікованого обслуговуючого персоналу ставляться вище ніж ексергетичні втрати та термодинамічна ефективність [3,4].

Рівень термодинамічної досконалості холодильних систем в деяких випадках найбільш зручно і просто розраховувати на основі ексергетичного методу, який, як відомо, має переваги по відношенню до класичного методу циклів, перш за все завдяки своїй простоті та універсальності. Однак, слід підкреслити, що обидва методи по суті являються ідентичними, так як базуються на законах термодинаміки і дають однаковий результат, використовуючи при цьому аналогічні за кількістю та якістю вихідні дані [1].

Термодинамічну ефективніть холодильної машини (генератора холоду) можна оцінювати за допомогою ексергетичного коефіцієнту корисної дії, який являє собою відношення ексергетичної холодильної потужності машини (E_{Qo}) до необхідної зовнішньої механічної (елекричної) потужності (N) , що розраховується за відомою формулою

$$\eta_x = \frac{E_{Q_o}}{N} = \frac{Q_o\left(T_{cp} - T_o\right)}{NT_o}$$

де: Тср. То -температури, відповідно, навколишнього середовища і кипіння холодильного агента, К.

В разі застосування тепловикористовучих генераторів холоду, замість зовнішньої механічної потужності (N) необхідно враховувати ексергетичну потужність вхідного теплового потоку та механічну потужність насосного обладнання[3].

Слід відзначити, що термодинамічне порівняння холодильних машин основі коефіцієнту перетворювання енергії (COP) відповідає дійсності тільки при умові однакових температурних потенціалів зовнішніх джерел теплоти[3].

Основна ціль дослідження полягає в тому , щоб проаналізувати методологію визначення термодинамічної ефективності холодильних систем з врахуванням незворотності усіх процесів, пов'язаних не тільки з виробництвом, але і з каналізацією та використанням холоду на рівні споживача.

Загальновідомо, що значення ексергетичного ккд (рівня термодинамічної досконалості) залежать від багатьох факторів, в тому числі, від температурного рівня холоду, холодильного агента і в найбільшій мірі від рівня незворотності процесів в елементах генератора холоду[2,3].Втрати ексергії при виробництві холоду

можна уявити як різницю між споживаною механічною потужністю (споживаною зовнішньою ексергією) і ексергією виробленого холоду .

$$\Delta E_o = N - E_{Q_o}$$

Ці втрати, як відомо, обумовлені незворотністю процесів в елементах холодильної машини (компресорах Δ Ек, конденсаторах Δ Екд, випарниках $\Delta E_и$, дросельних вентиляхΔ Едр і т. д,) і розраховуються з урахуванням емпіричних коефіцієнтів, за допомогою яких визначається рівень незворотності процесів. Безумовно, що рівень втрат в кожному із елементів холодильної машини є питанням техніко – економічної доцільності та разом з тим він істотно залежить від режимів роботи установки, збільшуючись при роботі холодильної системи в нерозрахункових режимах ,в тому числі, при пусках - зупинках.

Для розрахунку втрат ексергії в процесах, використовується класичне рівняння Гюі- Стодола [3].

$\Delta E = T_{ср}\Delta S$

В якості прикладу нижче приводиться рівняння для розрахунку ексергетичних втрат (ΔE_Q) в теплообмінних апаратах

$$\Delta E_Q = T_{cp}\, Q \frac{T_{m1} - T_{m2}}{T_{m1} T_{m2}}$$

де: Δ S- зростання ентропії системи, обумовлене незворотністю процесу Дж/К;

Q - тепловий потік, Вт;

Тср, - температура навколишнього середовища, К;

$T_{m1}\, T_{m2}$ - середні температури теплоносіїв, К;

Загальні ексергетичні втрати в холодильній системі(ΔE_x)складаються з втрат при виробництві холоду (ΔE_o) і втрат при використанні холоду (ΔE_v) і представляють собою різницю між вхідною ексергією (реально споживана зовнішня енергія) і ексергією на рівні обєкту охолодження (отриманого холодильного ефекту)

$$\Delta E_x = N_p - E_{Q_o} = \Delta E_o + \Delta E_v$$

Реальная споживана зовнішня потужність системи завжди зростає при каналізації виробленого холоду безпосередньо до об'єктів охолодження на величину ексергетичних втрат, пов'язаних з використанням холоду (Δ E_v).

$$N_p = Q_o \left(\frac{T_{cp} - T_o}{T_o} \right) + \Delta E_o + \Delta E_v$$

Як видно з рівняння реальна споживана потужність холодильної системи залежить від холодопродуктивності, рівня необоротних втрат при виробництві і використанні холоду. Залишаючи осторонь питання техніко - економічної доцільності зниження втрат ексергії при виробництві холоду, слід зазначити, що споживана потужність, а, тому, і ексергетична ефективніть холодильної системи залежить від експлуатаційних характеристик і технічного стану всієї холодильної системи.

Корисна ексергетична продуктивність може значно відрізнятися від розрахункової в разі зниження ефективності теплової ізоляції холодильних камер і трубопроводів, наявності теплових містків в ізоляційних конструкціях, збільшенні кратності вентиляції камер, вантажно розвантажувальних робіт, наявністю вентиляторів і постійної освітленості камер і т.д.

Особливе значення ці питання набувають для транспортних холодильних систем в тому числі і для морського транспорту, коли проблеми надійності, безпеки, металоємності, а, іноді, і відсутністю кваліфікованого обслуговуючого персоналу ставляться вище енергетичних втрат і термодинамічної ефективности[4].

Слід відзначити той факт, що при транспортуванні холоду від холодильної машини до споживача (об'єкту охолодження) його ексергетична цінність знижується так як температура об'єкта охолодження (Тх) завжди вища по відношенню до температури кипіння (То). З огляду на це ексергетичний ккд холодильної системи (установки) розраховується як відношення реальної ексергетичної продуктивності системи (E^I_{Qo}) до реально споживаної механічної потужності (Np).

$$\eta_x = \frac{E^I{}_{Q_o}}{N_p} = \frac{Q_o{}^I \left(T_{cp} - T_x \right)}{N_p T_x}$$

Середні значення ексергетичних ккд різних холодильних машин без урахування втрат при використанні холоду, приводяться в роботі [3]та ілюструються на рис.1.

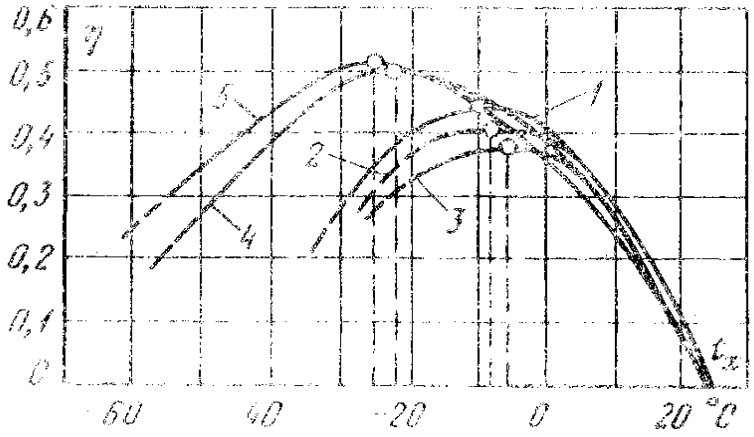


Рис.1. Ексергетичні ккд парокомпресійних холодильних машин.
1,3 - одноступінчасті фреонові машини; 2 - одноступінчасті аміачні; 3-
4 двоступеневі аміачні; 5 -двухступенчатие фреонові.

На рис.2 приводяться розрахункові графіки залежності ексергетичних ккд холодильних систем в разі поточного охолодження атмосферного повітря за допомогою різних холодильних машин [4].

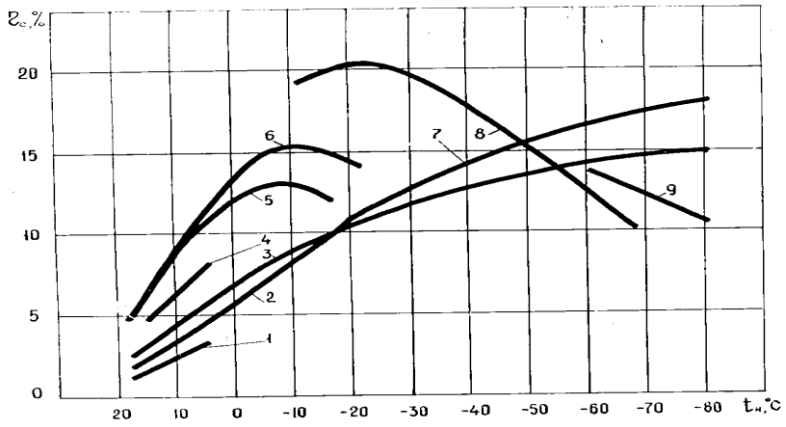


Рис.2. Ексергетичні ккд поточних систем охолодження атмосферного повітря з різними холодильними машинами. 1-пароежекторні холодильні машини; 2,3,7 - повітряні холодильні машини різних типів, 4 абсорбційні холодильні машини; 5, 6 - одноступеневі фреонові холодильні машини; 8 - двоступеневі холодильні машини; 9 - каскадні холодильні машини.

Аналізуючи результати розрахунків, які представлені на рис.1 і рис 2. можна зробити висновок про те, що ексертичні ккд холодильних систем поточного охолодження повітря (з урахуванням виробництва і використання холоду) при тих же температурних інтервалах в деяких випадках в два і більше разів менші по відношенню до ексергетичних ккд холодильних машин.

Суттєва різниця в ексергетичних ккд пояснюється тим, що ексергетичний ккд холодильної системи (установки) завжди нижче по відношенню до холодильної машині так як при цьому виникають додаткові ексергетичні втрати , які обумовлюються різницею температур між повітрям (теплоносієм) і об'єктами охолодження.

Крім того при врахуванні незворотності процесів , обумовлених використанням холоду, збільшується загальна холодильна потужність, так як при цьому необхідно враховувати потужність насосів, вентиляторів, експлуатаційні витрати і т.д. Наприклад, ексергетичний ккд холодильної машини автономного кондиціонера становить 12- 17%, а ексергетичний коефіцієнт корисної дії кондиціонера (по відношенню до охолодженого повітря) становить всього 7-10% [3,4].

Тому при розрахунках , проектуванні та оптимізації систем каналізації та використання холоду завжди необхідно приділяти особливу увагу процесам, пов'язаних з каналізацією холоду та його використання на

рівні споживача, так як зменшення незворотності процесів при цьому завжди являється резервом для підвищення загальної ефективності систем охолодження.

Слід зазначити, що ексергетична (термодинамічна) ефективніть холодильної системи в більшості випадків є дуже важливою і актуальною ,але не завжди визначальною, так як питання підвищення енергетичної (термодинамічної) ефективності завжди вирішуються на основі техніко - економічного аналізу при врахуванні усіх затратних складових , що загалом забезпечує оптимальну техніко - економічну досконалість холодильної системи.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

1. Бродянский В.М., Фратшер В., Михалек К. (1988). Эксергетический метод и его приложения. Москва:Энергоиздат.

2. Л. Матароло.(2006). Оценка ексергетических потерь в холодильных установках. В сб. Анализ термодинамических процессов в системах охлаждения и тепловых насосах. Под ред. Скрыпника В.Б. Днепропетровск: РИО ПГАСА,.86-97

3.Мартиновский В.С. (1979). Цикли, схеми и характеристики термотрансформаторов. Москва: Енергия.

4.Ярошенко В.М., Кіріс В.О.(2017). Ексергетичний метод оцінки ефективності холодильних систем. Науково-технічний збірник «Суднові енергетичні установки» . Вип. 37, Одеса: НУ «ОМА»,150-159 .

Yaroshenko V.M.

Exergetic effciency of refrigeration systems

Annotation. *The methodology of calculation of exergy losses in refrigeration systems with their distribution on losses at production of cold and the losses connected with the sewerage and application of cold at the level of the consumer is resulted. The exergetic efficiency of different cold generators and their efficiency when used in current air cooling systems are analyzed.*

Keywords*: refrigeration system; cold generator, irreversibility; exergetic efficiency; exergy losses; energy efficiency.*

УДК 621.181.27

SEMI-EMPIRICAL CORRELATIONS OF POLLUTION PROCESSES ON THE CONDENSATION SURFACES OF EXHAUST GAS BOILERS WITH WATER-FUEL EMULSION COMBUSTION

Mykola Radchenko, Roman Radchenko, Victoria Kornienko, Maxim Pyrysunko
[1]Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Ukraine
[2]Kherson branch of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Kherson, Ukraine
nirad50@gmail.com; kornienkovika1987@gmail.com

Abstract. *Experimental research of low-temperature pollution kinetics on exhaust gas boiler condensation surfaces with water-fuel emulsion combustion to obtain approximation equations for predicting processes development are carried out. Thermotechnical measurements of parameters were carried out by standard methods; a theory of modelling and planning of experiments was used for experiment processing, and statistical analysis - for experimental data treatment. Based on the experimental data the semi-empirical correlation dependences of specific mass of pollution from water content of water-fuel emulsion, sulfur content in fuel oil and excess air factor at wall temperatures below the dew point temperature of sulfuric acid pair have been developed. The regression equation is obtained for determining the specific mass of pollution on the low-temperature heating surfaces. The regression equations make it possible to estimate the influence of various factors such as water content of water-fuel emulsion, sulfur content in fuel oil and excess air factor on pollution intensity. The obtained model allows to describe the pollution process adequately and to determine the values of factors where the lowest intensity of pollution is observed. The received correlations and equation for specific mass of pollution can be used for determining thermal resistance of pollution layer, which is necessary for designing and operating the exhaust gas boiler condensation surfaces.*

Keywords: *diesel engine, low-temperature heating surfaces, fuel oil.*

Introduction

Liquid sulfur fuels, including heavy grades, are used in cogeneration power plants, which do not have the ability to burn gaseous fuels, in particular when using diesel generators of modern marine diesel engines that can work on fuel oil as well. Such diesel generators are characterized by low specific fuel consumption, and their efficiency reaches 45 %. At temperature pressure Δt = 30 °C, the gas temperature at the outlet of exhaust gas boiler (EGB) is approximately 160 °C, which is associated with an increase in the intensity of low-temperature corrosion to

1.2 mm/year at wall temperatures above 130 °C. At the same time, pollution intensity of low-temperature heating surfaces (LTHS) increases as result of which intensity of heating surfaces heat transfer is decreased and aerodynamic resistance of EGB is increased.

Literature Review

In [1] as consequence of deteriorated fuel quality, soot deposits on the EGB tubes, had increased and, in some cases, had resulted in soot fires. In extreme cases, the soot fire had developed into a high temperature iron fire in which the boiler itself burned.

According to data of [2-3], when water-fuel emulsion (WFE) is combustion, the deposits become loose, or fully absent due to decrease of soot and coke generation. During combustion of WFE drops micro-explosions are observed, which intensify burning process, which is also observed in combustion chambers of combustion engines [4]. However, in these literary sources there is no quantitative data of pollution intensity.

In [5] the results of experimental studies on effect of standard diesel fuel (DF) combustion and environmental diesel fuel (EDF), with water content of 12…31 % by mass on indicators of toxicity and smoke of exhaust gases are presented. According to [5], indisputable advantage of using EDF in diesel engine is its effect on exhaust gases smoking, which in maximum load is decreased in 1.3...2.7 times. According to the data [5, 6] using of WFE does not require constructive alterations of diesel engine and can significantly improve environmental characteristics of engine.

Majority of the studies reported that soot and particulate matter (PM) were reduced with increase in water concentration [7]. Numerical and experimental study showed reduction in the soot emission of 68% and 75% that when 10% and 15% respectively of water content by volume in the WFE were used [8]. From the various experimental results reported, the majority of the studies confirmed that soot and PM are reduced by using the WFE emulsion fuel [9]. WFE is used as alternative fuel and decreases the emissions of NOx and PM in diesel engines [10]. Based on the obtained results [11], it can be stated that an operation of the engine with diesel fuel and WFE reduces emissions of PM in 2.5...3.5 times, that can be explained by the presence of water vapor in combustion chamber as a catalyst that helps burning carbon particles and other components difficult to oxidize.

In [12] the influence of parameters of combustion process in existing low capacity boiler plants on the level of formation of nitrogen oxides, carbon monoxide and soot was studied.

In [13], the data on the growth rate of pollutions, obtained during experimental researches on an auxiliary boiler with excess air factor α 1.05...1.45, were published in the combustion of fuel oil and WFE with sulpfur content of 0.98...2.0 %. The test duration was 2...12 hours, the mass of coke-soot deposits was 20...207 g/m^2 in the region of the acid peak at surface temperature t_s = 105...115 °C.

Analysis literary sources showed there is no quantitative data of pollution intensity of EGB heating surfaces while WFE combustion.

The intensity of pollution processes depends mainly on sulpfur content of fuel, excess air factor at which combustion takes place, water content of fuel (or WFE), heating surface temperature. Considering the foregoing, the following research objective was set.

The aim of research is to obtain the correlations for dependence of specific mass of pollution ΔG_p upon excess air factor α, water W^r and sulfur content S^r. The research tasks:

experimental researches of LTHS pollution processes of EGB at excess air factor α = 1.5...3.0, that influence a heat transfer intensity, and EGB working reliability;

study of influence of excess air factor α, water content of emulsion W^r and sulfur content of fuel S^r on pollution intensity;

theoretical substantiation of forecasting of pollution processes on basis of statistical data and results of experimental studies with excess air factor α = 1.5...3.0.

Research Methodology

Experimental researches of pollution intensity at wall temperature values below dew point temperature of sulpfuric acid vapors were carried out in an experimental setup with combustion of fuel oil and WFE based on them at α values of up to 1.5 (Fig.1) and EGB established after diesel engine at α = 2.9 [14].

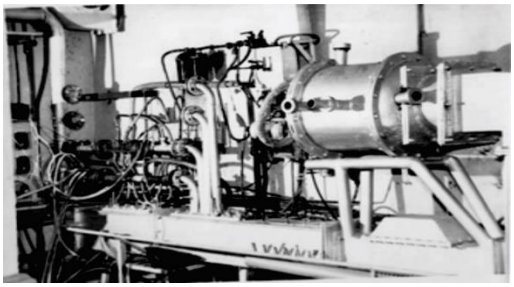


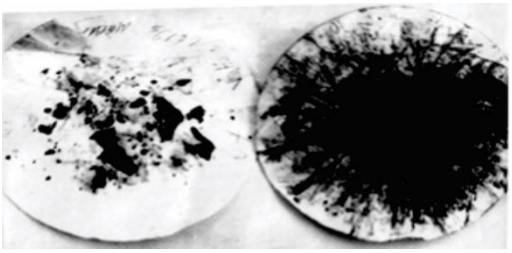
Fig. 30. General view of experimental setup

The experimental installation includes the following elements: combustion chamber, burner, fuel preparation system, gas duct. The form of combustion chamber provides a good filling of torch. The dimensions of the chamber: length – 800 mm, internal diameter – 300 mm, volumetric heat generation density of combustion space when burning 1 kg of fuel per hour is 0.31 MW/m^3. A rotary nozzle is used as a burner. Much attention during development and commissioning of experimental setup was paid to fuel system, which is designed to burn from 1 to 3 kg/h of fuel. Preparation of WFE for combustion in furnace of experimental setup was carried out in a separate installation. Air is supplied to the burner by a fan through the air heater. The temperature of hot air was 150...180 °C. The flue gases were removed from the installation by exhaust fan.

There were working areas with sample tubes with an outer diameter of 25 mm provided in installation gas duct to study pollution process. Cooling of samples to study LTHS pollution was carried out with air from a receiver or from four thermostats with water and oil.

The assemblies of three tube samples were installed in gas duct of experimental setup, where gas velocity was 7...8 m/s and its temperature about 200 °C. Diesel fuel and WFE with different water content W^r were burnt in combustion chamber at values of excess air factor α within limits of 1.1...3.0. For conducting of experimental researches on real EGB there were special probes with tubular specimens made. In gas duct of EGB between packages there were 4 probes, that provide measurement of ΔG_p in 2, 4, 8 and 12 hours.

Fig. 2 shows flushing pollutions during combustion of fuel oil and WFE. When WFE is burnt with W^r = 30 % the pollution consists mainly of membrane of sulfates with soot and ash. When fuel oil is burnt with W^r = 2 % the pollution consists of soot and ash deposits. Determination of specific mass on pollution external surface of sample tubes was carried out by gravitation method.



(a) (b)

Fig. 31. Microstructure of pollution: (a) - on sample filter using WFE (fragments of a membrane of sulfates with soot and ash); (b) - fuel oil (soot and ash deposits)

When creating a model of pollution process development to determine cleaning periodicity of LTHS, it is necessary to know kinetics of pollution processes development of these surfaces. The regularities of their development can be obtained only on the base of experimental data. Carrying out studies of pollution processes during about 1000 hours on experimental setup causes great difficulties.

Therefore, in order to estimate a pollution intensity when combustion of various fuels under different combustion regimes, a pollution process kinetics with duration of experiments for 2, 4, 8 and 12 hours was studied, in order to obtain approximate equations that will enable to predict development processes at any time.

The adequacy of obtained results was evaluated by comparing received values of pollution intensities with published operational data and results of long-term experiments.

The experimental data approximation of specific mass of pollution was carried out in the form of correlation $\Delta G_p = A \cdot \tau^n$, where A, n are constant coefficients for each regime that determine the nature of curve. To find values of the coefficients, the mathematical tools of the Advanced Grapher program were used. Approximate correlations of

pollution processes kinetics were found in the form of correlations - the specific mass of pollution as function $\Delta G_p = f(\tau)$, that make it possible to predict development of these processes.

Planning an experiment is one of methods of mathematical modelling that allows an experimenter better to understand the processes that take place, to determine correlationships between input and output parameters, to draw reliable conclusions and to obtain multifactor mathematical models with the desired statistical properties. The STATGRAPHICS plus for Windows system allows to select, and graphically represent the features of the analyzed material, from Pareto chart and up to three-factor response surface.

In all considered variants, the coefficient of determination R^2 was higher than 0.9 (0.95...0.99), which, from a statistical point of view, indicates a low dispersion and a rather high reliability of equations obtained.

Results

The carried out researches of pollution kinetics allowed to obtain semi-empirical correlations:

specific mass of pollution ΔG_p from sulphur content S^r

$$\Delta G_p = f(S^r) \quad (1)$$

specific mass of pollution ΔG_p from excess air factor □

$$\Delta G_p = f(\alpha) \quad (2)$$

specific mass of pollution ΔG_p from water content W^r

$$\Delta G_p = f(W^r) \quad (3)$$

The correlations, shown in Fig. 3, at S^r = 1.5 % were showed an increase of ΔG_p with increasing excess air factor α. When fuel was combustion with W^r = 2 % with an increase of α from 1.05 to 2.9, the value of ΔG_p increased by 2.7 times, when WFE was combusted with W^r = 17% - by 2.6 times, with W^r = 30% - by 2.3 times. At α = 2.9, an increase in the water content of the fuel from 2 to 30 % leads to decrease of ΔG_p by 1.7 times.

Based on obtained experimental data and approximation equations, taking into account dependences $\Delta G_p = f(\alpha)$ (Fig. 3), dependence of the specific mass of pollution ΔG_p on content of sulfur S^r and water W^r (Fig. 4-5).

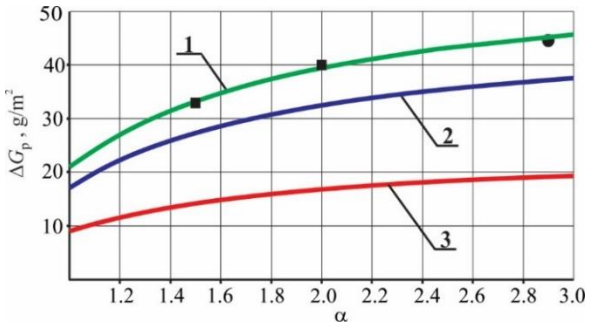


Fig. 32. Correlations of the specific mass of pollution ΔG_p from excess air factor □ while different water content W^r WFE τ = 8 hours, S^r = 1.5 %: 1 – W^r = 2 %; 2 – W^r = 17 %; 3 - W^r = 30 %

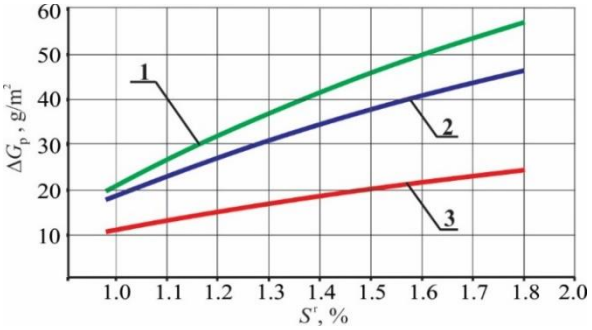


Fig. 33. Correlations of the specific mass of pollution ΔG_p from sulphur content S^r while different water content W^r WFE τ = 8 hours, α = 2.9 %: 1 – W^r = 2 %; 2 – W^r = 17 %; 3 - W^r = 30 %

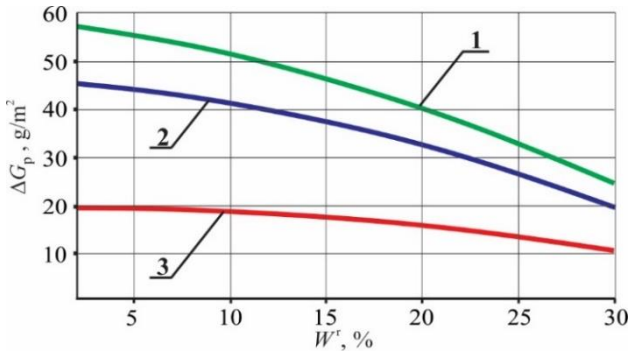


Fig. 34. Correlations of the specific mass of pollution ΔG_p from water content W^r WFE while different sulphur content S^r WFE τ = 8 hours, α = 2.9 %: 1 – S^r = 1.8 %; 2 – S^r = 1.5 %; 3 - S^r = 0.98 %

The correlations, shown in Fig. 4, $\Delta G_p = f(S^r)$ (specific masses of pollution) with the same value of α = 2.9 were showed. When fuel was combusted (W^r = 2 %) with increasing S^r from 0.98 to 1.8 % the value of ΔG_p increased by 3.1 times. When WFE was combusted with W^r = 17 % ΔG_p increased by 2.8 times, at W^r = 30 % - by 3.3 times under the same conditions.

In Fig. 5 is represented dependence $\Delta G_p = f(W^r)$ for S^r, equal to 0.98, 1.5 and 1.8 % for α = 2.9. The obtained correlations have shown that with an increase in W^r in emulsion ΔG_p decreased. At S^r = 0.98 %, when water content of fuel and WFE is increased from 2 to 30 %, ΔG_p is reduced by 1.8 times, at S^r = 1.8% - ΔG_p is reduced by 1.7 times within the same limits change W^r. The higher sulfur content in fuel, dependence curve $\Delta G_p = f(W^r)$ decreases steeper.

With multiple regression analysis, the equation of mean value of ΔG_p from several other variables (S^r, α, W^r) was obtained:

$$\Delta G_p = -48.9368 + 4.5106\alpha + 56.6757S^r + 1.7755W^r - 1.0343\alpha^2 + \\ +7.2389\alpha S^r - 0.1375\alpha W^r - 11.0309\left(S^r\right)^2 - 0.9136W^r S^r - 0.027\left(W^r\right)^2 \quad (4)$$

The equation gives acceptable values of ΔG_p in the range of values α = 1.5…2.9, S^r = 0.98…2 % and W^r = 2…30 %.

The obtained regression equation allows calculating pollution coefficient of condensation heating surfaces of EGB, which is necessary for calculation of heat exchange intensity of dry and condensing heating surfaces of EGB during their design.

The Pareto chart obviously shows that sulpfur content S^r (factor C), water content in emulsion W^r (factor A) and α (factor B) (Fig. 6) have statistically significant effects. This is indicated by fact that corresponding columns cross vertical line, which corresponds 95 % level to determine significance of factors influence. The Pareto chart shows that quadratic terms give significant effects. The corresponding columns BC and CC intersect vertical line, which represents 95 % of confidence probability.

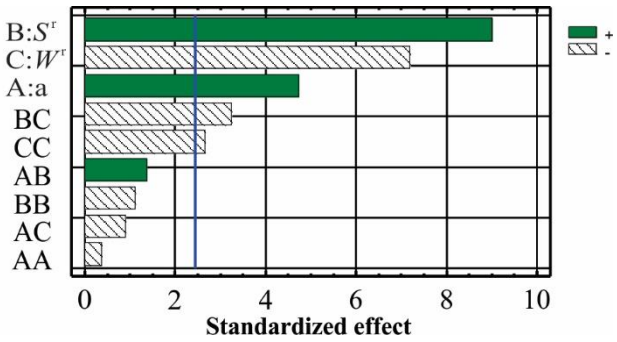


Fig. 35. Pareto chart for ΔG_p

Numerical data of the table (Table 1) confirm that factors A, B, C and factors interactions BC and CC give statistically significant effects (p-value < 0.05). At same time, influence of factor interactions AB, BB, AC and AA are insignificant.

Table 26. Analysis of variance for ΔG_p

Source	Sum of squares	Df	Mean square	F-ratio	p-value
A: α	458.07	1	458.07	22.41	0.0032
B: S^r	1656.32	1	1656.32	81.02	0.0001
C: W^r	1058.0	1	1058.0	51.75	0.0004
AA	2.9475	1	2.9475	0.14	0.7172
AB	38.706	1	38.706	1.89	0.2180
AC	16.6753	1	16.6753	0.82	0.4013
BB	25.3648	1	25.3648	1.24	0.3080
BC	213.651	1	213.651	10.45	0.0178
CC	144.152	1	144.152	7.05	0.0378

It is advisable to apply contours of estimated response surface (Figs. 7-9) for more detailed research of the maximum and minimum regions.

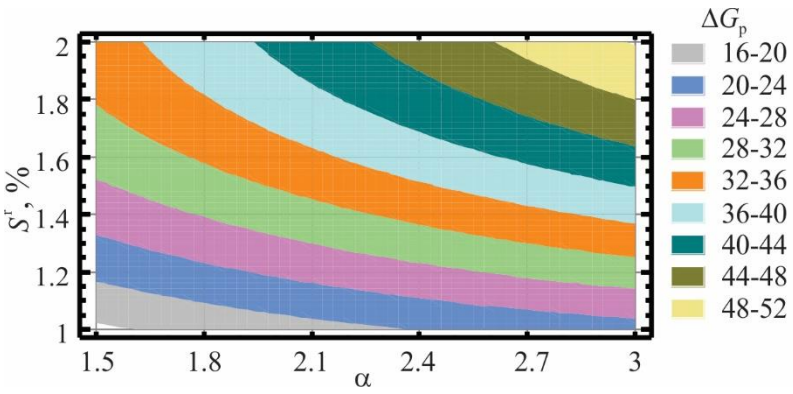


Fig. 36. Contours of estimated response surface $\Delta G_p = f(S^r$, □□ while: (a) – W^r = 17 %

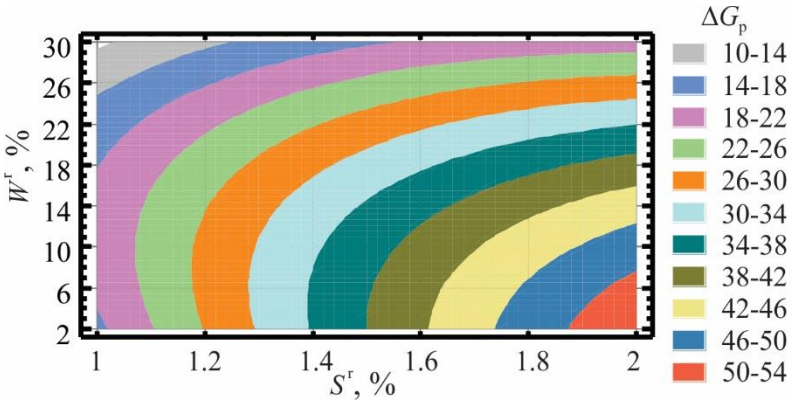


Fig. 37. Contours of estimated response surface $\Delta G_p = f(W^r, S^r)$ while □ = 2

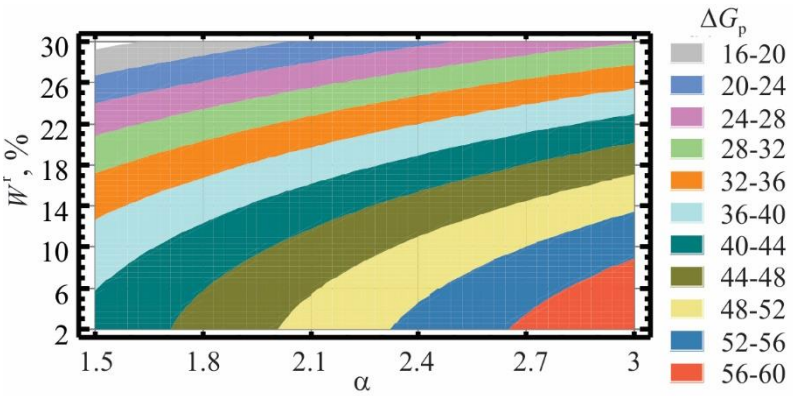


Fig. 38. Contours of estimated response surface $\Delta G_p = f(W^r, \square)$ while $S^r = 1.8$ %

Analysis of the contours of estimated response surface (Fig. 9) showed that the lowest value is observed when $W^r = 30$ %, $\square = 1.5$, $S^r = 1$ %, and the largest - $W^r = 2$ %, $\square = 3$, $S^r = 2$ %.

When WFE is burned, the rate of low-temperature corrosion and pollution decreases, that makes it possible to degrease exhaust gas temperature at the outlet from EGB up to 80…100 °C, to install condensation low-temperature heating surfaces (third evaporator with pressure p = 150 kPa and section of hot water) in the EGB. Using of EGB with condensation heating surfaces provides increasing thermal power by 25 %.

Conclusions

The best burning out of fuel combustible components due to applying a WFE provides decreasing a concentration of solids and soot in the exhaust gases and hence their toxicity.

The kinetics of low-temperature pollution on EGB condensation surfaces with water-fuel emulsion combustion are investigated to obtain approximation equations for predicting processes development.

The semi-empirical correlations for dependences of the specific mass of pollution upon water content of WFE, sulfur content in fuel oil and excess air factor with wall temperatures below dew point temperature of sulfuric acid pair have been obtained on the base of experimental data.

The regression equations have been obtained that make it possible to estimate the influence of various factors such as water content of the WFE, sulfur content in fuel oil and excess air factor on pollution intensity.

The regression equation allows to determine the specific mass of pollution on the low-temperature heating surfaces of EGB. The physical model is developed to describe the pollution process adequately and to determine values of factors where the lowest intensity of pollution is observed.

REFERENCES

[1] Soot deposits and fires in exhaust gas boilers. MAN Diesel & Turbo. September (2014).

[2] Wojs M.K., Orliński P., Kamela W., Kruczyński P. (2016). Research on the influence of ozone dissolved in the fuel-water emulsion on the parameters of the CI engine. In: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, vol. 148, 1-8.

[3] Baskar, P., Senthil Kumar, A. (2017). Experimental investigation on performance characteristics of a diesel engine using diesel-water emulsion with oxygen enriched air. Alexandria Engineering Journal, 56(1), 137-146.

[4] Miao, Y.C., Yu, C.L., Wang, B.H., Chen, K. (2013). The applied research of emulsified heavy fuel oil used for the marine diesel engine. Advanced Materials Research, 779, 469-476.

[5] Parsadanov, I.V., Solodovnikov, V.V. (2011). Application of water fuel emulsion in autotractor diesel. Ecological efficiency (part 1). Internal Combustion Engines, 2, 118-120.

[6] Zang, T., Okada, H., Tsukamoto, T., Ohe, K. (2007). Experimental study on water particles in the combustion of marine four-stoke diesel engine operated with emulsified fuels. Paper 193. CIMAK, Vienna.

[7] Vellaiyan, S., Amirthagadeswaran, K.S. (2016). The role of water-in-diesel emulsion and its additives on diesel engine performance and emission levels: A retrospective review. Alexandria Engineering Journal, 55, 2463-2472.

[8] Gupta, R.K., Sankeerth, K.A., Sharma, T.K, Rao, G., Murthy, K.M. (2014). Effects of water-diesel emulsion on the emission characteristics of single cylinder direct injection diesel engine - A review. Applied Mechanics and Materials, 592, 1526-1533.

[9] Patel, K.R., Dhiman, V. (2017). Research study of water- diesel emulsion as alternative fuel in diesel engine – An overview. International Journal of Latest Engineering Research and Applications, 2(9), 37-41.

[10] Patel, N., Modi, M., Patel, T. (2017).Investigation of diesel engine with water emulsifier - A review. International Research Journal of Engineering and Technology, 4(2), 879-883.
[11] Kruczyński, P., Orliński, P., Kamela, W., Ślęzak, M. (2018). Analysis of selected toxic components in the exhaust gases of a CI engine supplied with water-fuel emulsion. Polish Journal of Environmental Studies, 27(1), 129-136.
[12] Katin, V., Kosygin, V., Akhtiamov, M., Vol'khin, I. (2018). Mathematical models of the output of major pollutants in the process of burning water fuel oil emulsions in boiler plants. In: 19th International scientific conference Energy Management of Municipal Transportation Facilities and Transport, EMMFT, vol. 692, 987-997.
[13] Akimov, A.V. (2008). Emission reduction dynamics and sours with combustion of water-fuel emulsion in boilers. Scientific papers. Scientific-methodical journal. Technological safety, 95(82), 39-46.
[14] Kornienko, V.S. (2013). Research of low temperature corrosion and pollution dynamics low-temperature heating surfaces of exhaust gas boilers. Fishery of Ukraine, 3, 62-65.

Радченко М., Радченко Р., Корнієнко В., Пирисунько М.

Напівемпіричні залежності процесів забруднення на конденсаційних поверхнях утилізаційних котлів при спалюванні водопаливних емульсій

Проведено експериментальні дослідження кінетики низькотемпературного забруднення конденсаційних поверхонь утилізаційних котлів при спалюванні водопаливних емульсій для отримання апроксимаційних рівнянь для прогнозування розвитку процесів. Теплотехнічні вимірювання параметрів проводили стандартними методами. На основі експериментальних даних розроблені напівемпіричні кореляційні залежності питомої маси забруднення від вмісту води у водопаливній емульсії, вмісту сірки в мазуті та надлишку повітря при температурі стінки нижче температури точки роси пари сірчаної кислоти. Отримано рівняння регресії для визначення питомої маси забруднення на низькотемпературних поверхнях нагріву. Рівняння регресії дозволяють оцінити вплив різних факторів, таких як вміст води у водопаливній емульсії, вміст сірки в мазуті та коефіцієнт надлишку повітря на інтенсивність забруднення. Отримана модель дозволяє адекватно описати процес забруднення та визначити значення факторів, де спостерігається найменша інтенсивність забруднення. Отримані співвідношення та рівняння для питомої маси забруднення можуть бути використані для визначення термічної опору шару забруднення, необхідного для проектування та експлуатації конденсаційних поверхонь утилізаційних котлів.
Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, низькотемпературні поверхні нагріву, мазут.

УДК 621.181.27

CORRELATIONS FOR POLLUTION ON CONDENSING SURFACES OF EXHAUST GAS BOILERS WITH WATER-FUEL EMULSION COMBUSTION

Victoria Kornienko[1], Roman Radchenko[1], Aleksander Stachel[3], Andrii Andreev[1],
Maxim Pyrysunko[1]
[1]Kherson branch of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Kherson, Ukraine
[2]Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Ukraine
[3]West Pomeranian University of Technology, Szczecin, Poland
nirad50@gmail.com; kornienkovika1987@gmail.com

Abstract. *Experimental researches of pollution intensity at wall temperatures below dew point of sulfuric acid vapors were carried out on the experimental setup with combustion of fuel oils and WFE. Based on the experimental-theoretical data the correlations for dependence of pollution coefficient of WFE, wall temperature, gas speed, pipe diameter and pipe steps have been developed. The regression equation makes it possible to estimate the influence of various factors such as water content of WFE, wall temperature and gas speed on pollution coefficient. Analysis of the re-search results has shown that WFE combustion with water content of 30 % re-duces the level of pollution coefficient of heating surfaces and increases the clean-ing periodicity. The obtained values of pollution coefficients can be used in the design and operation of condensing heating surfaces of boilers.*
Keywords: *low-temperature heating surfaces, exhaust gases, fuel oil.*

Introduction

An exhaust gas boiler (EGB) is the main waste heat recovery equipment that influences considerably on the efficiency of any thermal power plant from cogenerative internal combustion engines and gas turbines [1, 2] to

trigenerative plants generating power, heat and cooling (refrigeration and air conditioning) [3-5], i.e. practically in all waste heat recovery technics [6-8]. Using of condensing low-temperature heating surfaces (LTHS) in EGB allows to increase the economic efficiency and environmental performance of boilers and thermal power plants in the whole. When fuel oil is burnt the intensity of low-temperature corrosion (LTC) increases to 1.2 mm/year at wall temperatures above 130 °C. The pollution intensity increases too. In the case of water-fuel emulsions (WFE) combusted with water content of W^r = 30 % [9, 10] or injection water in combustion chamber [11] there is a significant decrease of LTC intensity to the level 0.25 mm/year, due to the passivation of the metal [12, 13] under a thin layer of sulfuric acid condensate by absorbed nitrogen oxides. That makes it possible to install condensing LTHS at a wall temperature t_w below the dew point temperature of sulfuric acid vapors and, consequently, provides possibility to use heat of condensing vapors of H_2O and H_2SO_4 at t_w until 65…70 °C within high working reliability of these condensing LTHS. The best burning out of fuel combustible components due to applying a WFE provides decreasing a concentration of solids and soot in the exhaust gases and hence their toxicity [14, 15] and pollution layer [16].

Literature review

Many studies focus on the reuse of exhaust gases for cogeneration [17] and the use of this energy for pre-drying in coal power plants, which increases the thermal efficiency of the system by approximately 2 % [18]. Zhang et al. [19] presented the idea of reducing the flue gas temperature below the dew point of the water vapor within it to simultaneously recover latent heat and obtain clean water. The heat transfer mode of this method is a direct contact mode that utilizes the flue gas desulfurization scrubber as a flue gas water vapor condensing heat exchanger. Similarly, Bilirgen et al. [20] developed an analytical model for a flue gas condensing heat exchanger system to predict the heat transferred from the flue gas to the cooling water and the water vapor condensation rate in the flue gas. Considering the actual concern for reducing the fuel consumption along with pollution reduction, the condensing boilers get a major importance for the manufacturers. In the context, more and more small boilers producers shift their non-condensing units to condensing units. Because of economical constraints linked to manufacturing costs it is of outmost importance for the producers to study a range of constructive solutions in the design stage [21]. The numerical and computational modeling of a boiler made out of packages of finned tubes and packages of smooth pipes is presented in the paper [22].

The presence of deposits on heat exchange surfaces in condensers and regenerative exchangers of ship and land steam power plants is always connected with the increase of the wall temperature due to additional thermal resistances resulting from accumulated deposits. In the article [23], based on the results of the author's own experimental research, the types of pollution accumulating on heat exchange surfaces on the water vapor side of heat exchange apparatus in marine and land steam power plants and quantitative measures of the unevenness of the surface layer of these deposits are presented.

Energy extraction beyond the dew point of the moisture present within the flue gas are quite attractive. In study [24], a novel waste heat and water recovery system composed of an organic Rankine cycle and cooling cycles using singular working fluid accompanied by phase change was proposed and optimized for maximum power output. Heat exchangers, which cool boiler flue gas to temperatures below the water vapor dew point, can be used to capture moisture from flue gas and reduce external water consumption for power plant operations [25]. At the same time, thermal energy removed from the flue gas can be used to improve unit heat rate. Recent data also show that emissions of air toxics from flue gas would be reduced by use of condensing heat exchangers [26]. A set of fault detection and diagnosis tools for dynamic energy efficiency monitoring and assessment in condensing boilers is developed in works [27, 28].

When conducting heat-engineering calculations of LTHS during combustion of liquid fuels and WFE based on them, it is necessary to know the values of the thermal resistance of the pollutions on the dry surfaces and condensing LTHS. For dry convective heating surfaces, the values of ε_p are received in accordance with [29]. The normative method [29] recommends, with excess air factor α above 1,03, to take the value ε_p = 0.005 m^2·K/W for dry LTHS during combustion fuel oil, regardless of the gas velocity w_g, wall temperature t_w and water content in fuel oil W^r. For condensing LTHS during combustion of fuel oil and WFE, recommendations on the choice of the values of ε_p are not presented in publications.

Analysis literary sources showed there are no data on the values of the pollution coefficients for both condensing and dry heating surfaces with WFE combustion.

The aim of research is to obtain the correlations for dependence of the pollution coefficients (thermal resistance) of the layer of pollution on the wall temperature t_w, gas velocity w_g, water content of WFE W^r based on sulfurous fuel oil for dry and condensing heating surfaces. The research tasks:

– study of influence of wall temperatures t_w, gas speed w_g and water content of WFE W^r on the value of pollution coefficient ε_p for dry and condensing heating surfaces;

– obtaining the regression equation of influence of various factors such as water content of the WFE W^r, gas speed w_g and wall temperature t_w on pollution coefficient;
– determine the cleaning periodicity dry and condensation heating surfaces.

Research Methodology

The absence of reliable methods for calculating heat transfer under conditions of condensation of water vapor from steam-gas mixtures with a high content of non-condensable gases on the surface of a pollution layer requires theoretical and experimental studies. Experimental researches of pollution intensity at wall temperature values below dew point temperature of sulfuric acid vapors were carried out in an experimental setup with combustion of fuel oils and WFE based on them [16].

Based on the conduct experimental and theoretical researches with fuel oil and WFE based on them combustion [16], the correlations of pollution average thickness δ and coefficient of equivalent thermal conductivity λ were obtained as a function of the wall temperature. It made possible to develop the correlations of the pollution coefficients $\varepsilon_p = \delta / \lambda$ on the wall temperature $\varepsilon_p = f(t_w)$ at the time of gas flow impact τ = 1000 h (Fig. 1).

When carrying out thermal calculations of LTHS, it is necessary to carry out zone calculations: for the vapor-liquid zone (t_w = 120...140 °C) the variable values ε_p from t_w should be taken (Fig. 1); in the ranges of t_w equal to 120 °C and below (up to 70 °C) (condensation surfaces) and t_w equal to 140 °C and above (up to 240 °C) (dry surfaces), constant values of ε_p should be taken depending on the water content level (shown in Fig. 1 in dotted lines). As can be seen from the graphical correlations presented in Fig. 1 in the zone t_w = 120...140 °C a sharp increase of ε_p values is observed.

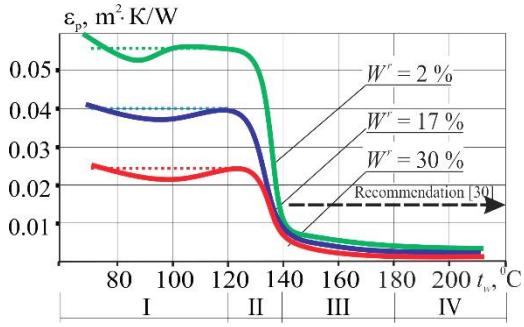


Fig. 39. Correlations for dependence of pollution coefficient ε_p on wall temperature t_w during combustion fuel oil and WFE based on them (at zones of heating surfaces EGB): I – condensing surface, II – economizer, III – evaporator, IV – superheater

For astimating the adequacy of the research results ε_p values obtained for dry LTHS (III, IV zones) were compared with recommended [29]. It should be noted coincidence of obtained ε_p values for fuel oil with recommended in [29] values.

Based on experimental and theoretical researches the dependence of pollution coefficient $\square_p$ values on the wall temperatures t_w, gas speed w_g and water content of WFE W^r, pipe diameter and pipe steps were obtained.

For evaluation of the joint effect of three factors (t_w, w_g, W^r) on the pollution coefficient $\square_p$, determination of the values of constants and weight coefficients in the equation of multifactorial regression, the Statgraphics Plus for Windows system, providing access to a full set of statistical methods and providing an opportunity to conduct an extended regression analysis was used. Determination coefficients in all presented equations are found on level 0.96…0.99.

Results

The carried out experimental-theoretical researches of pollution kinetics allowed to obtain correlations for vapor-liquid zone:

– pollution coefficient $\square_p$ from wall temperature t_w

$$\square_p = f(t_w), \quad (4)$$

– pollution coefficient $\square_p$ from gas speed w_g

$$\square_p = f(w_g), \quad (5)$$

– pollution coefficient $\square_p$ from water content W^r

$$\square_p = f(W^r).$$

(6)

The correlations in Fig. 2 are received at w_g = 8 m/s and show an increase of $\square_p$ with rising wall temperature t_w. When fuel was combusted at W^r = 2 % with an increase of t_w from 120 to 140 °C, the value of $\square_p$ increased by 4.3 times, when WFE was combusted at W^r = 17% - by 4.4 times, at W^r = 30% - by 3.6 times. At t_w = 130 °C, an increase in the water content of the WFE from 2 to 30 % leads to decrease of $\square_p$ by 2 times.

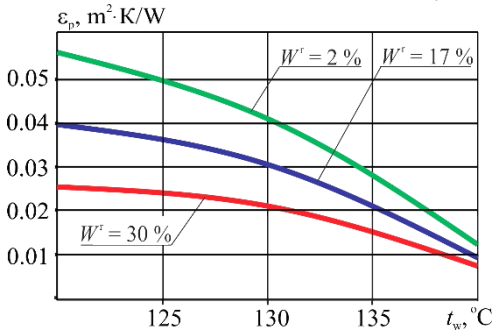


Fig. 40. Correlations for dependence of pollution coefficient εp on wall temperature t_w at different water content W^r WFE (w_g = 8 м/с)

There were obtained correlations for dependence of εp on gas speed w_g (Fig. 3) and water content of emulsion W^r (Fig. 4) for condensing (t_w below 120 °C) and dry (t_w above 140 °C) heating surface.

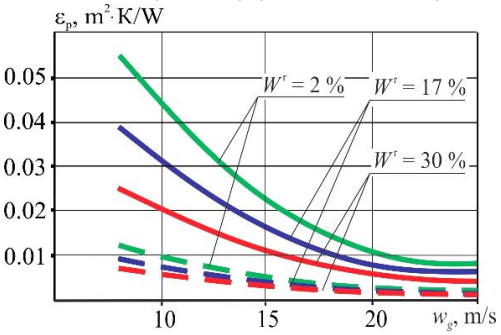


Fig. 41. Correlations for dependence of pollution coefficient εp on of gas speed w_g at different water content W^r WFE: —— – t_w = 120 °C; −−− – t_w = 140 °C

At fuel oil and WFE combustion within increase of water content WFE from 2 to 30 % the value of εp for dry heating surface decreases in 1,5 times; within increase of gas speed from 8 till 25 m/s - in 6 times. At fuel oil and WFE combustion within increase of water content WFE from 2 to 30 % the value of εp for condensing heating surface decreases in 2.2 times; within increase of gas speed from 8 till 25 m/s – in 6.8 times.

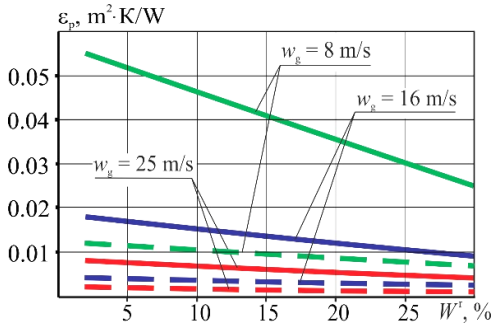


Fig. 42. Correlations for dependence of pollution coefficient εp on water content W^r WFE within different gas speed w_g: —— – t_w = 120 °C; −−− – t_w = 140 °C

The statistical data processing made it possible to obtain equation for the vapor-liquid zone of LTHS at combustion fuel oil and WFE, taking into account influence of wall temperatures t_w, gases speeds w_g and water content of WFE W^r on the value of pollution coefficient in the form:

$$\varepsilon_p = (207.419 - 0.1797 t_w - 3.6845 W^r - 11.3073 w_g + 0.0226 t_w W^r) \cdot 10^{-3} \quad (7)$$

Equation gives the values of ε_p in the range of magnitudes: t_w = 120…140 °C, W^r = 2…30 %, w_g = 8…25 m/s.

Experimental-theoretical data on the effect of pipe diameter and pipe steps on the magnitude of the pollution coefficient are shown in Fig. 5 and Fig. 6.

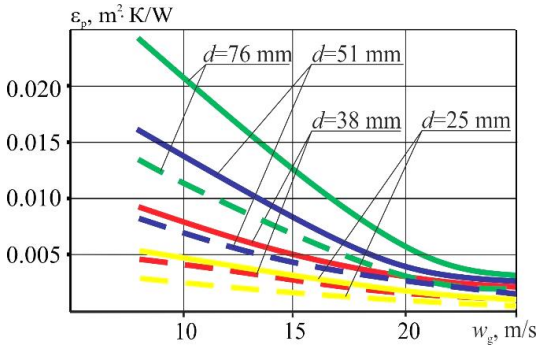


Fig. 43. Correlations for dependence of pollution coefficient ε_p on gas speed w_g within different pipe diameter (s_2/d = 2, τ = 8 hours, t_w = 130 °C): —— – W^r = 2 %; – – – – W^r = 30 %

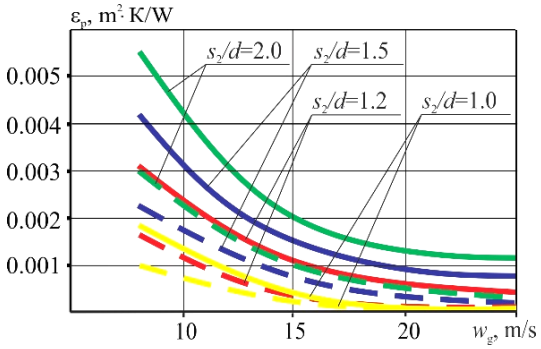


Fig. 44. Correlations for dependence of pollution coefficient ε_p on gas speed w_g within different pipe steps s_2/d (d = 25 mm, τ = 8 hours, t_w = 130 °C): —— – W^r = 2 %; – – – – W^r = 30 %

The graphs show a very strong dependence of the pollution coefficient □p on the pipe diameter. So, with a decrease in diameter from 76 to 25 mm for a chess arrangement, the value of ε_p decreases in average by 5 times, and with a decrease from 38 to 25 mm - by 2 times.

As experience shows, during the transition to small diameters, the similarity of the pollutant layer is not fully observed, and the decrease in the thickness of the pollutant layer is more significant than the decrease in diameter.

According to the relation results [16] and values $\varepsilon_p = f(\tau)$ there were obtained values of periodic cleaning for dry and condensing surfaces (Fig. 7, 8) while fuel oil and WFE combustion.

The results of calculations of ε_p at a wall temperature of 110 °C (in the region of the "acid peak"), show that with an increase water content of WFE up to 30 % due to a decrease in the concentration of solid particles (one of the pollution components) by 3 times, a decrease in the corrosion rate by 3...5 times, which determines the thickness of the sulfate layer, the decrease in the thickness of pollution (by bulk density) is almost 4 times and increases the period between heating surfaces cleaning.

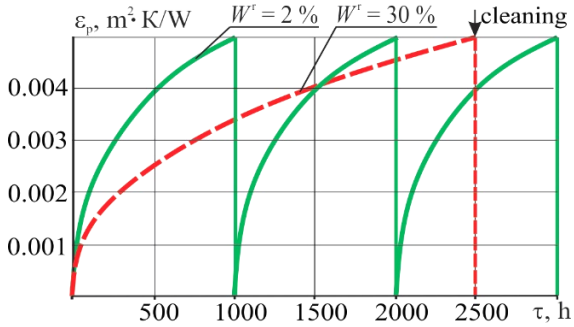


Fig. 45. Correlations for dependence of cleaning periodicity while reaching equal pollution coefficient for dry heating surface

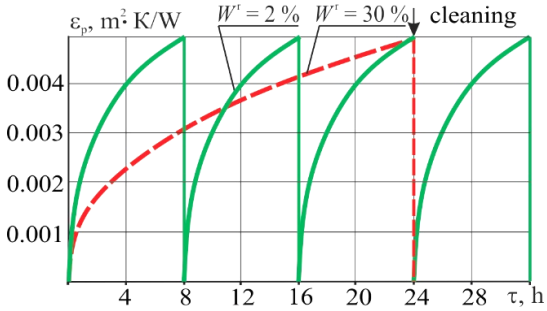


Fig. 46. Correlations for dependence of cleaning periodicity while reaching equal pollution coefficient for condensing heating surface

The obtained approximating equations of pollution for condensing LTHS give the opportunity to determine the frequency of intensive cleaning (according to Fig. 7, 8), for example, by washing, determined by the exposure time value of the flue gas flow at which the same pollution coefficient ε_p is reached, equal to 0,005 $m^2/K \cdot W$. It was assumed that under different fuel combustion conditions all deposits are removed up to the sulfate layer. The growth of the sulfate layer is determined by the corrosion rate taking into account the ratios of iron valency.

The results of computational studies showed that during the transition to burning WFE with $W^r = 30$ %, the cleaning periodicity of dry surfaces increases from 1000 hours at $W^r = 2$ % to 2500 hours at $W^r = 30$ % (Fig. 7). The cleaning periodicity of condensing surfaces increases from 8 hours at $W^r = 2$ % to 24 hours at $W^r = 30$ % while ensuring reliable operation of EGB heating surfaces (Fig. 8).

Conclusions

Analysis literary sources showed there are no data on the values of the pollution coefficients for both condensing and dry heating surfaces with WFE combustion.

The correlations for dependences of the pollution coefficient upon water content of WFE, gas speed, wall temperature, pipe diameter and pipe steps with wall temperatures below dew point temperature of sulfuric acid pair have been developed on the base of experimental-theoretical data.

The regression equation has been obtained that makes it possible to estimate the influence of water content of the WFE, gas speed and wall temperature on pollution coefficient. Obtained relations and regression equation $\varepsilon_p = f(t_w, W^r, w_g)$ are useful for designing the condensing heating surfaces EGB.

The values obtained for dry cleaning periodicity and condensing heating surfaces can be used to develop recommendations for their operation.

The work considers only one of the aspects of problem-the pollution intensity of condensing heating surfaces of EGB when heavy fuels and WFE based on them combustion in ICE. Research in this direction can be continued. We see the prospects for further study of the problem in a more detailed study of the impact of WFE spray quality on the pollution intensity of condensing heating surfaces.

REFERENCES

[1] Radchenko, R., Radchenko, A., Serbin,S., Kantor, S., Portnoi, B. (2018). Gas turbine unite inlet air cooling by using an excessive refrigeration capacity of absorption-ejector chiller in booster air cooler. In: HTRSE-2018, E3S Web of Conferences 70, 03012, 6 p.

[2] Radchenko A., Radchenko M., Konovalov A., Zubarev A. (2018). Increasing electrical power output and fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by absorption chiller scavenge air cooling on the base of monitoring data treatment. In: HTRSE-2018, 6 p. E3S Web of Conferences 70, 03011
[3] Radchenko, M., Radchenko, R., Ostapenko, O., Zubarev, A., Hrych, A. (2019). Enhancing the utilization of gas engine module exhaust heat by two-stage chillers for combined electricity, heat and refrigeration. In: 5th International Conference on Systems and Informatics, ICSAI 2018, pp. 240-244. Jiangsu, Nanjing, China
[4] Radchenko, A., Radchenko, M., Trushliakov, E., Kantor, S., Tkachenko, V. (2018). Statistical method to define rational heat loads on railway air conditioning system for changeable climatic conditions. In: 5th International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018, pp. 1308–1312. Jiangsu, Nanjing, China.
[5] Trushliakov, E., Radchenko, M., Radchenko, A., Kantor, S., Zongming, Y. (2018). Statistical approach to improve the efficiency of air conditioning system performance in changeable climatic conditions. In: 5th International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018, pp. 1303–1307. Jiangsu, Nanjing, China.
[6] Radchenko N. (1985). On reducing the size of liquid separators for injector circulation plate freezers. International Journal of Refrigeration, 5(8), 267–269.
[7] Radchenko, N. (2004). A concept of the design and operation of heat exchangers with change of phase. Archives of Thermodynamics: Polish Academy of Sciences, 4(25), 3–19.
[8] Bohdal, T., Sikora, M., Widomska, K., Radchenko, A.M. (2015). Investigation of flow structures during HFE-7100 refrigerant condensation. Archives of Thermodynamics. Polish Academy of Sciences, 4(36), 25–34.
[9] Baskar, P., Senthil Kumar, A. (2017). Experimental investigation on performance characteristics of a diesel engine using diesel-water emulsion with oxygen enriched air. Alexandria Engineering Journal, 56(1), 137-146.
[10] Patel, K.R., Dhiman, V. (2017). Research study of water- diesel emulsion as alternative fuel in diesel engine – An overview. International Journal of Latest Engineering Research and Applications, 2(9), 37-41.
[11] Konovalov, D., Kobalava, H. (2020). Efficiency Analysis of Gas Turbine Plant Cycles with Water Injection by the Aerothermopressor. In: Ivanov V. et al. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 581-591. Springer, Cham.
[12] Bohdal, L., Kukielka, L., Świłło, S., Radchenko, A.M., Kułakowska, A. (2019). Modelling and experimental analysis of shear-slitting process of light metal alloys using FEM, SPH and vision-based methods. In: AIP Conference Proceedings 2078, 020060.
[13] Bohdal, L., Kukielka, L., Radchenko, A.M., Patyk, R., Kułakowski, M., Chodór, J. (2019). Modelling of guillotining process of grain oriented silicon steel using FEM. In: AIP Conference Proceedings 2078, 020080.
[14] Kruczyński, P., Orliński, P., Kamela, W., Ślęzak, M. (2018). Analysis of selected toxic components in the exhaust gases of a CI engine supplied with water-fuel emulsion. Polish Journal of Environmental Studies, 27(1), 129-136.
[15] Miao, Y.C., Yu, C.L., Wang, B.H., Chen, K. (2013). The applied research of emulsified heavy fuel oil used for the marine diesel engine. Advanced Materials Research, 779, 469-476.
[16] Radchenko, M., Radchenko, R., Kornienko, V., Pyrysunko, M. (2020). Semi-Empirical Correlations of Pollution Processes on the Condensation Surfaces of Exhaust Gas Boilers with Water-Fuel Emulsion Combustion. In: Ivanov V. et al. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 853-862. Springer, Cham.
[17] García, S.G., Montequín, V.R., Fernández, R.L., Fernández, F.O. (2019).: Evaluation of the synergies in cogeneration with steel waste gases based on Life Cycle Assessment: A combined coke oven and steelmaking gas case study. J. Clean. Prod., 217, 576–583.
[18] Liu, M., Fu, H.; Miao, G.-Y., Wang, J.-S., Han, X.-Q., Yan, J.-J. (2016). Theoretical study of lignite-fired power system integrated with heat pump drying. K. Cheng Je Wu Li Hsueh Pao/J. Eng. Thermophys., 37, 929–934.
[19] Wei, M., Zhao, X., Fu, L., Zhang, S. (2017). Performance study and application of new coal-fired boiler flue gas heat recovery system. Appl. Energy, 188, 121–129.
[20] Jeong, K., Kessen, M.J., Bilirgen, H., Levy, E.K. (2010). Analytical modeling of water condensation in condensing heat exchanger. Int. J. Heat Mass Transf., 53, 2361–2368.
[21] Antonescu, N., Stănescu, P.-D. (2017). Parametrical Functioning Study for a Small Boiler Condensing Unit. In: Bode F. et al. (eds) Sustainable Solutions for Energy and Environment Conference, EENVIRO 2016. Energy Procedia, vol. 112, pp.563-570. Bucharest, Romania.
[22] Antonescua, N., Stănescua, P-D. (2017). Computational model for a condensing boiler with finned tubes heat exchanger. In: Bode F. et al. (eds) Sustainable Solutions for Energy and Environment Conference, EENVIRO 2016. Energy Procedia, vol.112, pp.555-562.

[23] Hajduk, T. (2018). Research of deposit accumulated on heat exchange surfaces in the light of thermal degradation of heat exchange aparatus of steam power plants part I: Study of real sediments. Polish Maritime Research, 25(1), 99-107.
[24] Syed Safeer Mehdi Shamsi, Assmelash A. Negash, Gyu Baek Cho and Young Min Kim. (2019). Waste heat and water recovery system optimization for flue gas in thermal power plants. Sustainability, 11(7), 1881.
[25] Levy, E., Bilirgen, H., Hazell, D., Goel, N., Jonas, G., Carney, B. (2012). Performance and cost benefit analyses of condensing heat exchangers for cooling boiler flue gas. In: Proceedings 2012 Clearwater Clean Coal Conference, Clearwater, Florida.
[26] Levy, E., Bilirgen, H., Kessen, M., Hazell, D., Carney, B. (2011). Heat exchangers for cooling flue gas to temperatures below the water vapor dewpoint. In: ASME 2011 Power Conference, POWER 2011 Collocated with JSME ICOPE 2011. American Society of Mechanical Engineers, Power Division (Publication) POWER 1(1), 393-399.
[27] Baldi, S., Quang, T.L., Holub, O., Endel. P. (2017). Real-time monitoring energy efficiency and performance degradation of condensing boilers. Energy Conversion and Management, 136, 329-339.
[28] Haep, J., Nani, M. (2000). Compact-design condensing boilers for up to 1000 kW: Part 1 [Kompakte Brennwertkessel bis 1000 kW - Teil 1]. Gaswaerme International, 49(4), 228-233.
[29] Thermal calculation of boiler units (Normative method). (1998). 3rd edn. NGO CKTI, St. Petersburg.

Корнієнко В.С., Радченко Р.М., Стахель А.А., Андреєв А.А., Пирисунько М.А.

Залежності забруднення конденсаційних поверхонь нагріву при спалюванні водопаливних емульсій

Експериментальні дослідження інтенсивності забруднення при температурах стінки нижче температури точки роси пари сірчаної кислоти проводилися на експериментальній установці при спалюванні мазуту і водопаливних емульсій (ВПЕ). На основі експериментально-теоретичних даних побудовані залежності коефіцієнта забруднення від температури стінки, швидкості газу і діаметра труби. Рівняння регресії дозволяє оцінити вплив різних чинників, таких як вміст води в ВПЕ, температура стінки і швидкість газу на коефіцієнт забруднення. Аналіз результатів дослідження показав, що спалювання ВПЕ з вмістом води 30% знижує рівень забруднення поверхонь нагріву і збільшує періодичність очищення. Отримані значення коефіцієнтів забруднення можуть бути використані при проектуванні і експлуатації конденсаційних поверхонь нагріву котлів.

Ключові слова: низькотемпературні поверхні нагріву, вихловні гази, паливо.

УДК 621.181.27

INVESTIGATION OF ROTARY CUP ATOMIZER CHARACTERISTICS USED AS AFTERBURNING INSTALLATION IN EXHAUST GAS BOILER FLUE

Victoria Kornienko[1], Roman Radchenko[2], Andrii Andreev[1] Maxim Pyrysunko[1], Serhiy Forduy[3]
[1]Kherson branch of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Kherson, Ukraine
[2]Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolayiv, Ukraine
[3]PepsiCo, Inc., Kyiv, Ukraine
nirad50@gmail.com; kornienkovika1987@gmail.com

Abstract. *The requirements concerning the development of high performance equipment with low environment impact and high flexibility have increased lately. Therefore, a complex analysis is needed for obtaining the data for designing the afterburning installation. There are few experimental and literature data on a rotary cup atomizer, that does not allow them to obtain criteria equations and especially to determine the average droplet size. The aim of research is to investigate atomization characteristics of rotary cup atomizer. Experimental researches of atomization characteristics were carried out on the experimental setup with atomized liquid of fuel oil, water and water-fuel emulsions. For determining the droplet diameter of atomized liquid, the method of collecting droplets on glass slides coated with a layer of viscous liquid, in which the droplets of atomized liquid do not dissolve, was used. The uneven distribution of atomized liquid around the axis of atomizer was measured using a sector collector. The dependence of the effect of over the cross section of atomizer cup on the average droplet diameter of atomized fuel, the coefficient of uneven distribution of atomized liquid around the axis of atomizer, the atomizer root angle on air pressure and on atomizer speed have been investigated developed based on the experimental data. Based on the experimental and theoretical data, a nozzle with atomizer diameter d_p = 25 mm was selected, which satisfactorily atomizes the fuel at a flow rate of 1...3 kg/h and provides the required diameter of emulsion droplets.*

Keywords: *water-fuel emulsion, exhaust gases, rotary cup atomizer, droplet diameter, atomization characteristics.*

Introduction

When using modern internal combustion engines (ICE) with utilizing exhaust gas heat, it may not be enough to generate steam in exhaust gas boiler (EGB) to ensure the operation of recovery turbo-generator (RTG) at such values of ICE main power. This is caused by a decrease of exhaust gas temperature of ICE. One of the ways to increase the capacity of RTG is to burn additional fuel in afterburning installation installed in EGB flue, which gives certain advantages. Introducing afterburning not only increases the efficiency of cogeneration but it also increases the flexibility of RTG, boiler and afterburning installation [1].

The fuel afterburning in front of EGB influences considerably on the efficiency of any thermal power plant from cogenerative internal combustion engines and gas turbines [2, 3] to trigenerative plants generating power, heat and cooling (refrigeration and air conditioning) [4, 5], i.e. practically in all waste heat recovery technics [6-9].

When fuel is burnt in the exhaust flow, it is necessary to pay attention to conducting organization of combustion process of this fuel, and as studies show, it is better to burn water-fuel emulsions (WFE) [10, 11] of a certain composition. A rather large experience in the practical use of emulsified fuels has been accumulated and described in detail. Water does not worsen, but improves combustion processes due to additional crushing of fuel droplets due to microexplosions, an increase in the combustion surface of particles [12, 13], and good mixing of fuel with air. At low fuel consumption, effective atomization is only possible with pneumatic, steam, and rotary cup atomizer. In small boilers, preference is given to rotary cup atomizer. Therefore, if necessary to burn small amounts of fuel, the use of rotary cup atomizer may turn out to be an actual solution.

The requirements concerning the development of high performance equipment with low environment impact and high flexibility have increased lately. Therefore, a complex analysis is needed for obtaining the necessary data for designing the afterburning installation.

Literature review

The rotary cup atomizer is a special atomizer used for improved automotive painting. A model to predict the droplet size was developed by combining two already-reported models [14-16]. Authors' [17, 18] present study investigates liquid flow patterns on inner surface of a rotary cup atomizer and the effect of these flow patterns on the breakup patterns at the edge of rotary cup. It also estimates the atomization characteristics based on the diameter of liquid ligaments issuing from the cup edge. In [19] behaviors of liquid films scattering from a disk-type or cup-type rotary atomizer are studied using computations based on the three-dimensional Smoothed Particle Hydrodynamics method. Experimental results obtained in [20] study put forward a clear link between the shaping air flow rate and the rotation frequency on the aerodynamics and also provide valuable leads to design shaping air flow in modern rotary bell sprayers. Authors' [21, 22] experimentally investigated the effects of operational conditions and liquid properties on the formation and breakup of ligaments from a high-speed rotary cup atomizer.

Experimental and literature data on the rotary cup atomizer are small, that does not allow to obtaine criteria equations and to determine the average droplet size. The aim of research is to investigate atomization characteristics of rotary cup atomizer. The research tasks:

- - determine the effect of over the cross section of atomizer cup on average diameter droplets of atomized fuel;
- determine the coefficient of uneven distribution of the atomized liquid around the axis of atomizer;
- determine the dependence of atomizer root angle on air pressure and on atomizer speed.

Research Methodology

Rotary cup atomizer are insensitive to fuel oil viscosity, since the fuel is exposed to high temperature before atomization, washing the inner surface of the atomized cone, as a result of which the viscosity of the fuel oil is quickly brought to 2° or less. The high speed of the cup allows very finely fuel atomization. Due to this, it is possible to organize a better emulsion preparation and provide a complete fuel burning at a very low excess air. For ensuring the required dispersion during atomization of fuel and WFE, sustainable combustion of fuel at a flow rate of about 1...3 kg/h was studied the operation of rotary cup atomizer on experimental installation, taking into account the above provisions.

A drawing of a manufactured rotary cup atomizer is presented in Fig. 1.

Fuel was supplied to the spray cone *1* by means of a fixed tube *2* inserted into the hollow shaft *3* of the spray cone rotating in bearings *4* mounted in the cone *5*.

The effect of the over the cross section of atomizer cup on the average diameter of droplets of atomized fuel was studied at a special installation. The layout of the experimental installation for studying the operation of rotary cup atomizer is shown in Fig. 2.

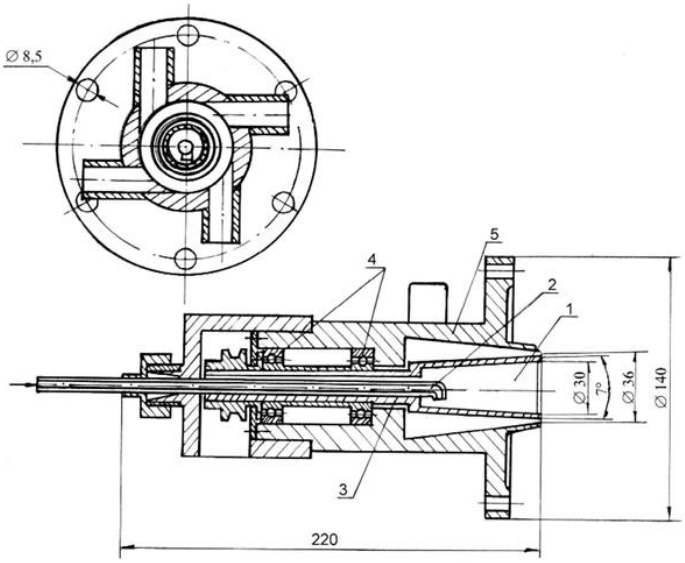


Fig. 47. Drawing of rotary cup atomizer:
1 – spray cone; 2 – fixed tube; 3 – hollow shaft; 4 – bearings; 5 – cone.

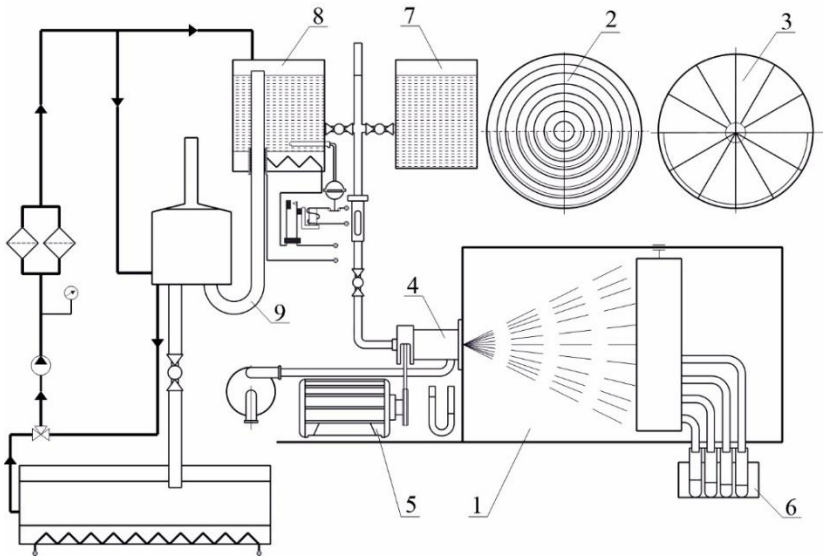


Fig. 48. Design of the experimental installation:
1 – bracket; 2 – circle collector; 3 – sector collector; 4 – rotary cup atomizer; 5 – drive motor; 6 – measuring beakers; 7 –tank of water; 7 – tank of WFE.

The test fluid was supplied by gravity to the rotary cup atomizer *4*. Water was supplied from the supply tank *7*, and fuel or WFE was supplied from reservoir *8*. The drive motor *5* rotated the rotary cup atomizer *4*. A circle collector *2* and a sector collector *3* with measuring cups *6* were installed to verify the operation of atomizer.

For determining the droplet diameter of atomized liquid, the method of collecting droplets on glass slides coated with a layer of viscous liquid, in which the droplets of atomized liquid do not dissolve was used. In this case, compressor oil is used as such a liquid. When a droplet of liquid hits the surface of the plate, an imprint is obtained.

For determining the valid diameter of droplet *d* from its imprint *d'*, the following empirical formula can be used

$$\frac{d'}{d} = 0.77We^{0.2} \quad (8)$$

where: *d'* – imprint of a droplet; *d* – valid diameter of droplet; *We* – Weber's criterion.

$$W = \frac{\rho a \upsilon^2}{\sigma} \quad (9)$$

where: *We* – Weber criterion; ρ – liquid density of a droplet; υ – droplet velocity before collision; σ – coefficient of surface tension of liquid droplet.

With regard to the layer thickness to the droplet diameter more than 1.5, the value $\frac{d'}{d}$ near to unity in the above range of Weber's criterion (*We* = 1500).

Water, fuel oil and WFE containing 30 % water and 70 % fuel oil were used as the atomized liquid. The catch plate was placed for a short period at a specific place in atomizer. Then this plate with trapped droplets was placed under a microscope with a measuring grid, the division value of which determines the interval of droplet sizes in group. After these measurements, the number of droplets were calculated and the average diameter of droplets was determined as arithmetic average of droplets close in diameter.

The uneven distribution of atomized liquid around the axis of atomizer was measured using a sector collector. Moved to different distances from the atomizer so that its axis coincides with the axis of atomizer. The number of sectors in collector is accepted 12. Each of sectors is connected to a volumetric beaker. The receiving holes of the beaker should have pointed edges to prevent droplets from reflecting from their edges. The uneven distribution coefficient of atomized liquid around the axis of atomizer is defined as the ratio of difference between the maximum Q_{max} and minimum Q_{min} fluid volumes that fall into separate sectors to the average volume Q_{av}:

$$\varepsilon = \frac{(Q_{max} - Q_{min})N}{\sum_{i=1}^{N} Q_i} \quad (10)$$

where: Q_{max} – maximum fluid volume; Q_{min} – minimum fluid volume; Q_i – average fluid volume; *N* – the number of collector sector.

The dependences of atomizer root angle on air pressure and the atomizer speed empirically are determined. To determine the atomizer root angle photographing torch flame was used, strong lateral light illuminated on the screen of black velvet background. The scheme of determining the value of atomizer root angle is shown in Fig. 2.

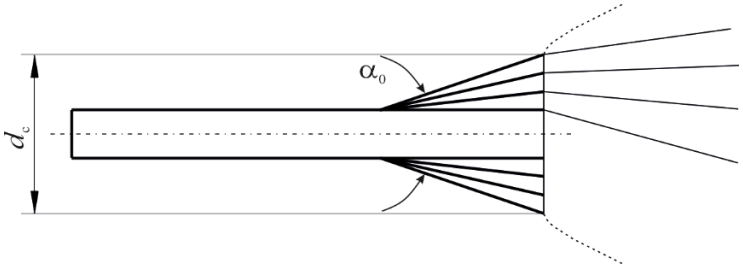


Fig. 49. Determining the value of atomizer root angle:
d_c – atomizer cup diameter; α^0 – atomizer root angle
(d_c = 30 mm, α^0 = 7°; d_c = 28 mm, α^0 = 5°; d_c = 26 mm, α^0 = 20°; d_c = 25 mm, α^0 = 15°)

Results

Fig. 3 shows the dependences of fraction diameter of atomized liquid over the cross section of atomizer with a change in the flow rate of atomized liquid and a atomizer speed, which show that at a low water flow rate (about 1 kg/h), the average diameter of droplets was in the range of 20...30 μm. With increasing water consumption, average droplet diameter increases slightly and is 30...35 μm.

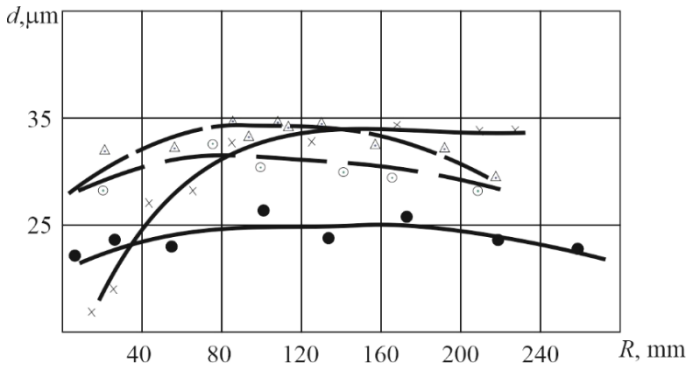


Fig. 50. Correlations for dependence of droplet distribution (in diameter) over the cross section of atomizer (atomizer diameter d_p = 25 mm; atomizer speed n = 6200 min^{-1})
● – water consumption 1,2 kg/h; × – water consumption 3,0 kg/h; ⊙ – WFE consumption 1,0 kg/h; △ – fuel oil consumption 1,0 kg/h.

The results of measurements and calculations show that with an increase in the flow rate, more uniform atomization of liquid is ensured, the coefficient of uneven ε decreases with distance from atomizer (Fig. 4).

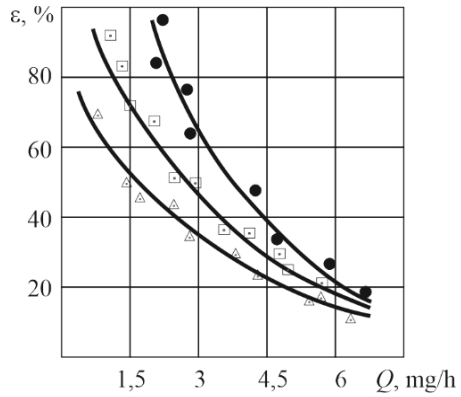


Fig. 51. Correlations for dependence of coefficient of uneven ε the flow of atomized liquid from changes in flow at various distances *l* from the cutoff of atomizer cup:
● – *l* = 150 mm; ⊡ – *l* = 250 mm; △ – *l* = 350 mm

The test results empirically determined as the atomizer root angle dependences of air pressure and atomizer speed are shown in Fig. 5-7. The presented curves show that the atomizer root angle of atomized liquid largely depends on the air pressure. By changing the air pressure, you can adjust the atomizer root angle.

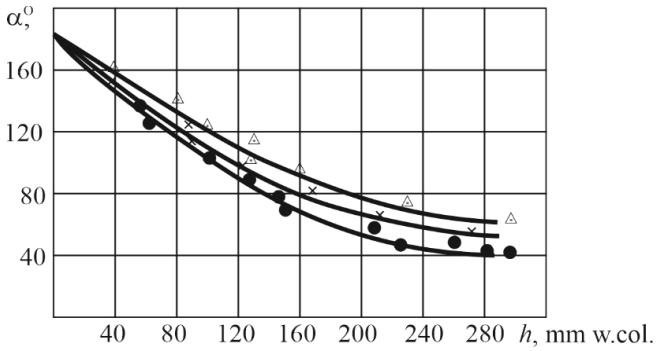


Fig. 52. Correlations for dependence of the atomizer root angle values from air pressure (atomizer speed n = 5500 min^{-1}, water consumption 4 kg/h) for different atomizer diameter:
● – d_p = 25 mm; × – d_p = 26 mm; △ – d_p = 28 mm

The study of effect of atomizer diameter on the magnitude of atomizer root angle showed a proportional increase in the value of atomizer root angle with increasing atomizer diameter.

Changing of atomizer speed also contributes to changing the atomizer root angle, but to a much lesser extent.

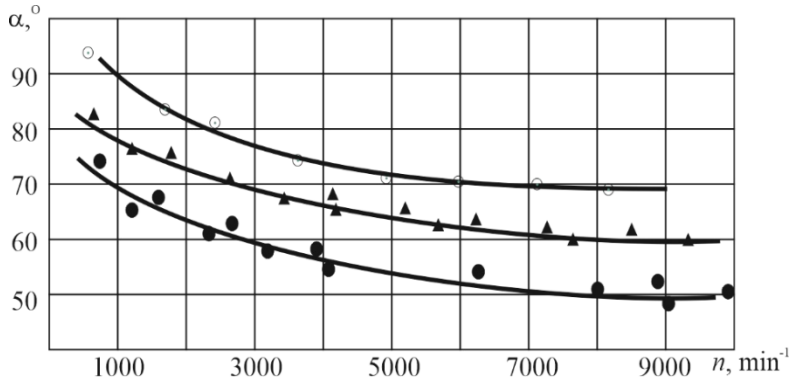


Fig. 53. Correlations for dependence of the atomizer root angle values from atomizer speed (air pressure h = 250 mm w. col., water consumption 4,0 kg/h):
● – d_p = 25 mm; ▲ – d_p = 26 mm; ⊙ – d_p = 28 mm

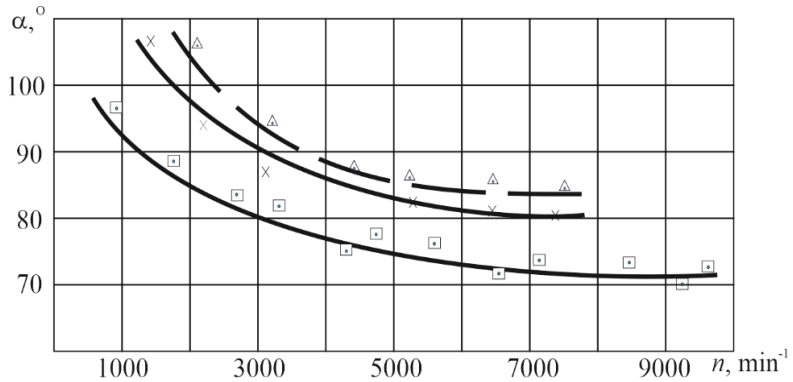


Fig. 54. Correlations for dependence of atomizer root angle values from atomizer speed (air pressure h = 250 mm w.col., d_p = 26 mm):
⊡ – water consumption 1,0 kg/h; × – WFE consumption 1,0 kg/h; △ – fuel oil consumption 1,0 kg/h

Based on the experiments and conclusions made, a nozzle with a atomizer diameter d_p = 25 mm was selected with an air pressure h = 250 mm water column and a atomizer speed 5000 min^{-1}, which satisfactorily atomizes the fuel at a flow rate of 1...3 kg/h and provides the required diameter emulsion droplets for targeted research.

Conclusions

The dependence of the effect of over the cross section of atomizer cup on the average droplet diameter of atomized fuel have been investigated to obtain criteria equations for determining the average diameter of droplets when WFE is sprayed.

The coefficient of uneven distribution of atomized liquid around the axis of atomizer, the atomizer root angle on air pressure and on the atomizer speed have been investigated to select atomizer diameter and atomizer speed.

Rotary cup atomizer was manufactured and experimental installation was designed for study the operation characteristics of rotary cup atomizers.

Experimental researches have shown that when WFE is spraying with a rotary cup atomizer, the diameter of the droplets remains constant throughout the torch cross-section.

Issuing from the experimental and theoretical data, a nozzle with atomizer diameter d_p = 25 mm was selected, which satisfactorily atomizes the fuel at flow rate of 1...3 kg/h and provides the required diameter of emulsion droplets for targeted research.

The work considers only one of the aspects of problem – investigation of rotary cup atomizer characteristics for combustion of fuel oils and WFE based on them. The results of the research in this direction proved the prospects

for further study of regions of specific flows of atomized liquid at different atomizer diameters, fluid flow rates and different distances from atomizer.

REFERENCES

[1] Barbu, E., Ionescu, S., Vilag, V., Vilcu, C., Popescu, J., Ionescu, A., Petcu, R., Prisecaru, T., Pop, E., Toma, T. (2010). Integrated analysis of afterburning in a gas turbine cogenerative power plant on gaseous fuel. WSEAS Transaction on Environment and Development, 6, 405-416.

[2] Radchenko, R., Radchenko, A., Serbin, S., Kantor, S., Portnoi, B. (2018). Gas turbine unite inlet air cooling by using an excessive refrigeration capacity of absorption-ejector chiller in booster air cooler. In: HTRSE-2018, E3S Web of Conferences 70, 03012, 6 p.

[3] Radchenko A., Radchenko M., Konovalov A., Zubarev A. (2018). Increasing electrical power output and fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by absorption chiller scavenge air cooling on the base of monitoring data treatment. In: HTRSE-2018, 6 p. E3S Web of Conferences 70, 03011.

[4] Radchenko, M., Radchenko, R., Ostapenko, O., Zubarev, A., Hrych, A. (2019). Enhancing the utilization of gas engine module exhaust heat by two-stage chillers for combined electricity, heat and refrigeration. In: 5th International Conference on Systems and Informatics, ICSAI 2018, pp. 240-244. Jiangsu, Nanjing, China.

[5] Forduy, S., Radchenko, A., Kuczynski, W., Zubarev, A., Konovalov, D. (2020). Enhancing the fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by chilling cyclic air. In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner-2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham, 10 p.

[6] Radchenko, N. (2004). A concept of the design and operation of heat exchangers with change of phase. Archives of Thermodynamics: Polish Academy of Sciences, 4(25), 3–19.

[7] Bohdal, T., Sikora, M., Widomska, K., Radchenko, A.M. (2015). Investigation of flow structures during HFE-7100 refrigerant condensation. Archives of Thermodynamics. Polish Academy of Sciences, 4(36), 25–34

[8] Konovalov, D., Kobalava, H. (2020). Efficiency Analysis of Gas Turbine Plant Cycles with Water Injection by the Aerothermopressor. In: Ivanov V. et al. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 581-591. Springer, Cham.

[9] Konovalov, D., Trushliakov, E., Radchenko, M., Kobalava, G., Maksymov, V. (2020). Research of the aerothermopresor cooling system of charge air of a marine internal combustion engine under variable climatic conditions of operation. In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner-2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham, 10 p.

[10] Baskar, P. Kumar, Senthil, A. (2017). Experimental investigation on performance characteristics of a diesel engine using diesel-water emulsion with oxygen enriched air. Alexandria Engineering Journal, 56(1), 37-146.

[11] Patel, K.R. Dhiman, V. (2017). Research study of water-diesel emulsion as alternative fuel in diesel engine – An overview. International Journal of Latest Engineering Research and Applications, 2(9), 37-41

[12] Radchenko, M., Radchenko, R., Kornienko, V., Pyrysunko, M. (2020). Semi-Empirical Correlations of Pollution Processes on the Condensation Surfaces of Exhaust Gas Boilers with Water-Fuel Emulsion Combustion. In: Ivanov V. et al. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 853-862. Springer, Cham

[13] Kornienko, V., Radchenko, R., Stachel, A., Pyrysunko, M. (2020). Correlations for pollution on condensing surfaces of exhaust gas boilers with water-fuel emulsion combustion. In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner-2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham, 10 p.

[14] Ray, R., Henshaw, P., Biswas, N. (2019). Characteristics of Spray Atomization for Liquid Droplets Formed Using a Rotary Bell Atomizer. J. Fluids Eng. 141(8), 081303, 7 p.

[15] Ray, R. (2015). Evaporation of spray from a rotary bell atomizer. Electronic Theses and Dissertations, 5704.

[16] Guettler, N., Paustian, S., Ye, Q., Tiedje, O. (2017). Numerical and Experimental Investigations on rotary Bell Atomizers with Predominant Air Flow Rates. In: 28th European Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, ILASS 2017, Valencia, Spain.

[17] Ogasawara, S., Daikoku, M., Shirota, M., Inamura, T., Saito, Y., Yasumura, K., Shol, M., Aoki, H., Miura, T. (2010). Liquid Atomization Using a Rotary Bell Cup Atomizer. Journal of Fluid Science and Technology, 5(3), 464-474.

[18] Petrone, G.1, Cammarata, G.1, Caggia, S., Anastasi, M. (2008). Reacting Flows in Industrial Duct-Burners of a Heat Recovery Steam Generator. Excerpt from the Proceedings of the COMSOL Conference, Hannover, 7 p.

[19] Izawa, S., Iso, T., Nishio, Y., Fukunishi, Y. (2018). Ligament Formation and Droplet Breakup on Disk-Type and Cup-Type Rotary Atomizers. Transactions of the JSME 84(862), 18 p.

[20] Stevenin, Ch., Béreaux, Y., Charmeau, J.-Y., Balcaen, J. (2015). Shaping Air Flow Characteristics of a High-Speed Rotary-Bell Sprayer for Automotive Painting Processes. J. Fluids Eng. Nov 2015, 137(11), 111304, 8 p.

[21] Hatayama, Y., Haneda, T., Shirota, M., Inamura, T., Daikoku, M., Soma, T., Saito, Y., Aoki, H. (2013). Formation and Breakup of Ligaments from a High Speed Rotary Bell Cup Atomizer (Part 1: Observation and Quantitative Evaluation of Formation and Breakup of Ligaments). Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series B, 79(802), 1081-1094.

[22] Soma, T., Katayama, T., Tanimoto, J., Saito, Y., Matsushita Y. (2015). Liquid Film Flow on a High Speed Rotary Bell-Cup Atomizer. International Journal of Multiphase Flow, 70, 96-103.

Корнієнко В.С., Радченко Р.М., Андреєв А.А., Пирисунько М.А., Фордуй С.Г.

Дослідження характеристик ротаційної форсунки, що використовується в якості допалючого пристрою в газоході утилізаційного котла

Останнім часом зросли вимоги до розробки високопродуктивного обладнання з низьким впливом на навколишнє середовище. Тому для отримання даних для проектування установки допалювання необхідний комплексний аналіз. Експериментальних і літературних даних по ротаційним форсункам не багато, що не дозволяє отримати критеріальні рівняння і особливо визначити середній розмір крапель. Мета дослідження - вивчити характеристики розпилення ротаційного розпилювача. Експериментальні дослідження характеристик розпилення проводилися на експериментальній установці при розпиленні мазуту, води і водопаливних емульсій. Для визначення діаметра крапель розпиленої рідини використовувався метод збору крапель на предметному склі, покритому шаром в'язкої рідини, в якій краплі розпиленої рідини не розчиняються. Нерівномірний розподіл розпиленої рідини навколо осі розпилювача вимірювали за допомогою секторного збірника. На підставі експериментальних і теоретичних даних було вибрано сопло з діаметром розпилювача d_p = 25 мм, яке добре розпилює паливо при витраті 1...3 кг/год і забезпечує необхідний діаметр крапель емульсії.

Ключові слова: водопаливна емульсія, вихлопні гази, ротаційна форсунка, діаметр крапель, характеристики розпилення.

УДК 621.181.27

ENHANCING THE FUEL EFFICIENCY OF GAS ENGINES IN INTEGRATED ENERGY SYSTEM BY CHILLING CYCLIC AIR

Serhiy Forduy[1], Andrii Radchenko[2], Waldemar Kuczynski[3], Anatolii Zubarev[2],
Dmytro Konovalov[4]
[1]PepsiCo, Inc., Kyiv, Ukraine
[2]Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolayiv, Ukraine
[3]Department of Mechanical Engineering, Koszalin University of Technology, Koszalin, Poland
[4]Kherson branch of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Kherson, Ukraine
nirad50@gmail.com; kornienkovika1987@gmail.com

Abstract. *The efficiency of cooling air at the inlet of gas engine was investigated for combined electricity, heat and cooling generation in integrated energy system (IES) at the factory "Sandora"–"PepsiCo Ukraine" (Ukraine). The IES is equipped with two cogenerative Jenbacher gas engines JMS 420 GS-N.LC, in which the heat of the exhaust gases, scavenge air-gas mixture, engine jacket cooling water and lubricating oil is used for heating water to the temperature of about 90 °C. The hot water is used in absorption lithium-bromide chiller to produce a chilled water with temperature of 7 °C, which is spent for technological needs and feeding to the central air conditioner, that provides cooling ambient air incoming the engine room, from where it is sucked into the engine turbocharger. A treatment of monitoring data on fuel efficiency of gas engine has proved inefficient operation of conventional cooling all the engine room incoming air followed by heat influx from surroundings, that leads to increased air temperature at the suction of turbocharger and enlarged cooling capacity spent for cooling. An advanced system of gas engine inlet air deep cooling by chilled water from absorption lithium-bromide chiller, subsequently subcooled by boiling*

refrigerant of ejector chiller, recovering waste heat of engine, has been developed. The proposed new system provides decreasing current specific fuel consumption by 2.5-3.0 g/kWh due to stabilized low temperature of air at the suction of engine turbocharger at increased ambient air temperatures.

Keywords: *trigeneration, combustion engine, ejector, absorption chiller.*

Introduction

Gas engines, operating on natural gas or alternative gaseous fuels are widely used in integrated energy systems (IES) for combined electricity, heat and cooling [1-5]. They are manufactured as cogeneration modules with heat exchangers to produce hot water or steam through utilizing the exhaust gas heat, the heat of scavenge air or gas-air mixture, engine jacket cooling water and lubricating oil. A hot water or steam is used as a heat source for absorption chiller.

The specific fuel consumption of gas engines increases with rising the temperatures of air at the inlet and scavenge gas-air mixture.

In conventional practice of IES operation the ambient air is cooled in the air cooler of central conditioner by chilled water with temperature of about 7 °C from absorption lithium-bromide chiller (ACh) and is directed into the engine room from where it is sucked by turbocharger (TC). Because of large volume of incoming air and heat influx from surroundings in the engine room the temperature at the inlet of TC is much higher than at the outlet of the central conditioner and needs increased cooling capacity as compared with delivering the chilled air directly to the suction of TC.

It is reasonably to provide deep cooling engine cyclic air and directing the chilled air from the air cooler throuh air ducting immediately to the suction of TC.

To evaluate the effect of gas engine cyclic air deep cooling the data on dependence of fuel consumption and power output of gas engine JMS 420 GS-N.L at varying ambient and its inlet air are required. These data can be received by treatment of gas engine fuel efficiency monitoring.

The goal of the research is improving the fuel efficiency of IES on the base of gas engines while operation at increased ambient air temperatures through gas engine inlet air deep cooling in absorption lithium-bromide chiller and refrigerant ejector chiller and feeding chilled air directly to the suction of turbocharger.

Literature Review

An enhancement of fuel efficiency of combustion engines is possible by deep utilization of exhaust heat [6-8] and cooling cyclic air in refrigerant electrically driven vapour-compression [9, 10] and waste heat recovery chillers [11-16]. The vapour-compression chillers consume electrical energy to drive compressors and provide cooling air practically to any low temperature. The absorption lithium-bromide chillers (ACh) are the most widely used in IES and provide cooling air to the temperature of around 15 ºC with a high coefficient of performance (COP = 0.7–0.8) [17-22]. The most simple in design refrigerant ejector chillers (ECh) provide cooling air to the temperature of 5-10ºC but with low COP = 0.2–0.3 [23-26].

The efficiency of cooling systems and refrigeration chillers can be improved by intensification of heat transfer processes in heat exchangers and through advanced scheme decisions [27, 28], applying various methods of modelling and statistical methods [29-32], thermodynamic, economic and environmental analysis and operation strategy selection [33–35] and energy saving technologies, including thermal accumulation, as example, cooling potential of chilled water at decreased cooling loads, to cover peak heat loads [36-38].

Many researches deal with improving the performance efficiency of trigeneration systems for combined electricity, heat and refrigeration generation for space conditioning and technological and other needs [17-22].

The most of well-known concepts of increasing the efficiency of trigeneration plants are limited to application for external consumers of cold [1-4, 8] and owing to this do not provide revealing and realization of the additional reserves for enhancing the efficiency of the combustion engines themself.

Research Methodology

The efficiency of cooling air at the inlet of gas engine was investigated for IES of combined energy supply at the factory "Sandora"–"PepsiCo Ukraine" (Nikolaev, Ukraine). The IES is equipped with two cogenerative Jenbacher gas engines JMS 420 GS-N.LC (each of rated electric power P_{elSO} = 1400 kW, heat power Q_h =1500 kW), in which the heat of the exhaust gases, scavenge air-gas mixture, engine jacket cooling water and lubricating oil is used for heating water to the temperature of about 90 °C. The hot water is used in AR-D500L2 Century absorption Li-Br chiller to produce a chilled water of 7 °C, which is spent for technological needs and feeding to the central air conditioner that provides cooling ambient air incoming the engine room, from where it is sucked into the engine turbocharger.

An advanced cooling system of gas engine inlet air by chilled water from the absorption lithium-bromide chiller (ACh), subsequently subcooled by boiling refrigerant of ejector chiller (ECh), was developed.

To evaluate the effect of gas engine inlet air deeper cooling, compared with conventional its procession in the central air conditioner for cooling all ambient air coming into the engine room, data on the variation of fuel consumption and power output of gas engine at varying ambient air and engine inlet temperatures were received by treating the results of gas engine JMS 420 GS-N.L efficiency monitoring.

The enhancement of gas engine fuel efficiency due to the application of developed its cyclic air cooling system was estimated by decrease in current specific fuel consumption Δb_e and its summarized daily values $\sum \Delta b_e$ due to engine inlet air cooling to the temperatures of 7, 10 and 15 °C compared with conventional cooling all the engine room incoming air followed by heat influx from surroundings, that leads to increased air temperature t_{in} at the inlet of turbocharger and enlarged cooling capacity spent for inlet air cooling.

Results of investigation

Investigating the efficiency of typical gas engine inlet air cooling system

The results of monitoring on daily variation of volume gas fuel consumption B_e and electric power output P_e of gas engine JMS 420 GS-N.LC and specific fuel consumption $b_e = B_e / P_{el}$ with varying temperatures of ambient air t_{amb} and air at the inlet of turbocharger t_{in} during time τ (June 1, 2012) are presented in Fig. 1.

A performance of gas engine on part load modes (during τ = 1…7; 9…10[30] ; 20…22 h) is followed by increase in specific fuel gas consumption $b_e = B_e / P_{el}$ compared with engine full loading.

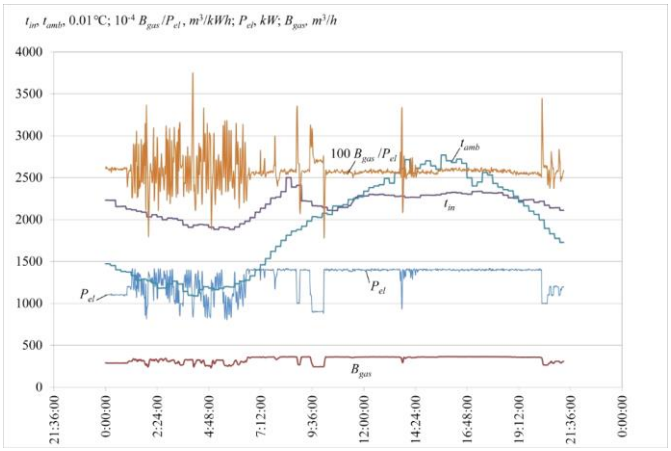


Fig. 55. Daily variation of volume gas fuel consumption B_e , electric power output P_{el} of gas engine and specific fuel consumption $b_e = B_e / P_{el}$ with varying temperatures of ambient air t_{amb} and air at the inlet of turbocharger t_{in} during time τ

Some results of processing the monitoring data on heat efficiency of conventional chilling all the ambient air, coming into the engine room, are presented in Fig. 2.

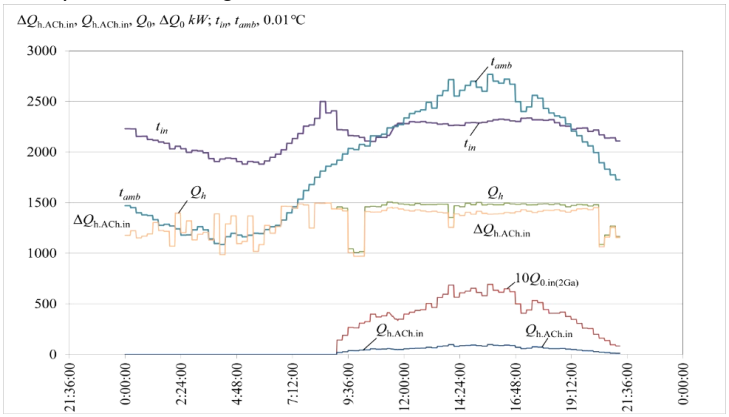


Fig. 56. Daily variation of available exhaust heat Q_h , heat spent for cooling ambient inlet air $Q_{h.ACh.in}$ of twice engine air flow $2G_a$ to the temperature t_{in} , corresponding cooling capacity $Q_{0.in(2Ga)}$, remaining heat $\Delta Q_{h.ACh.in}$ with varying temperatures of ambient air t_{amb} and air at the inlet of turbocharger t_{in} during time τ

As Fig. 2 shows, cooling all the ambient air (of twice engine cyclic air flow G), coming into the engine room, is inefficient because of heat influx from surroundings, that leads to increased air temperature t_{in} at the inlet of turbocharger and enlarged cooling capacity $Q_{0.in(2Ga)}$ spent for inlet air cooling.

With this the maximum magnitude of heat spent for cooling ambient inlet air $Q_{h.ACh.in}$ of twice engine air flow $2G_a$ to the temperature t_{in} , including heat influx from surroundings in the engine room, is about $Q_{h.ACh.in}$ =100 kW.

Investigating the efficiency of developed gas engine inlet air cooling system

A reduction of specific gas fuel consumption $b_e = B_e / P_{el}$ is possible by addition decreasing temperature of engine cyclic air with flow G, fed to the turbochanger directly, as compared with typical cooling all the ambient air (of twice engine cyclic air flow G), coming into the engine room, to the temperature t_{in} = 20…25°C and higher in summer hot days.

The scheme of developed gas engine cyclic air cooling system with refrigerant ejector and absorption chillers is presented in Fig. 3.

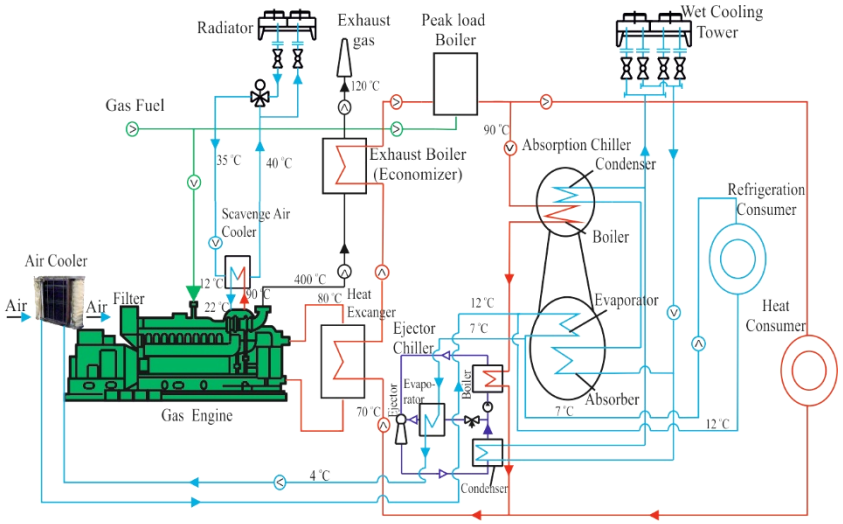


Fig. 57. The scheme of developed gas engine cyclic air cooling system with refrigerant ejector and absorption chillers

According to this scheme, a part of chilled water from the absorption Li-Br chiller, as in the typical version, is subcooled in ejector chiller to the temperature about 4°C.

Some results of treating the monitoring data on cooling capacities and heat needed for chilling engine inlet air to the temperatures 7…15°C are presented in Fig. 4 and 5.

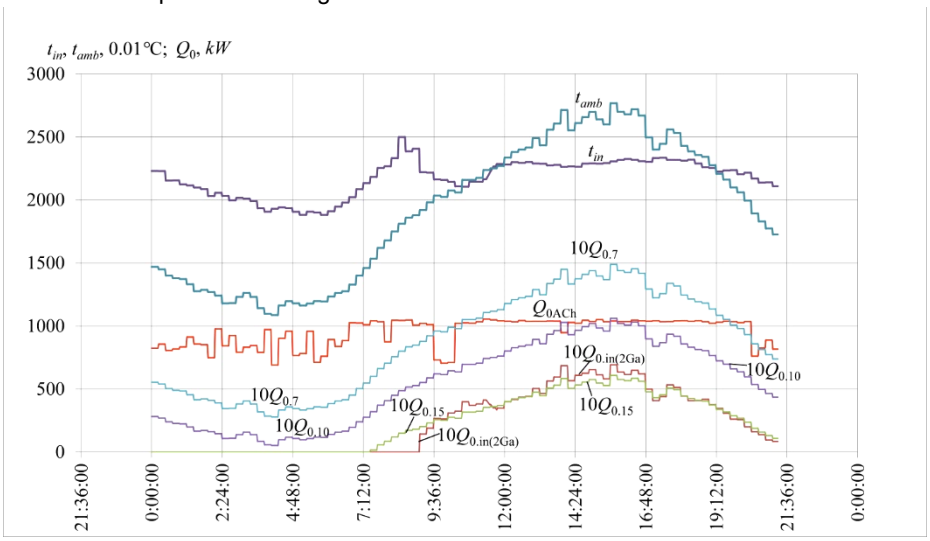


Fig. 58. Daily variation of cooling capacities $Q_{0.7...15}$, needed for chilling engine inlet air to 7…15°C in developed cooling system (in Fig. 3) and cooling capacity $Q_{0.in(2Ga)}$, spent for cooling ambient inlet air of twice engine air flow $2G_a$ to the temperature t_{in} in typical system with varying temperatures t_{amb} during time τ

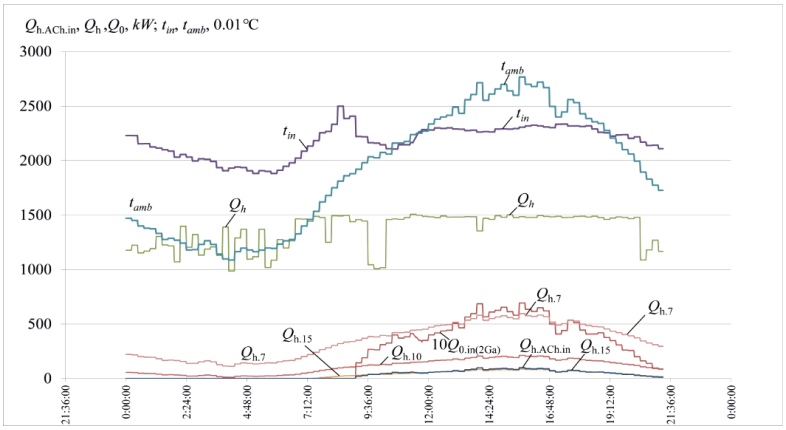


Fig. 59. Daily variation of heat $Q_{h.7...15}$, required for chilling engine inlet air to 7…15°C in developed cooling system (in Fig. 3) and heat $Q_{h.ACh.in}$ and cooling capacity $Q_{0.in(2Ga)}$, spent for cooling ambient inlet air to the temperature t_{in} in typical system and all the available heat Q_h

The remained heat $\Delta Q_{h.7...15}$ in developed engine air cooling system (in Fig. 3) and $\Delta Q_{h.ACh.in}$ in typical system and the available heat Q_h is presented in Fig. 6.

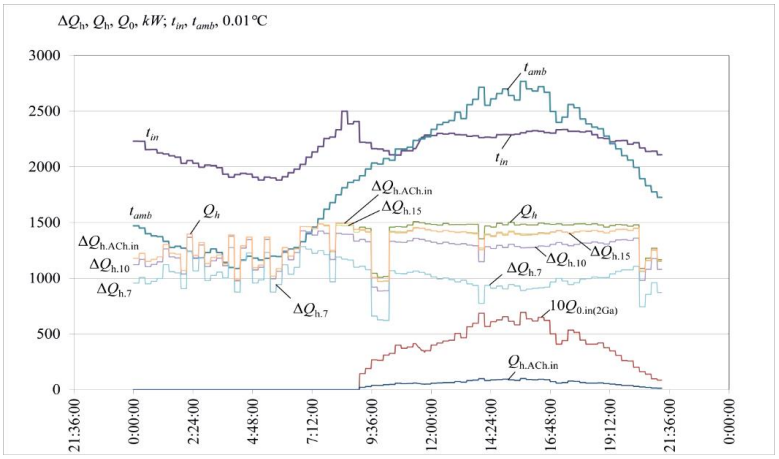


Fig. 60. Daily variation of remained heat $\Delta Q_{h.7...15}$ in developed engine air cooling system (in Fig. 3) and $\Delta Q_{h.ACh.in}$ in typical system and the available heat Q_h

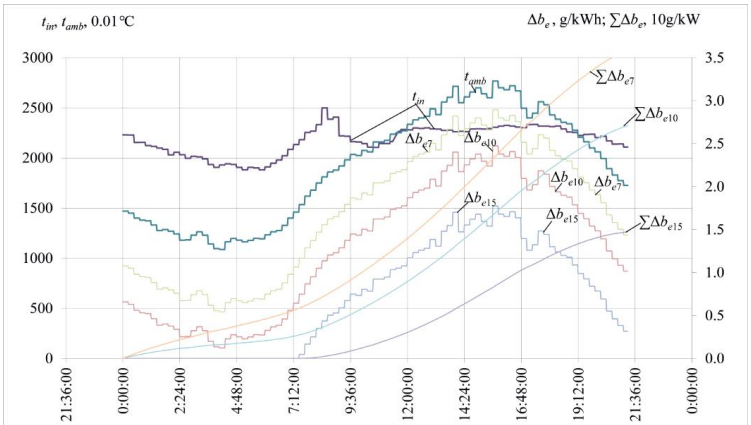


Fig. 61. Daily variation of decrease in current engine specific gas consumption Δb_e and their summarized daily values $\sum\Delta b_e$ due to engine inlet air cooling to the temperatures of 7, 10 and 15 °C compared with traditional cooling all the engine room incoming air with increased engine inlet temperatures t_{in} with variation of ambient temperatures t_{amb} during time τ (June 1, 2012)

The enhancement of gas engine fuel efficiency due to the application of developed its cyclic air cooling system can be estimated by decreasing current specific fuel consumption b_e and its summarized daily values $\sum\Delta b_e$ due to engine inlet air cooling to the temperatures of 7, 10 and 15 °C compared with conventional cooling all the engine room incoming air followed by heat influx from surroundings, that leads to increased air temperature t_{in} at the inlet of turbocharger and enlarged cooling capacity $Q_{0.in(2Ga)}$ spent for inlet air cooling (Fig. 7).

As Fig. 7 shows, the application of developed engine cyclic air cooling system provides decreasing current specific fuel consumption by the values Δb_e = 2.5-3.0 g/kWh at increased ambient air temperatures t_{amb} , that leads to their summarized daily values $\sum\Delta b_e$ more than 30 g/kW, related to 1 kW power of gas engine, or in absolute values for gas engine JMS 420 GS-N.L of 1400 kW power output it gives daily fuel saving above 40 kg.

Conclusions

A treatment of monitoring data on fuel efficiency of gas engine JMS 420 GS-N.L in integrated energy system (IES) for combined electricity, heat and cooling generation has proved inefficient operation of conventional cooling all the engine room incoming air followed by heat influx from surroundings, that leads to increased air temperature at the suction of turbocharger and enlarged cooling capacity spent for cooling.

An advanced system of engine inlet air deep cooling by chilled water from ACh, subsequently subcooled by ECh, has been developed, that provides decreasing specific fuel consumption by 2.5-3.0 g/kWh due to stabilized low temperature of air at the suction of turbocharger.

This system does not require considerable addition investments so as the ECh consists generally of heat exchangers of quite small sizes because of reduced heat loads for cooling engine cyclic air as compared with traditional cooling all the engine room incoming air that was proved by analyzing the monitoring data.

Such engine inlet air deep cooling system with combined ACh and ECh as quite simple booster chiller is very useful for existing IES as well as for cooling the air at the inlet of any combustion engines (gas and diesel engines, gas turbines).

REFERENCES

[1] Elsenbruch, T. (2010). Jenbacher gas engines a variety of efficient applications. Bucureşti, 73 p.

[2] Economic utilization of Biomass and Municipal Waste for power generation. (2007). Some energy lasts for generations. GE Jenbacher Company Overview, 39 p.

[3] Combined heat and power project feasibility study. (2018). CHA Project Number: 33710, 412 p.. Prepared by CHA, April 26, 2018 Vineland Veterans Memorial Home. Vineland, New Jersey V:\Projects\ANY\K4\33710\CALC\ME\LCC Analysis\Vineland LCCA - Case4C Rev01.xlsx.

[4] Rouse, G., Czachorski, M., Bishop, P., Patel, J. (2006). GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype. GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI), 495 p.

[5] Canova, A., Cavallero, C., Freschi, F., Giaccone, L., Repetto, M., Tartaglia, M. (2009). Optimal energy management. IEEE Industry Applications Magazine, 15, 62–65.

[6] Radchenko, M., Radchenko, R., Kornienko, V., Pyrysunko, M. (2020). Semi-Empirical Correla-tions of Pollution Processes on the Condensation Surfaces of Exhaust Gas Boilers with Water-Fuel Emulsion Combustion. In: Ivanov V. et al. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 853-862. Springer, Cham.

[7] Radchenko, M., Radchenko, R., Ostapenko, O., Zubarev, A., Hrych, A. (2019). Enhancing the uti-lization of gas engine module exhaust heat by two-stage chillers for combined electricity, heat and refrigeration. In: 5th International Conference on Systems and Informatics, ICSAI 2018, Jiangsu, Nanjing, China, pp. 240-244.

[8] Possidente, R., Roselli, C., Sasso, M., Sibilio, S. (2006). Experimental analysis of micro-cogeneration units based on reciprocating internal combustion engine. Energy and Buildings, 38, 5 p.

[9] Bassols, J., Kuckelkorn, B., Langrek, J., Schneider, R., Veelken, H. (2002). Trigeneration in the food industry. Appl Therm Eng., 22, 595–602.

[10] Suamir, I.N., Tassou, S.A. (2013). Performance evaluation of integrated trigeneration and CO2 refrigeration systems. Applied Thermal Engineering, 50, 1487-1495.

[11] Konovalov, D., Kobalava, H. (2020). Efficiency Analysis of Gas Turbine Plant Cycles with Water Injection by the Aerothermopressor. In: Ivanov V. et al. (eds) Advances in Design, Simula-tion and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 581-591. Springer, Cham.

[12] Cardona, E., Piacentino, A., Cardona, F. (2006). Energy saving in airports by trigeneration. Part I: assessing economic and technical potential. Applied Thermal Engineerin, 26, 1427–1436.

[13] Cardona, E., Piacentino, A. (2003). A methodology for sizing a trigeneration plant in mediterrane-an areas. Applied Thermal Engineering, 23, 15 p.

[14] Carvalho, M., Serra, L.M., Lozano, M.A. (2011). Geographic evaluation of trigeneration systems in the tertiary sector. Effect of climatic and electricity supply conditions. Energy, 36, 1931–1939.
[15] Chua, K.J., Yang, W.M., Wong, T.Z. et al. (2012). Integrating renewable energy technologies to support building trigeneration – A multi-criteria analysis. Renewable Energy, 41, 358–367.
[16] Arteconi A., Brandoni C., Polonara F. (2009). Distributed generation and trigeneration: energy saving opportunities in Italian supermarket sector. Applied Thermal Engineering, 29 (8–9), 1735–1743.
[17] Radchenko A., Radchenko M., Konovalov A., Zubarev A. (2018). Increasing electrical power out-put and fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by absorption chiller scavenge air cooling on the base of monitoring data treatment. In: HTRSE-2018, 6 p. E3S Web of Conferences 70, 03011.
[18] Ghaebi, H., Karimkashi, Sh., Saidi M.H. (2012). Integration of an absorption chiller in a total CHP site for utilizing its cooling production potential based on R-curveconcept. International journal of refrigeration, 35, 8 p.
[19] Gluesenkamp, K., Yunho, H., Radermacher, R. (2013). High efficiency micro trigeneration systems. Applied Thermal Engineering, 50, 6 p.
[20] Mro´z, Tomasz M. (2006). Thermodynamic and economic performance of the LiBr–H2O single stage absorption water chiller. Applied Thermal Engineering, 26, 7 p.
[21] Rocha, M.S., Andreos, R., Simões-Moreira, J.R. (2012). Performance tests of two small trigeneration pilot plants. Applied Thermal Engineering, 41, 84–91.
[22] Rodriguez-Aumente, P.A., Rodriguez-Hidalgo, M.C., Nogueira, J.I., Lecuona, A., Vene-gas, M.C. (2013). District heating and cooling for business buildings in Madrid. Applied Thermal Engineering, 50, 1496–1503.
[23] Butrymowicz, D., Gagan, J., Śmierciew, K., Łukaszuk, M., Dudar, A., Pawluczuk, A., Łapiński, A., Kuryłowicz, A. (2018). Investigations of prototype ejection refrigeration system driven by low grade heat. E3S Web of Conferences, HTRSE–2018, 70, 7 p.
[24] Smierciew, K., Gagan, J., Butrymowicz, D., Karwacki, J. (2014). Experimental investigations of solar driven ejector air-conditioning system. Energy and Buildings, 80, 260–267.
[25] Elbel, S., Lawrence, N. (2016). Review of recent developments in advanced ejector technology. International Journal of Refrigeration, 62, 1–18.
[26] Radchenko N. (1985). On reducing the size of liquid separators for injector circulation plate freez-ers. International Journal of Refrigeration, 5(8), 267–269.
[27] Radchenko, N. (2004). A concept of the design and operation of heat exchangers with change of phase. Archives of Thermodynamics: Polish Academy of Sciences, 4(25), 3–19.
[28] Bohdal, T., Sikora, M., Widomska, K., Radchenko, A.M. (2015). Investigation of flow structures during HFE-7100 refrigerant condensation. Archives of Thermodynamics. Polish Academy of Sciences, 4(36), 25–34.
[29] Bohdal, L., Kukielka, L., Świłło, S., Radchenko, A.M., Kułakowska, A. (2019). Modelling and experimental analysis of shear-slitting process of light metal alloys using FEM, SPH and vision-based methods. In: AIP Conference Proceedings, 2078, 020060.
[30] Bohdal, L., Kukielka, L., Radchenko, A.M., Patyk, R., Kułakowski, M., Chodór, J. (2019). Modelling of guillotining process of grain oriented silicon steel using FEM. In: AIP Conference Proceedings, 2078, 020080.
[31] Radchenko, A., Radchenko, M., Trushliakov, E., Kantor, S., Tkachenko, V. (2018). Statistical method to define rational heat loads on railway air conditioning system for changeable cli-matic conditions. In: 5th International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018, Jiangsu, Nanjing, China, pp. 1308–1312.
[32] Trushliakov, E., Radchenko, M., Radchenko, A., Kantor, S., Zongming, Y. (2018). Statistical ap-proach to improve the efficiency of air conditioning system performance in changeable cli-matic conditions. In: 5th International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018, Jiangsu, Nanjing, China, pp. 1303–1307.
[33] Freschi, F., Giaccone, L., Lazzeroni, P., Repetto, M. (2013). Economic and environmental analysis of a trigeneration system for food-industry: A case study. Applied Energy, 107, 157–172.
[34] Marques R. P., Hacon D, Tessarollo A., Parise J.A.R. (2010). Thermodynamic analysis of tri-generation systems taking into account refrigeration, heating and electricity load demands. Energy and Buildings, 42, 2323–2330.
[35] Kavvadias K, Tosios A, Maroulis Z. (2009). Design of a combined heating, cooling and power system: sizing, operation strategy selection and parametric analysis. Energy Convers Manage, 51, 833–845.
[36] Radchenko, R., Radchenko, A., Serbin,S., Kantor, S., Portnoi, B. (2018). Gas turbine unite inlet air cooling by using an excessive refrigeration capacity of absorption-ejector chiller in booster air cooler. In: HTRSE-2018, E3S Web of Conferences 70, 03012, 6 p.
[37] Lai S. M., Hui C. W. (2010). Integration of trigeneration system and thermal storage under demand uncertainties. Applied Energy, 87 (9), 2868–2880.
[38] Markis T., Paravantis J. A. (2007). Energy conservation in small enterprises. Energy and Buildings, 39, 11 p.

Фордуй С.Г., Радченко А.М., Куцунскі В., Зубарєв А.А., Коновалов Д.В.

Підвищення паливної ефективності газових двигунів в інтегрованій енергетичній системі за допомогою охолодження циклового повітря

Була досліджена ефективність охолоджуючого повітря на вході в газовий двигун для комбінованого виробництва електроенергії, тепла і холоду в інтегрованій енергетичній системі (ІЕС) на заводі «Сандора» - «ПепсіКо Україна» (Україна). ІЕС оснащена двома когенераційними газовими двигунами Jenbacher JMS 420 GS-N.LC, в яких тепло відхідних газів, продувочна повітряно-газова суміш, що охолоджуюча вода жакету двигуна і мастило використовуються для нагріву води до температури близько 90 °С. Гаряча вода використовується в абсорбційній бромисто-літієвій холодильній машині для отримання охолодженої води з температурою 7 °С, яка витрачається на технологічні потреби і подається в центральний кондиціонер, що забезпечує охолодження навколишнього повітря, яке надходить в машинне відділення, де воно всмоктується в турбонагнітач двигуна. Розроблено вдосконалена система глибокого охолодження повітря на впуску газового двигуна охолодженою водою з абсорбційнійної бромисто-літієвої холодильній машини, надалі переохолодженої киплячим холодоагентом ежекторної холодильної машини з рекуперацією відпрацьованого тепла двигуна. Запропонована нова система забезпечує зниження питомої витрати палива на 2,5-3,0г/кВт·год за рахунок стабілізації низької температури повітря на всмоктуванні турбокомпресора двигуна при підвищених температурах навколишнього повітря.

Ключові слова: тригенерація, двигун внутрійшнього згоряння, ежектор, абсорбційний охолоджувач.

УДК 621.181.27

ENHANCING THE EFFICIENCY OF MARINE DIESEL ENGINE BY DEEP WASTE HEAT RECOVERY ON THE BASE OF ITS SIMULATION ALONG THE ROUTE LINE

Roman Radchenko[1], Victoria Kornienko[2], Maxim Pyrysunko[2], Mykola Bogdanov[3], Andrii Andreev[2]

[1]Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolayiv, Ukraine

[2]Kherson branch of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Kherson, Ukraine

[3]National University «Odessa Marine Academy», Odessa, Ukraine

nirad50@gmail.com; kornienkovika1987@gmail.com

Abstract. *The efficiency of integrated cooling air at the intake of Turbocharger and Scavenge air at the inlet of working cylinders of the main diesel engine of dry-cargo ship by transforming the waste heat into a cold by an Refrigerant Ejector Chiller as the most simple in design and reliable in operation and by complex in design but more efficient Absorption Lithium-Bromide Chiller was analyzed. A ship power plant of cogeneration type using the relatively low-grade heat of water of a heat supply system with a temperature of about 90°C, that significantly complicates the problem of its conversion into cold were considered. A new approach is proposed to improve the efficiency of integrated cooling Intake Air of turbocharger and Scavenge Air at the inlet of the working cylinders of the ship main engine of a transport ship, which consists in comparing the required cooling capacity and the corresponding heat needs during the trade route with the available heat of exhaust gases and scavenge air of the cogeneration power plant, determining the deficit and excess cooling capacity of heat utilizing cooling machines of various types, that allows to identify and realize the reserves of improving the efficiency of cooling intake air of the turbocharger and the scavenge air of the main diesel engine through the joint use of chillers of various types.*

Keywords: *marine diesel engine, exhaust gas boiler, water-fuel emulsion.*

Introduction

The operation conditions of ship low-speed diesel engines are characterized by a significant change in the ambient temperature during the voyage and coresponding temperatures of air at the inlet of turbocharger (TC) and the scavenge air after the TC. At high temperatures of outboard seawater the scavenge-air coolers (SAC) are not able to maintain a scavenge air temperature at the low temperature level sufficient for damping elevated air temperatures at the inlet of TC and to provide the engine operation at a stable air temperature at the intake to the working cylinders, which would ensure high fuel efficiency of the engine.

According to the manufacturers of ship low-speed engines "MAN" and "Wartsila" [1-3], an increase in air temperature at the inlet of TC by 10 °C causes an increase in specific fuel consumption b_e by 0.2...0.7 %, and similarly, an increase in the scavenge air temperature after SAC leads to an increase in specific fuel consumption b_e

by approximately 0.5 % and a corresponding decrease in the efficiency η_e of engines which poses the acute problem of complex cooling of the engine cyclic air: at the inlet of TC and scavenge air at the inlet of the engine cylinders.

At the same time, with an increase in the temperature of ambient air and outboard water for cooling scavenge air, the heat, removed from the scavenge air and exhaust gases, increases. So it is quite expedient to utilize it with a waste heat recovery chiller to reduce the temperature of engine intake air and scavenge air at the inlet of engine cylinders. The use of low-boiling fluids (LBF) in the waste heat recovery chiller provides deep cooling of engine cyclic air.

Additional energy saving by utilizing the exhaust heat in internal combustion engines (ICE) of the ship power plants (SPP) allows to save fuel. This, accordingly, leads to reduction of harmful substances emissions into the atmosphere. That is why it is important to ensure a maximum utilization of the heat losses of main engine (ME). Due to significant decreasing of exhaust gas temperature of modern ICE and sharp increasing the low-temperature corrosion (LTC) rate (up to 1.5 mm/year at wall temperatures below 130 °C with the combustion of sulfur fuels with water content W^r = 2 %), decreasing of exhaust gas boilers (EGB) steam capacity and depth of gas heat utilization has taken place.

The level of combustion fuel heat utilization can be increased by deep cooling of combustion products below the dew point temperature, due to the maximum utilization of not only the gas sensible heat, but also the latent heat of sulfuric acid vapor, which are contained in them. The condensation of sulfuric acid vapor limits the exhaust gas temperature at the wall temperatures below a dew point temperature of sulfuric acid vapor H_2SO_4.

Therefore, decreasing of the LTC intensity at the surface temperature below a dew point temperature of sulfuric acid vapor H_2SO_4 is practically the only possibility of reducing the EGB exhaust gas temperature and improving ecology and economy of SPP.

Literature Review

A lot of investigations are devoted to development of resource and energy saving and emissions reduction technologies [4-7]. Various ways of cooling the cycle air of engines by conversion of waste heat with refrigerant Ejector Chiller (ECh) have been investigated as the most simple in design and reliable in operation so as more complex Absorption Lithium-Bromide Chiller (ACh) [8].

The cooling air systems both for intake air of the TC and scavenge air of low-speed engines by the conversion of the waste heat of exhaust gases and scavenge air by waste heat recovery chillers were proposed and the efficiency of this direction in marine power engineering was shown [8].

However, the problem of complex cooling of cyclic air (air at the intake of TC and scavenge air) of the low-speed engines of cogeneration type by using as a source of relatively low-grade water heat of the heat supply system (with a temperature of about 90 °C) is still unsolved. Because of the insufficiently high efficiency of conversion of the hot water heat compared with steam, the resulting cooling capacity may not be sufficient for complex cooling air at the engine intake air and scavenge air, that raises the problem of the rational distribution of heat loads between cooling circuits (subsystems) for chilling the engine intake and scavenge air and the need for the use of the waste heat recovery chiller of various types.

According to data of [9, 10] heat loss of exhaust gases represents a high proportion of the total heat loss of combustion engines, turbines and boilers in power stations and SPP. The Rankine cycle system can convert the exhaust gas heat to electricity and improve the unit efficiency [11]. Authors [12] introduced the technique of exhaust gas heat utilization in gas cogeneration unit based on absorption heat exchange. The heat exchangers used to heat condensation are called low-temperature economizers [13-16] or low-pressure economizers [17]. The condensed acid vapor also glues the ash in exhaust gas, and adheres on heating surface [18], which increases the resistance of exhaust gas flow and heat transfer [19], affecting the units' reliable and economical operation. The experience of using WFE in boilers and diesel engines indicates the undeniable advantages of this type of fuel: the effective specific fuel consumption decreases by about 8 % [20, 21], in the exhaust gases the con-centration of nitrogen oxides is significantly reduced in 1,4...3,1 times [22, 23], the concentration of CO - in 1,3...1,5 times [24], smoke - in 1,3...2,4 times [23]. In [25] the influence of parameters of WFE combustion process in existing low capacity boiler plants on the level of formation of nitrogen oxides, carbon monoxide and soot was studied. The analysis of literary sources showed, that there is no quantitative data of LTC intensity of codensing low-temperature heating surfaces (LTHS) of EGB while WFE combustion.

Research Methodology

The waste heat recovery refrigerant Ejector Chiller (ECh) is the most simple in design [8]. However, the efficiency of conversion of waste heat into cold in Ejector Chiller (ECh) is relatively low: the coefficient of ECh

performance ζ_E = 0.2…0.3, which requires a significant amount of heat. A coefficient of performance $\zeta = Q_0/Q_h$ – is the ratio of generated cold Q_0 to the consumed heat Q_h, extracted from exhaust gases, scavenge air. At the same time, the efficiency of transformation of heat into cold in quite complex Absorption Lithium-Bromide Chiller (ACh) is two to three times higher: $\zeta_A \approx$ 0.7...0.8. It would be expedient to use the advantages of each of the chillers: deep cooling of the air to t = 7…10 °C in the ECh and high efficiency of the transformation of heat into cold in ACh (ζ = 0.7…0.8).

It is obvious that the combined use of ACh and ECh would be optimal. To do this, it is necessary to analyze the efficiency of the integrated cooling of the cyclic air of the low-speed diesel engines (intake air of the TC and the scavenge air) by transforming the waste heat of exhaust gases and scavenge air into the cold, comparing the necessary cooling capacity and the corresponding heat needs during an actual voyage with the amount of available waste heat of diesel engines (heat of exhaust gases and scavenge air), the results of which reveal a deficit or excess of the available waste heat for each of the methods for cooling the air (by using ECh or ACh), and then reserves for additional cooling of the air (intake air or scavenge air) due to the corresponding excess waste heat.

So, at the first stage of the methodology for determining the thermal capacity of waste heat recovery chiller the comparison of the necessary cooling capacities for complex cooling of cycle air of diesel engines (simultaneously intake air of the TC and the scavenge air) and the corresponding total needs of waste heat of diesel engines with the amount of available heat of exhaust gases and scavenge air or excess of the existing waste heat for each of the methods of air cooling (using ECh or ACh), and then additional reserves of cooling capacity for cooling intake air or scavenge air due to respond accordingly excess waste heat.

The efficiency of engine inlet and scavenge air cooling has been considered for the ship's low-speed diesel engine MAN B&W 6S60MC6.1-TI with economical power output N_e = 10 MW, specific fuel oil consumption (SFOC) b_e = 169.8 g/(kWh) and air consumption 23.9 kg/s under ISO conditions and engine load – NMCR = 90 %. [1, 3]. To analyze the parameters of the cooling air system, as well as the characteristics of the main engine with air cooling for changeable ambient conditions the "mandieselturbo" software package was used [3].

For the 6S60MC6.1-TI engine, according to the data of the MAN company (according to the calculations by using "mandieselturbo" software package), cooling inlet air for every 10 °C results in reduction of specific fuel consumption 1.1-1.2 g/(kWh) [3]. Characteristics of the work of the ECh was chosen taking into account the features of cooling air for ship diesel engines: refrigerant – R142b; boiling temperature in the evaporator-air cooler t_0 = 5 ºC; condensing temperature in a water cooled condenser with seawater – t_c = 25–45 ºC; boiling temperature in the generator – t_g = 90 ºC. Thus, for comparative analysis the following values of coefficient of performance were accepted: □ = 0.7 for Absorption Lithium-Bromide Chiller (ACh) and □ = 0.2 for Ejector Chiller (ECh) at boiling temperature of the refrigerant R142b in the evaporator t_0 = 5 ºC and in the generator t_g = 90 ºC. The calculation of the characteristics of the engine with cyclic air cooling was carried out on the operating mode during the voyage of the dry-cargo ship on the route Odessa-Yokogama. The changes in ambient air temperature t_a, temperature of outboard water t_w, ambient air absolute humidity d_a and relative humidity φ_a during the trade route are presented in Fig. 1.

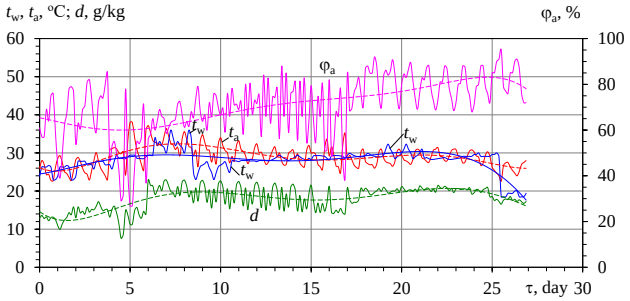


Fig. 1. The changes in ambient air temperature t_a, temperature of outboard water t_w, ambient air absolute humidity air d_a and relative humidity φ_a during the trade route Odessa-Yokogama

When climatic conditions change during the trade route, the heat load of the cooling system changes, that is, cooling capacity Q_0 is necessary for cooling the air, as well as the corresponding heat consumption Q_h, transformed into cold in waste heat recovery chiller: $Q_h = Q_0 / \zeta$.

Characteristics of the ECh performance was chosen taking into account the features of the design and use of air pre-cooling for ship diesel engines: refrigerant – R142b; boiling temperature in the evaporator-air cooler t_0 = 5 ºC;

condensing temperature in a water cooled condenser with seawater – t_c = 25–45 °C; boiling temperature in the generator – t_g = 90 °C.

Thus, for comparative analysis the following values of coefficient of performance are accepted: □ = 0.7 for Absorption Lithium-Bromide Chiller (ACh) and □ = 0.2 for Ejector Chiller (ECh). The investigations of corrosion were carried out at the experimental installation in the Admiral Makarov National University of Shipbuilding. The processing of measurement results for study of corrosion process kinetic was carried out after 2, 4, 8 and 12 hours, based on which the approximation equations were obtained. The verification of approximation equations reliability was carried out on the results of experiment for 100 hours.

Results

The cooling capacity $Q_{0.15}$, required for cooling the Intake Air of the engine, was calculated based on the decrease in its temperature from the current temperature in the engine room t_{a1} ($t_{a1} = t_a + 10$ °C) to t_{a2} = 15 °C by the value Δt_{a15} . The available cooling capacity was calculated as $Q_{0(0.7)}$ – during the transformation of the exhaust gas heat Q_h to cold in ACh ($Q_0 = Q_h \cdot \zeta$ at ζ = 0.7) and as $Q_{0(0.2)}$ – during the transformation of exhaust gas heat Q_h in the ECh (at ζ = 0.2). The heat required for cooling the air at the engine inlet to the temperature t_{a2} = 15 °C in ACh was calculated as $Q_{h.15(0.7)} = Q_{0.15} / \zeta$ (at ζ = 0.7), and in ECh – as $Q_{h.15(0.2)} = Q_{0.15} / \zeta$ (at ζ = 0.2).

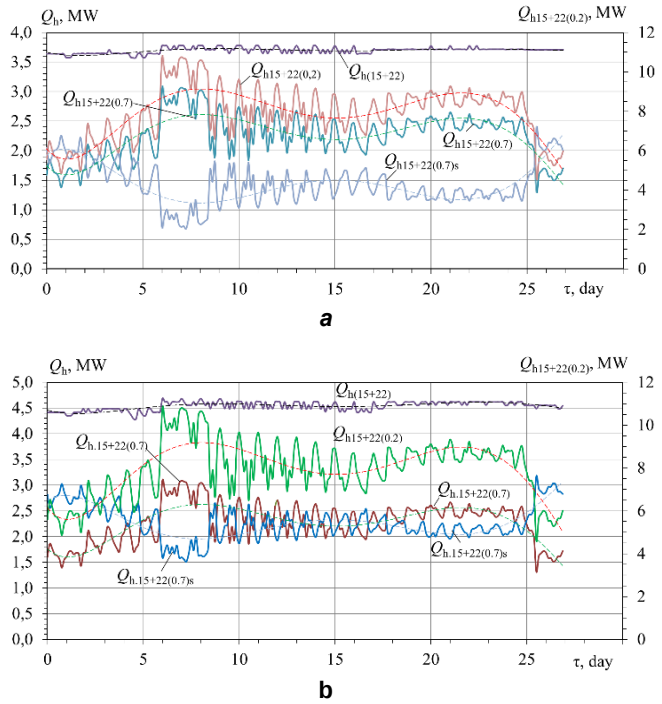
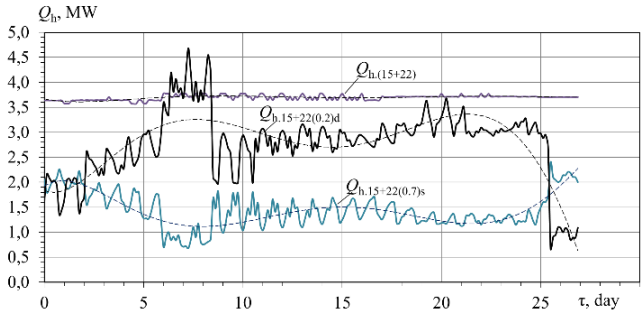


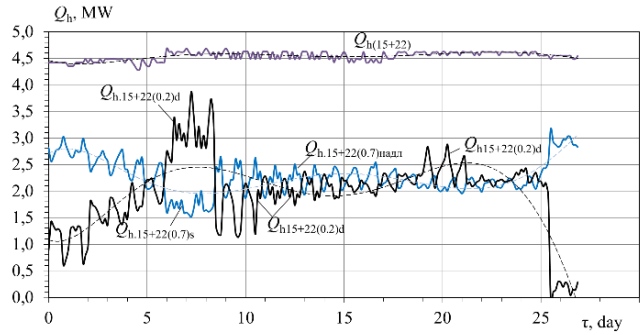
Fig. 2. The current values of available heat of exhaust gases and scavenge air $Q_{h(15+22)}$, heat required for cooling the intake air to t_{a2} = 15 °C and scavenge air in the SAC_{LT} to t_{a2} = 22 °C in the ECh $Q_{h15+22(0.2)}$ at ζ = 0.2 (ECh at t_h = 90 °C and t_0 = 5), in the ACh $Q_{h15+22(0.7)}$ at ζ = 0.7, surplus (excess) heat available for ACh $Q_{h.15+22(0.7)s}$ and heat deficit for ECh $Q_{h15+22(0.2)d}$ during the voyage Odessa-Yokohama at scavenge air temperatures at the outlet of the SAC_{HT} t_{h2} : **a** – t_{h2} = 140 °C; **b** – t_{h2} = 110 °C

As it is seen, the value of the available (existing) heat of exhaust gases $Q_{h.15}$ and scavenge air Q_{h22} are close to each other $Q_{h22} \approx Q_{h15} \approx$2.2…2.6 MW and their total amount $Q_{h(15+22)} \approx$ 4.5…5.0 MW is almost twice higher the heat $Q_{h15+22(0.7)}$, required for cooling the intake air to a temperature t_{a2} = 15 °C and scavenge air in the SAC_{LT} to a temperature t_{a2} = 22 °C in the ACh with a coefficient of performance ζ = 0.7, as evidenced by a significant excess of the available heat $Q_{h15+22(0.7)s} = Q_{h(15+22)} - Q_{h15+22(0.7)} \approx$ 3,5…4,5 MW for ACh.

At the same time, the total amount of available heat of exhaust gases and scavenge air $Q_{h(15+22)}$ is almost half the heat $Q_{h15+22(0.2)} \approx$ 9 MW, necessary for cooling the intake air to t_{a2} = 15 °C and Scavenge Air in a SAC_{HT} to t_{a2} = 22 °C in a ECh with a coefficient of performance ζ = 0.2, as evidenced by a significant deficit of heat $Q_{h15+22(0.2)d} = Q_{h15+22(0.2)} - Q_{h(15+22)} \approx$ 3…4 MW for the ECh (fig. 3).



a

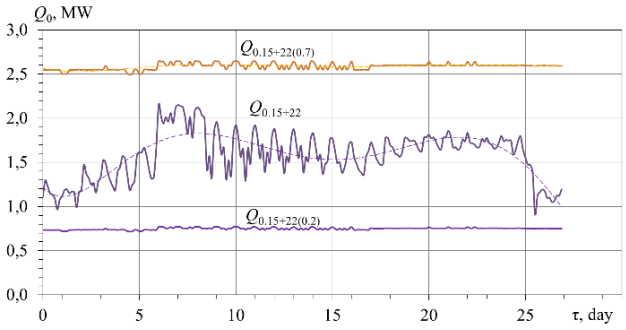


b

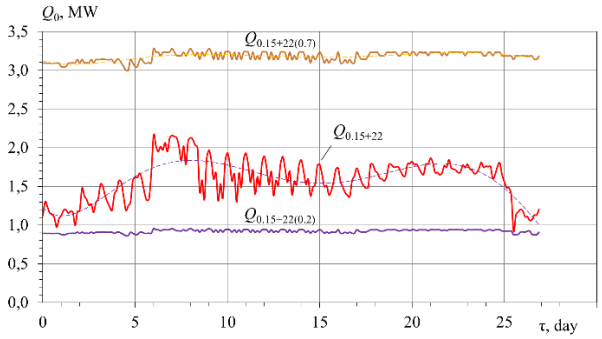
Fig. 3. The current values of the total amount of available heat of exhaust gases and scavenge air $Q_{h(15+22)}$, heat required for cooling the intake air to t_{a2} = 15 °C and scavenge air in the SAC_{LT} to t_{a2} = 22 °C in the ECh $Q_{h15+22(0,2)}$ at ζ = 0.2 (ECh at t_h = 90 °C and t_0 = 5), surplus heat available for ACh $Q_{h.15+22(0.7)s}$ and heat deficit for ECh $Q_{h15+22(0.2)d}$ during the voyage Odessa-Yokohama at scavenge air temperatures at the outlet of the SAC_{HT} t_{h2} : **a** – t_{h2} = 140 °C; **b** – t_{h2} = 110 °C

The closeness of heat deficit values for ECh $Q_{h15+22(0.2)d}$ and excess available heat which is more then required for ACh $Q_{h.15+22(0.7)s}$ indicates the possibility of their mutual compensation through the joint use of ACh as an effective transformer of heat to cold (ζ = 0.7), however, at less depth of air cooling (up to t_{a2} = 15 °C), and less effective ECh (ζ = 0.2…0.3) for deeper cooling of the air (to the minimum potential t_{a2} = 10 °C and even lower).

The values of the available total cooling capacity, which can be obtained due to the total amount of heat of exhaust gases $Q_{h(15+22)}$ in a ACh $Q_{0.15+22(0.7)}$ (ζ = 0.7) and in ECh $Q_{0.15+22(0.2)}$ (ζ = 0.2) as well as the total cooling capacity $Q_{0.15+22}$, necessary for cooling intake air of the TC to t_{a2} = 15 °C and the scavenge air to t_{a2} = 22 °C with the total decrease in air temperature by the value of $\Delta t_{a15+22} = \Delta t_{a15} + \Delta t_{a22}$ according to the climatic conditions on the trade route (Fig. 4.).



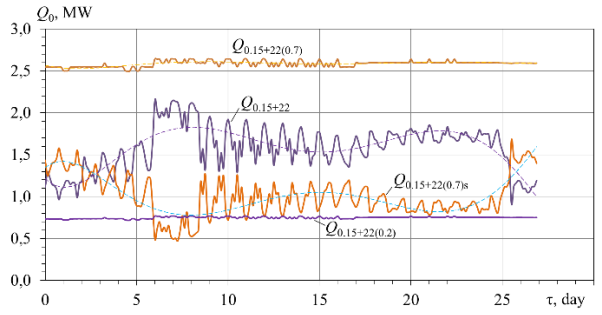
a



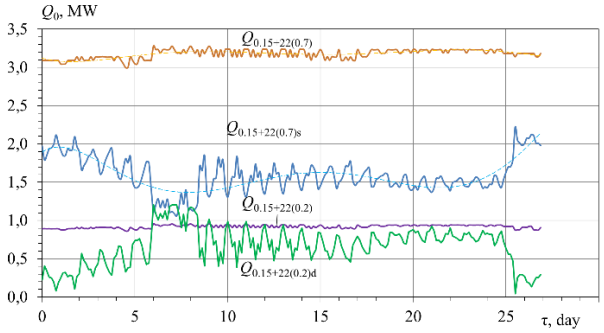
b

Fig. 4. The values of the available cooling capacity, which can be obtained by using the total amount of heat of exhaust gases $Q_{h(15+22)}$ in the ACh $Q_{0.15+22(0.7)}$ ($\zeta = 0.7$) and in the ECh $Q_{0.15+22(0.2)}$ ($\zeta = 0.2$), as well as the total cooling capacity $Q_{0.15+22}$, necessary for cooling the intake air to $t_{a2} = 15$ °C and scavenge air to $t_{a2} = 22$ °C at scavenge air temperatures at the outlet of the SAC$_{HT}$ t_{h2} : **a** – $t_{h2} = 140$ °C; **b** – $t_{h2} = 110$ °C

The values of ECh cooling capacity deficit $Q_{0.15+22(0.2)d} = Q_{0.15+22} - Q_{0.15+22(0.2)}$ and the ACh surplus (excess) cooling capacity $Q_{0.15+22(0.7)s} = Q_{0.15+22(0.7)} - Q_{0.15+22}$ during the voyage Odessa-Yokohama are presented in Fig. 5.



a



b

Fig. 5. The values of the available total cooling capacity, which can be obtained by using the heat of scavenge air and exhaust gases $Q_{h(15+22)}$ in the ACh $Q_{0.15+22(0.7)}$ ($\zeta = 0.7$) and in the ECh $Q_{0.15+22(0.2)}$ ($\zeta = 0.2$), cooling capacity deficit of the ECh $Q_{0.15+22(0.2)d} = Q_{0.15+22} - Q_{0.15+22(0.2)}$ and surplus cooling capacity of the ACh $Q_{0.15+22(0.7)s} = Q_{0.15+22(0.7)} - Q_{0.15+22}$ during the voyage Odessa-Yokohama: **a** – $t_{h2} = 140$ °C; **b** – $t_{h2} = 110$ °C

It should be noted that correlation between the ECh cooling capacity deficit $Q_{0.15+22(0,2)d} = Q_{0.15+22} - Q_{0.15+22(0.2)}$ and the ACh surplus (excess) cooling capacity $Q_{0.15+22(0.7)s} = Q_{0.15+22(0.7)} - Q_{0.15+22}$ during the voyage (fig. 5) can be changed by using the surplus cooling capacity of ACh $Q_{0.15+22(0.7)s}$ (compared with the total cooling capacity $Q_{0.15+22}$, necessary for cooling intake air to the temperature $t_{a2} = 15$ °C and scavenge air to $t_{a2} = 22$ °C) for completely eliminating the ECh cooling capacity deficit $Q_{0.15+22(0.2)d}$. It can be fulfilled through partial replacement of the ECh cooling capacity with the ACh cooling capacity by using the ECh only for cooling the engine intake air or scavenge air.

By rational redistribution of heat flows of waste heat (exhaust gases and scavenge air) between various types of waste heat recovery chillers (ECh and ACh), and the cooling capacity obtained by the chillers between the engine

intake air and scavenge air cooling, it is possible to ensure simultaneous complex cooling of the cyclic air of the engine and obtain almost double effect in the form of reduced fuel consumption. In this case, the redistribution of heat flows during the actual conversion of waste heat into cold – the ratio of generated cooling capacity Q_0 and heat consumption for its production Q_h – is determined by the coefficient of performance $\zeta = Q_0/Q_h$, that is, by the type of waste heat recovery chiller.

The aggregate effect of complex cooling engine intake air to t_{a2} = 15 °C and scavenge air to t_{a2} = 22 °C with a summerised decrease in the cyclic air temperature by $\Delta t_{a15+22(0.2)}$ can be estimated by the current full reduction of specific $\Box b_{e15+22}$ and hourly B_{f15+22} fuel consumption and corresponding accumulated total reduction of fuel consumption $\sum B_{f.15+22}$ of the low-speed engine 6S60MC6.1-TI during the voyage for the climatic conditions on the trade route Odessa-Yokohama in fig. 6.

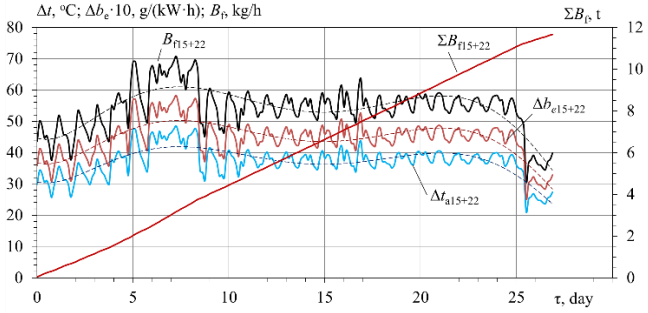
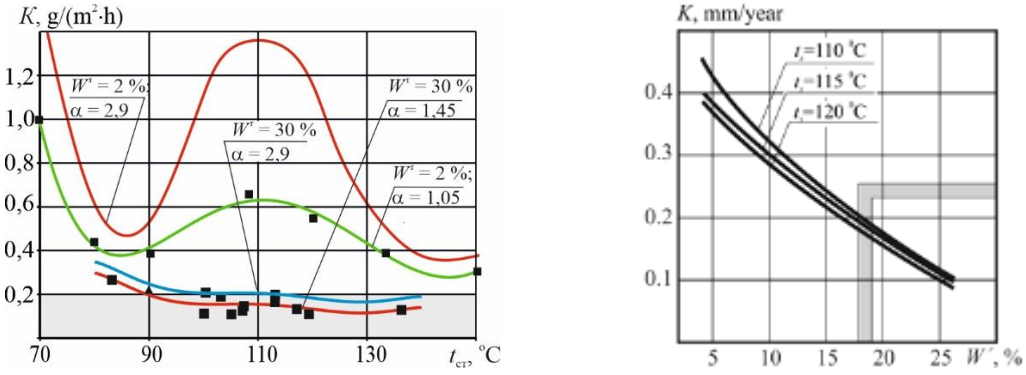


Fig. 6. The current values of the full reduction in specific $\Box b_{e.15+22}$ and hourly $B_{f.15+22}$ fuel consumption due to simultaneously cooling the air at the intake of the TC to the temperature t_{a2} = 15 °C and scavenge air to t_{a2} = 22 °C with a summerised decrease in the cyclic air temperature by Δt_{a15+22} in ACh and ECh and the corresponding accumulated total reduction of fuel consumption $\sum B_{f.15+22}$ of the low-speed engine 6S60MC6.1-TI during the voyage for the climatic conditions on the trade route Odessa-Yokohama

As can be seen, the joint cooling of the intake air of the TC to the temperature t_{a2} = 15 °C and the scavenge air to t_{a2} = 15 °C ensures the reduction of the specific fuel consumption of the low-speed engine 6S60MC6.1-TI by the value $\Box b_{e.15+22}$ = 4.0…4.5 g/(kW·h) and hourly consumption $B_{f.15+22}$ = 50…60 kg/h and total fuel consumption $\sum B_{f.15+22} \approx$ 11 t during the trade route Odessa-Yokohama.

Based on experimental studies the minimum value of wall temperature is defined (Fig. 7, a), at which the permissible speed of LTC at a level of 0.25 mm/year and the minimum value of exhaust gas temperature at exit from EGB are ensured (Fig. 7, b). Fig. 7, b show that the smallest values of corrosion intensity are observed for large values of water content in water-fuel emulsion 30 %.



a b

Fig. 7. Correlation of corrosion rate K from wall temperature (a) and water content W^r in emulsion (b)

The wall temperature range of condensing low-temperature heating surface (LTHS) safe operation is determined, which opens opportunities for deep utilization.

When WFE is burnt, the rate of LTC and pollution decreases, which makes it possible to decrease exhaust gas temperature at the outlet from the EGB down to 80…100 °C, to install condensing LTHS (evaporator with pressure p = 150 kPa and section of hot water) in the EGB (Fig. 8).

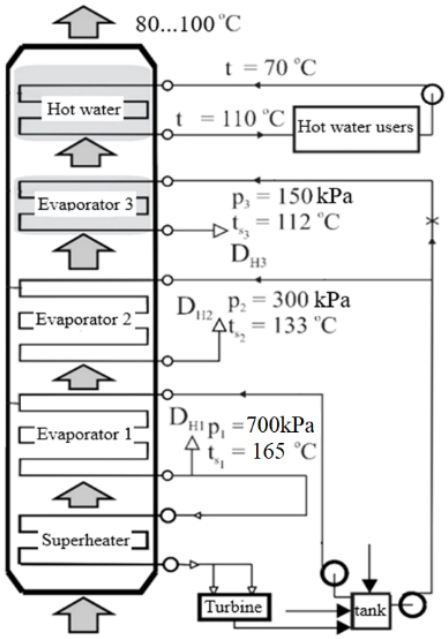


Fig. 8. Improved scheme of heat recovery circuit with condensation heating surface while WFE combustion

This scheme can be used in ships (bulk carriers, container ships, refrigerators) and autonomous cogeneration plants (industrial heat and power plants, municipal energy, factory boilers) for combined obtaining of thermal and electric energy.

Fig. 9 shows the thermal diagrams of two types of EGB.

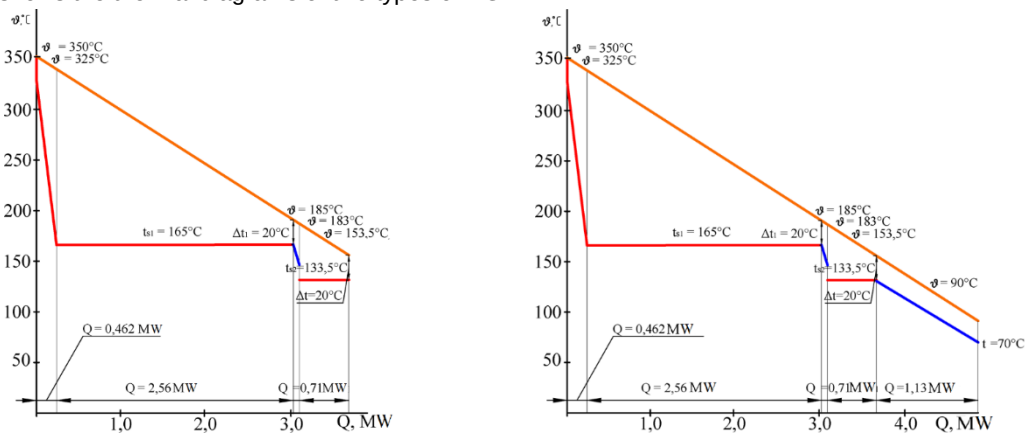


Fig. 9. Thermal diagrams of different schemes of EGB: a) two-pressure EGB; b) two-pressure EGB with hot water section (condensing surface)

The calculations showed that using of condensing heating surface in such schemes increases a depth of utilization by 23 % (Fig. 9).

Conclusions

The efficiency of joint cooling the Intake Air of the turbocharger and Scavenge Air at the inlet of the working cylinders of the Ship Main Engine of the transport ship by the conversion of the waste heat by an Ejector Chiller and an Absorption Lithium-Bromide Chiller was analyzed. As a source of heat for chillers, water from the heat supply system, obtained from the heat of the Scavenge Air and engine exhaust gases, is used. The reserves to improve the cooling efficiency of the main diesel engine cyclic air through using the chillers of various types were reveiled. A new approach to improving the efficiency of cyclic air cooling of the Main Engine of a transport ship has been proposed. Studies show that the smallest values of corrosion intensity are observed for large values of water content in water-fuel emulsion 30 %. The minimum value of wall temperature is determined, at which the permissible speed of low-

temperature corrosion at a level of 0.25mm/year is ensured and the minimum value of exhaust gas temperature at the exit from exhaust gas boiler. The wall temperature range of condensing LTHS that provides their safe operation is determined, which opens opportunities for deep exhaust gas heat utilization.

REFERENCES

[1] MAN Diesel & Turbo. (2018). MAN B&W Two-stroke Marine Engines. Emission Project Guide [Online], available at: https://marine.man-es.com/applications /projectguides/2stroke/content/special_pg/ 7020-0145-09_ uk.pdf (Accessed 9 October 2018)

[2] Wartsila. (2017). Wärtsilä Environmental Product Guide, [Online], available at: https://cdn.wartsila.com/docs/default-source/product-files/egc/product-guide-o-env-environmental-solutions.pdf (April 2017).

[3] MAN Diesel Turbo. (2019). "CEAS Engine Calculations" [Online], available at: https://marine.man-es.com/two-stroke/ceas.

[4] Radchenko, R., Radchenko, A., Serbin,S., Kantor, S., Portnoi, B. (2018). Gas turbine unite inlet air cooling by using an excessive refrigeration capacity of absorption-ejector chiller in booster air cooler. In: HTRSE-2018, E3S Web of Conferences 70, 03012, 6 p.

[5] Radchenko A., Radchenko M., Konovalov A., Zubarev A. (2018). Increasing electrical power output and fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by absorption chiller scavenge air cooling on the base of monitoring data treatment. In: HTRSE-2018, 6 p. E3S Web of Conferences 70, 03011.

[6] Radchenko, M., Radchenko, R., Ostapenko, O., Zubarev, A., Hrych, A. (2019). Enhancing the utilization of gas engine module exhaust heat by two-stage chillers for combined electricity, heat and refrigeration. In: 5th International Conference on Systems and Informatics, ICSAI 2018, pp. 240-244. Jiangsu, Nanjing, China.

[7] Radchenko, A., Bohdal, L., Zongming, Y., Portnoi, B., Tkachenko, V. (2020). Rational designing of gas turbine inlet air cooling system. In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner-2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham, 10 p.

[8] Forduy, S., Radchenko, A., Kuczynski, W., Zubarev, A., Konovalov, D. (2020). Enhancing the fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by chilling cyclic air. In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner-2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham, 10 p.

[9] Luo C., Luo K., Wang Y., Ma Z., Gong Y. (2017). The effect analysis of thermal efficiency and optimal design for boiler system. Energy Procedia, 105, 3045–3050.

[10] Syed Safeer Mehdi Shamsi, Assmelash A. Negash, Gyu Baek Cho and Young Min Kim. (2019). Waste heat and water recovery system optimization for flue gas in thermal power plants. Sustainability, 11(7), 1881.

[11] Steven, L., Henk, H., Martijn van den, B., Bruno, V., Michel, D. (2015). Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery. Renew. Sustain. Energy Rev., 47, 448–461.

[12] Li, F., Duanmu, L., Fu, L., Zhao, X. (2016). Research and application of flue gas waste heat recovery in cogeneration based on absorption heat–exchange. Procedia Eng., 146, 594–603.

[13] Levy, E., Bilirgen, H., Hazell, D., Goel, N., Jonas, G., Carney, B. (2012). Performance and cost benefit analyses of condensing heat exchangers for cooling boiler flue gas. In: Proceedings 2012 Clearwater Clean Coal Conference, Clearwater, Florida.

[14] Baldi, S., Quang, T.L., Holub, O., Endel. P.: Real-time monitoring energy efficiency and performance degradation of condensing boilers. Energy Conversion and Management 136, 329-339 (2017).

[15] Jeong, K., Kessen, M.J., Bilirgen, H., Levy, E.K. (2010). Analytical modeling of water condensation in condensing heat exchanger. Int. J. Heat Mass Transf., 53, 2361–2368.

[16] Antonescu, N., Stănescu, P.-D. (2017). Parametrical Functioning Study for a Small Boiler Condensing Unit. In: Bode F. et al. (eds) Sustainable Solutions for Energy and Environment Conference, EENVIRO 2016. Energy Procedia, 112, 563-570. Bucharest, Romania.

[17] Fan, C., Pei, D., Wei, H. (2018). A novel cascade energy utilization to improve efficiency of double reheat cycle. Energy Convers. Manag., 171, 1388–1396.

[18] Radchenko, M., Radchenko, R., Kornienko, V., Pyrysunko, M. (2020). Semi-Empirical Correlations of Pollution Processes on the Condensation Surfaces of Exhaust Gas Boilers with Water-Fuel Emulsion Combustion. In: Ivanov V. et al. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 853-862. Springer, Cham.

[19] Kornienko, V., Radchenko, R., Stachel, A., Pyrysunko, M. (2020). Correlations for pollution on condensing surfaces of exhaust gas boilers with water-fuel emulsion combustion. In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) Grabchenko's

International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner-2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham, 10 p.
[20] Miao, Y.C., Yu, C.L., Wang, B.H., Chen, K. (2013). The applied research of emulsified heavy fuel oil used for the marine diesel engine. Advanced Materials Research, vol. 779, pp. 469-476.
[21] Sugeng, D.A., Ithnin, A.M., Amri, N.S.M.S., Ahmad, M.A., Yahya, W.J. (2017). Water content determination of steam generated water-in-diesel emulsion. Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences, 49(1), 62-68.
[22] Baskar, P., Senthil Kumar, A. (2017). Experimental investigation on performance characteristics of a diesel engine using diesel-water emulsion with oxygen enriched air. Alexandria Engineering Journal, 56(1), 137-146.
[23] Patel, K.R., Dhiman, V. (2017). Research study of water- diesel emulsion as alternative fuel in diesel engine – An overview. International Journal of Latest Engineering Research and Applications, 2(9), 37-41.
[24] Wojs, M.K., Orliński, P., Kamela, W., Kruczyński, P. (2016). Research on the influence of ozone dissolved in the fuel-water emulsion on the parameters of the CI engine. In: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 148, 1-8.
[25] Gupta, R.K., Sankeerth, K.A., Sharma, T.K, Rao, G., Murthy, K.M. (2014). Effects of water-diesel emulsion on the emission characteristics of single cylinder direct injection diesel engine - A review. Applied Mechanics and Materials, 592, 1526-1533.

Радченко Р.М., Корнієнко В.С., Пирисунько М.А., Богданов М.С, Андреєв А.А.

Підвищення ефективності суднових дизельних двигунів за рахунок глибокої утилізації тепла відхідних газів на основі його моделювання протягом рейсової лінії

Проаналізовано ефективність комплексного охолодження повітря на вході турбокомпресора і наддувного повітря на вході робочих циліндрів головного дизельного двигуна транспортного судна трансформацією скидної теплоти в холод ежекторною холодильною машиною як конструктивно найбільш простою і надійною в експлуатації та більш громіздкою, але й більш ефективною абсорбційною бромистолітієвою холодильною машиною. При цьому розглянуто суднову енергоустановку когенераційного типу з використанням в якості джерела відносно низькопотенційної теплоти води системи теплопостачання з температурою близько 90 °С, що суттєво ускладнює проблему її трансформації в холод. Запропоновано новий підхід до підвищення ефективності комплексного охолодження повітря на вході турбокомпресора і наддувного повітря на вході робочих циліндрів головного двигуна транспортного судна, який полягає у зіставленні необхідних витрат холодопродуктивності і відповідних потреб теплоти упродовж рейсу з наявною теплотою випускних газів і наддувного повітря когенераційної енергоустановки, визначенні дефіциту і надлишку холодопродуктивності тепловикористовуючих холодильних машин різного типу, що дозволяє виявити і реалізувати резерви підвищення ефективності охолодження повітря на вході турбокомпресора і наддувного повітря на вході головного дизельного двигуна шляхом сумісного застосування холодильних машин різного типу.
Ключові слова: судновий двигун, утилізаційний котел, водопаливна емульсія

УДК 621.181.27

MONITORING THE FUEL EFFICIENCY OF GAS ENGINE IN INTEGRATED ENERGY SYSTEM

Andrii Radchenko[1], Dariusz Mikielewicz[2], Serhiy Forduy[3], Dmytro Konovalov[1],
Mykola Radchenko[1], Anatolii Zubarev[1]
[1]Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolayiv, Ukraine
[2]Gdansk University of Technology, Gdansk, Poland
[3]PepsiCo, Inc., Kyiv, Ukraine
nirad50@gmail.com; kornienkovika1987@gmail.com

Abstract. *Reciprocating gas engines are widely used in integrated energy systems (IES) for combined cooling, heat and electricity supply. The fuel efficiency of gas engine considerably depends on the air temperature at the inlet of turbocharger. To estimate the influence of inlet air on gas engine fuel efficiency the data on dependence of fuel consumption and power output of gas engine on its inlet air temperature were received for Jenbacher gas engine JMS 420 GS-N.LC of cogenerative type with using the heat of exhaust gas, scavenge air, engine jacket cooling water and lubricating oil for heating water to the temperature of about 90 °C. The hot water is used in absorption lithium-bromide chiller to produce a chilled water, which is spent for technological needs and feeding to the central air*

conditioner, that provides cooling ambient air incoming the engine room, from where it is sucked by the engine turbocharger. The data on dependence of fuel consumption and power output of gas engine on its inlet air temperature received by processing the monitoring data are very usefull for improving the efficiency of conventional cooling system with chilling the engine room incoming air followed by heat influx from surroundings, that leades to increased air temperature at the suction of turbocharger and enlarged cooling capacity spent for cooling.
Keywords: *monitoring, combined cooling, heat and electricity, fuel consumption, power output, absorption chiller.*

Introduction

Reciprocating gas engines are widely used in integrated energy systems (IES) for combined cooling, heat and electricity supply [1-3]. They are manufactured as cogeneration modules with heat exchangers [4, 5] to produce hot water with temperature of about 90 °C by utilizing the heat of exhaust gas, scavenge air, engine jacket cooling water and lubricating oil. A hot water is used as a heat source for absorption lithium-bromide chiller (ACh) to produce a chilled water, which is spent for technological needs and feeding to the central air conditioner for cooling ambient air incoming the engine room, from where it is sucked by the turbocharger. The peculiarity of IES, providing chilled water for food processing, is increased its temperature of about 12 °C, that is higher than typical temperature 7 °C, that might be produced in ACh. In the case of using this chilled water as a coolant for cooling air at the inlet of turbocharger (TC) to inhance engine efficiency it is desirably to use reduced coolant temperature to provide lowered inlet air temperature as compared with its increased temperature, caused by heat influx from the engine room in conventional chilling the ambient air, coming into the engine room.

To evaluate the efficiency of gas engine cyclic air cooling the data on dependence of fuel consumption and power output of gas engine at varying its inlet air are needed. These data can be received by processing gas engine fuel efficiency monitoring.

Literature Review

A lot of energy saving technologies are developed to increase fuel efficiency of combustion engines: by utilization of exhaust heat [6-8] and cooling engine cyclic air in refrigerant electrically driven vapour-compression [9] and waste heat recovery chillers [10-13]. The most widespread ACh provide cooling air to the temperature of about 15 ºC with a high coefficient of performance: COP = 0.7–0.8 [14-18]. The refrigerant vapour-compression chillers provide cooling air practically to any low temperature but they consume electricity to drive compressors [9]. The refrigerant ejector chillers (ECh) are the most simple in design and provide cooling air to the temperature of 5-10ºC but with low COP = 0.2–0.3 [21-23].

The efficiency of heat exchangers in cooling systems and refrigeration chillers can be improved by intensification of heat transfer [24-26] and application of advanced coolant (refrigerant) circuits [27-30].

Many researches are aimed on efficient operation of cooling systems in actual climatic conditions [31–33], energy simulation and load responsive control [34-36] and methods to determine rational loads [37–40].

To cover peak heat loads on engine cyclic air cooling systems some energy saving technologies with accumulating chilled water at decreased cooling loads are developed [41].

The most of well-known concepts of increasing the efficiency of IES are limited to application of refrigeration capacity generated by conversing the GE heat output for external consumers such as space conditioning and technological needs [4, 5] and do not reveal reserves for enhancing the efficiency of the combustion engines themselves due to cooling inlet air by using generated refrigeration capacity i.e. within engine cycles according to the concept of in cyclic trigeneration [10, 11].

To evaluate the efficiency of gas engine cyclic air cooling by using energy conversing technologies the data on dependence of fuel consumption and power output of gas engine on varying inlet air temperatures are needed. These data can be received by processing the results of gas engine fuel efficiency monitoring.

Research Methodology

The efficiency of cooling air at the inlet of gas engine was investigated for IES of combined energy supply at the factory "Sandora"–"PepsiCo Ukraine" (Nikolaev, Ukraine). The IES is equipped with two cogenerative Jenbacher gas engines JMS 420 GS-N.LC (each of rated electric power P_{elSO} = 1400 kW, heat power Q_h =1500 kW), in which the heat of the exhaust gases, scavenge air-gas mixture, engine jacket cooling water and lubricating oil is used for heating water to the temperature of about 90 °C. The hot water is used in AR-D500L2 Century absorption Li-Br chiller to produce a chilled water of 12 °C, which is spent for technological needs and feeding to the central air conditioner that provides cooling ambient air incoming the engine room, from where it is sucked into the engine turbocharger.

A method for treatment of the monitoring data sets on fuel consumption and power output of gas engine was developed in [10] and modified in this research to take into account the influence of varying engine loading and air temperatures at its inlet.

To evaluate the influence of inlet air cooling on the fuel efficiency of gas engine the data on the variation of fuel consumption and power output of gas engine at varying engine inlet air temperatures and engine loading in relation to ISO parameters [42] were received by treating the results of gas engine JMS 420 GS-N.L efficiency monitoring.

The results of monitoring gas engine fuel efficiency are presented in the form of data sets on dependence of fuel consumption $B_f = f(t_{in})$ and engine power output $P_{el} = f(t_{in})$ and, as result, specific fuel consumption $b_e = B_f / P_{el}$ on the varying air temperature t_{in} at the inlet of turbocharger.

Results

The scheme of IES at the factory "Sandora"–"PepsiCo Ukraine" is presented in Fig. 1.

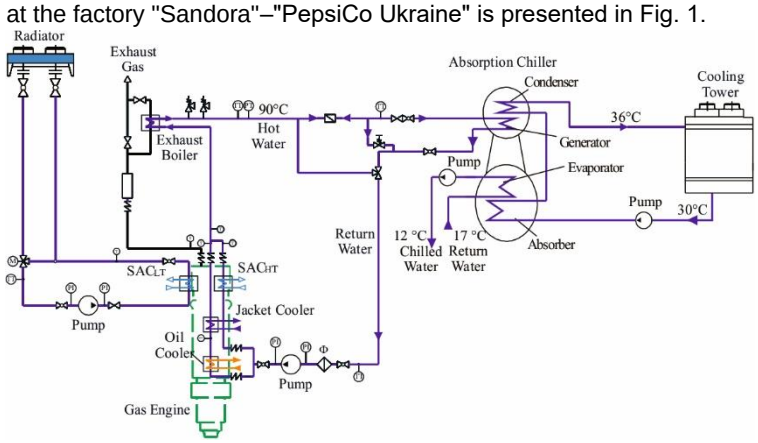


Fig. 62. The scheme of IES at the factory "Sandora"–"PepsiCo Ukraine": SAC_{LT} and SAC_{HT} – low- and high-temperature Scavenge Air Coolers

The goal of monitoring data sets $P_{el} = f(t_{in})$ and $B_f = f(t_{in})$ treatment is to calculate the values of specific fuel consumption $b_e = B_f / P_{el}$ in dependence on the temperature t_{in} of air at the inlet of turbocharger: $b_e = f(t_{in})$.

The results of processing the monitoring data on electrical power output P_{el} and volume gas fuel consumption B_f are presented in Fig. 2 and 3.

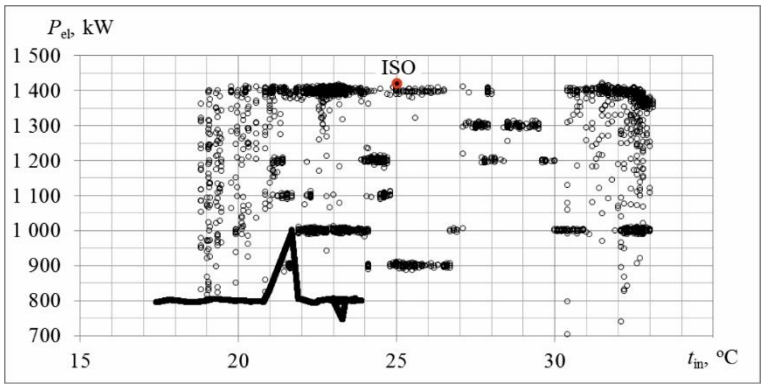


Fig. 63. Variation of electrical power output P_{el} versus turbocharger inlet air temperature t_{in} for Jenbacher gas engine JMS 420 GS-N.LC at various loading P_{el} = 800…1400 kW: point "ISO" corresponds to $P_{el.ISO}$ for "ISO" climatic parameters

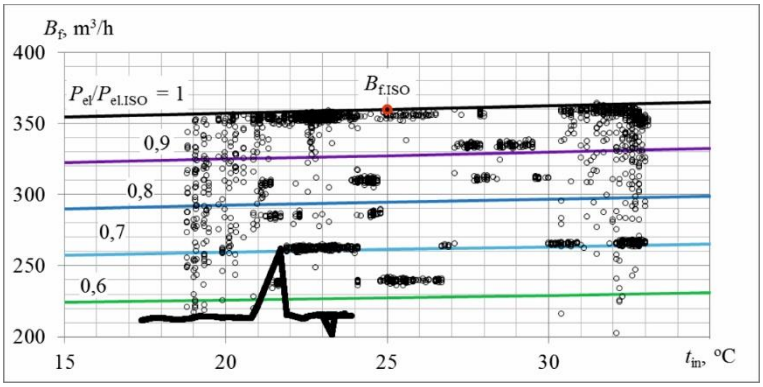


Fig. 64. B_f, t_{in} , $B_{f.ISO}$, $t_{in.ISO}$ Variations of volume gas fuel consumption B_e versus turbocharger inlet air temperature t_{in} for Jenbacher gas engine JMS 420 GS-N.LC at various loading $P_{el.ISO}$ /$P_{el.ISO}$ = 0.6…1.0: point $B_{f.ISO}$ corresponds to "ISO" parameters

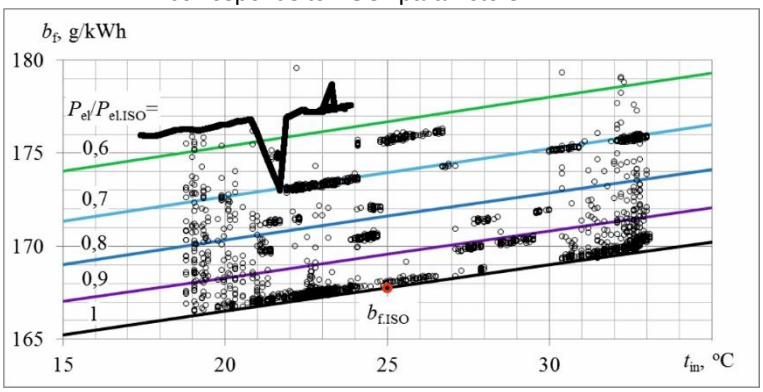


Fig. 65. Variation of mass specific fuel consumption b_f versus turbocharger inlet air temperature t_{in} for Jenbacher gas engine JMS 420 GS-N.LC at various loading P_{el} /$P_{el.ISO}$ = 0.6…1.0: point $b_{f.ISO}$ corresponds to "ISO" climatic parameters

As Fig. 4 shows, with arising engine inlet air temperatures t_{in} the mass specific fuel consumption b_f increases by about 0.25 g /(kW·h) for 1 °C increment of engine inlet air temperature Δt = 1 °C.

With increasing engine inlet air temperatures t_{in} the electrical efficiency η_{el} decreases by about 0.006 of its absolute value or 1.36% in relative value for 10 °C increment of engine inlet air temperature Δt = 1 °C (Fig. 5).

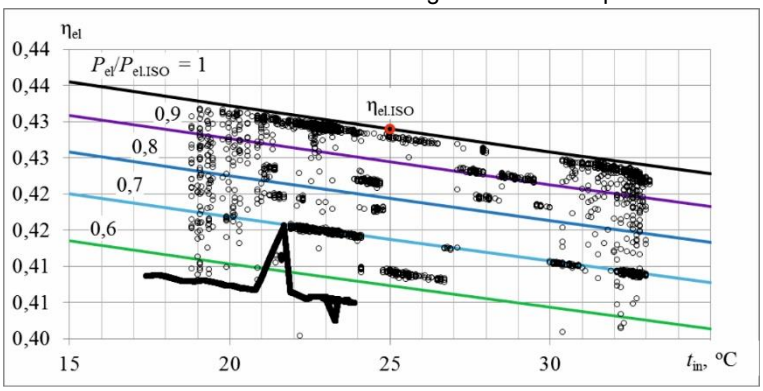


Fig. 66. Variations of engine electrical efficiency η_{el} versus turbocharger inlet air temperature t_{in} for Jenbacher gas engine JMS 420 GS-N.LC at various loading P_{el} /$P_{el.ISO}$ = 0.6…1.0: point $\eta_{el.ISO}$ corresponds to "ISO" climatic parameters

A deviation of calculated values of mass specific fuel consumption $b_{f.calc}$ from their monitoring data $b_{f.monit}$ is about 6…10 %, that proves a satisfactory their agreement (Fig. 6).

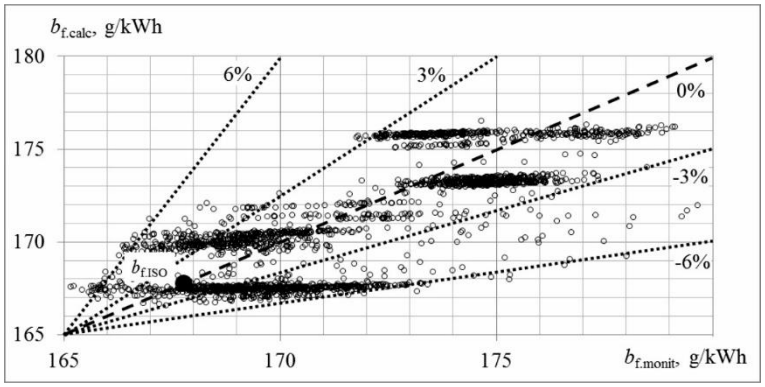


Fig. 67. The calculated values of mass specific fuel consumption $b_{f.calc}$ against their monitoring data $b_{f.monit}$: point $b_{f.ISO}$ corresponds to "ISO" climatic parameters

Issuing from decrease in specific fuel consumption b_f due to arising the engine efficiency η_{el} with lowering engine inlet air temperatures t_{in} (Fig.5 and 6) a concept of addition subcooling engine inlet air down to lower temperatures t_{in} = 7…10 °C as compared with t_{in} = 20…25 °C and higher in the case of conventional inlet air cooling system in ABCh with chilled water temperature of 12 °C, used for technological needs.

This concept of subcooling engine inlet air, addition to its cooling by chilled water from ABCh with temperature of around 12 °C, used for technological needs, can be realized by two-stage cooling air with using refrigerant as a coolant in the second low temperature stage of air cooler and correspondingly two-stage waste heat conversion with refrigerant ejector chiller as low temperature stage [39, 40]. Thus, inlet air deep cooling allows to maintain gas engine at practically stable inlet air temperature at ambient air temperatures t_{amb} = 30...35 °C (in engine room above 35...40 °C caused by heat influx from surroundings) and provides inlet air temperature decrease of about 20...25 °C compared with conventional inlet air cooling system in ABCh with chilled water temperature of 12 °C. This results in reduction of engine specific fuel consumption by about 5 g /(kW·h), i.e. about 3% decrease in fuel consumption at increased ambient air temperatures t_{amb} = 30...35 °C.

The enhancement of gas engine fuel efficiency due to inlet air deep cooling can be estimated by decreasing current specific fuel consumption b_e and its summarized daily values $\sum\Delta b_e$ due to engine inlet air cooling to the temperatures of 7, 10 and 15 °C compared with conventional cooling, that leads to increased air temperature t_{in} at the inlet of turbocharger and enlarged fuel consumption.

Some results of treating the monitoring data on cooling engine inlet air to the temperatures 7, 10 and 15°C are presented in Fig. 7.

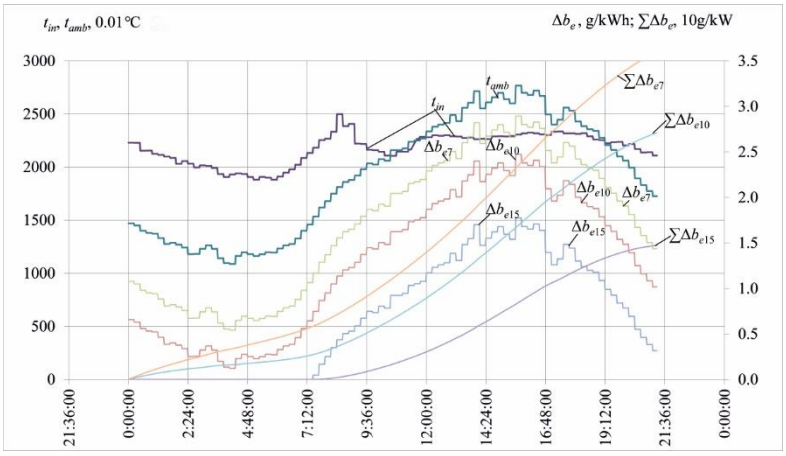


Fig. 68. Daily variation of decrease in current engine specific gas fuel consumption Δb_e and their summarized daily values $\sum\Delta b_e$ due to engine inlet air cooling to the temperatures of 7, 10 and 15 °C compared with traditional cooling all the engine room incoming air with increased engine inlet temperatures t_{in} with variation of ambient temperatures t_{amb} during time τ

As Fig. 7 shows, engine inlet air deep cooling provides decreasing current specific fuel consumption by the values Δb_e = 2.5-3.0 g/kWh at increased ambient air temperatures t_{amb} , that leads to their summarized daily values

$\sum \Delta b_e$ more than 30 g/kW, related to 1 kW power of gas engine, or in absolute values for gas engine JMS 420 GS-N.L of 1400 kW power output it provides daily fuel saving above 40 kg.

Conclusions

To evaluate the efficiency of gas engine cyclic air cooling by using different energy conversing technologies the data on dependence of fuel consumption and power output of gas engine on varying inlet air temperatures are received by processing the results of gas engine fuel efficiency monitoring.

A method for treatment of the monitoring data sets on fuel consumption and power output of gas engine was modified to take into account the influence of varying engine loading and air temperatures at its inlet.

A treatment of monitoring data sets on fuel efficiency of gas engine JMS 420 GS-N.L in integrated energy system for combined electricity, heat and cooling generation has proved inefficient conventional cooling engine inlet air in ABCh with chilled water temperature of 12 °C, used for technological needs.

Issuing from decrease in specific fuel consumption b_f with lowering engine inlet air temperatures t_{in} a concept of addition subcooling engine inlet air down to lower temperatures t_{in} = 7…10 °C as compared with t_{in} = 20…25 °C and higher in the case of conventional inlet air cooling system in ABCh with chilled water temperature of 12 °C, used for technological needs. This concept is realized by two-stage cooling air with using refrigerant as a coolant in the second low temperature stage of air cooler at the inlet of engine turbocharger and correspondingly two-stage waste heat conversion with refrigerant ejector chiller as low temperature stage. Inlet air deep cooling allows to maintain gas engine at practically stable inlet air temperature at increased ambient air temperatures and provides inlet air temperature decrease of about 20...25 °C compared with conventional inlet air cooling system in ABCh with chilled water temperature of 12 °C. This results in reduction of engine specific fuel consumption by about 3% at increased ambient air temperatures t_{amb} = 30...35 °C.

REFERENCES

[1] Cogeneration & Trigeneration – How to Produce Energy Efficiently. (2016). A practical Guide for Experts in Emerging and Developing Economies. Edited by Simon Zellner, Jens Burgtorf, Diana Kraft-Schäfer. Published by Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ) GmbH. 144 p.

[2] CIMAC Position Paper Gas Engine Aftertreatment Systems By CIMAC WG 17, Gas Engines. https://www.cimac.com/cms/upload/Publication_Press/WG_Publications/CIMAC_WG17_2017_Aug_Position_Paper_Gas_Engine_Aftertreatment_Systems.pdf (2017).

[3] Canova, A., Cavallero, C., Freschi, F., Giaccone, L., Repetto, M., Tartaglia, M. (2009). Optimal energy management. IEEE Industry Applications Magazine, 15, 62–65.

[4] Rouse, G., Czachorski, M., Bishop, P., Patel, J. (2006). GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype. GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI), 495 p.

[5] Elsenbruch, T. (2010). Jenbacher gas engines a variety of efficient applications. Bucureşti, 73p.

[6] Radchenko, M., Radchenko, R., Kornienko, V., Pyrysunko, M. (2020). Semi-Empirical Correla-tions of Pollution Processes on the Condensation Surfaces of Exhaust Gas Boilers with Water-Fuel Emulsion Combustion. In: Ivanov V. et al. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 853-862. Springer, Cham.

[7] Kornienko, V., Radchenko, R., Stachel, A., Pyrysunko, M. (2020). Correlations for pollution on condensing surfaces of exhaust gas boilers with water-fuel emulsion combustion. In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner-2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham, 10 p.

[8] Radchenko, M., Radchenko, R., Ostapenko, O., Zubarev, A., Hrych, A. (2019). Enhancing the uti-lization of gas engine module exhaust heat by two-stage chillers for combined electricity, heat and refrigeration. In: 5th International Conference on Systems and Informatics, ICSAI 2018, Jiangsu, Nanjing, China, pp. 240-244.

[9] Suamir, I.N., Tassou, S.A. (2013). Performance evaluation of integrated trigeneration and CO2 refrigeration systems. Applied Thermal Engineering, 50, 1487-1495.

[10] Radchenko A., Radchenko M., Konovalov A., Zubarev A. (2018). Increasing electrical power output and fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by absorption chiller scavenge air cooling on the base of monitoring data treatment. In: HTRSE-2018, 6 p. E3S Web of Conferences 70, 03011.

[11] Forduy, S., Radchenko, A., Kuczynski, W., Zubarev, A., Konovalov, D. (2020). Enhancing the fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by chilling cyclic air. In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner-2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham, 10 p.

[12] Konovalov, D., Kobalava, H. (2020). Efficiency Analysis of Gas Turbine Plant Cycles with Water Injection by the Aerothermopressor. In: Ivanov V. et al. (eds) Advances in Design, Simula-tion and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 581-591. Springer, Cham.
[13] Konovalov D., Trushliakov, E., Radchenko, M., Kobalava, G., Maksymov, V. (2020). Research of the aerothermopresor cooling system of charge air of a marine internal combustion engine under variable climatic conditions of operation. In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner-2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham, 10 p.
[14] Carvalho, M., Serra, L.M., Lozano, M.A. (2011). Geographic evaluation of trigeneration systems in the tertiary sector. Effect of climatic and electricity supply conditions. Energy, 36, 1931–1939.
[15] Chua, K.J., Yang, W.M., Wong, T.Z. et al. (2012). Integrating renewable energy technologies to support building trigeneration – A multi-criteria analysis. Renewable Energy, 41, 358–367.
[16] Freschi, F., Giaccone, L., Lazzeroni, P., Repetto, M. (2013). Economic and environmental analysis of a trigeneration system for food-industry: A case study. Applied Energy, 107, 157–172.
[17] Ghaebi, H., Karimkashi, Sh., Saidi M.H. (2012). Integration of an absorption chiller in a total CHP site for utilizing its cooling production potential based on R-curveconcept. International journal of refrigeration, 35, 8 p.
[18] Gluesenkamp, K., Yunho, H., Radermacher, R. (2013). High efficiency micro trigeneration systems. Applied Thermal Engineering, 50, 6 p.
[19] Rocha, M.S., Andreos, R., Simões-Moreira, J.R. (2012). Performance tests of two small trigener-ation pilot plants. Applied Thermal Engineering, 41, 84–91.
[20] Rodriguez-Aumente, P.A., Rodriguez-Hidalgo, M.C., Nogueira, J.I., Lecuona, A., Venegas, M.C. (2013). District heating and cooling for business buildings in Madrid. Applied Thermal Engineering, 50, 1496–1503.
[21] Butrymowicz, D., Gagan, J., Śmierciew, K., Łukaszuk, M., Dudar, A., Pawluczuk, A., Łapiński, A., Kuryłowicz, A. (2018). Investigations of prototype ejection refrigeration system driven by low grade heat. E3S Web of Conferences, HTRSE–2018, 70, 7 p.
[22] Smierciew, K., Gagan, J., Butrymowicz, D., Karwacki, J. (2014). Experimental investigations of solar driven ejector air-conditioning system. Energy and Buildings, 80, 260–267.
[23] Elbel, S., Lawrence, N. (2016). Review of recent developments in advanced ejector technology. International Journal of Refrigeration, 62, 1–18
[24] Radchenko, N. (2004). A concept of the design and operation of heat exchangers with change of phase. Archives of Thermodynamics: Polish Academy of Sciences, 4(25), 3–19.
[25] Trushliakov, E., Radchenko, M., Bohdal, T., Radchenko, R., Kantor, S. (2020). An innovative air conditioning system for changeable heat loads. In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner-2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham, 10 p.
[26] Bohdal, T., Sikora, M., Widomska, K., Radchenko, A.M. (2015). Investigation of flow structures during HFE-7100 refrigerant condensation. Archives of Thermodynamics. Polish Academy of Sciences, 4(36), 25–34
[27] Southard L. E., Saab R., Ali M. I. H. (2017). Variable-Refrigerant-Flow Cooling-Systems Performance at Different Operation-Pressures and Types-of-Refrigerants. Energy Procedia, 119, 426–432.
[28] Enteria N., Yamaguchi H., Miyata M., Sawachi T., Kuwasawa Y. (2016). Performance evaluation of the variable refrigerant flow (VRF) air-conditioning system subjected to partial and unbalanced thermal loadings. Journal of Thermal Science and Techn., 11 (1), 1–11.
[29] Park, D.Y., Yun, G., Kim, K.S. (2017). Experimental evaluation and simulation of a variable refrigerant-flow (VRF) air-conditioning system with outdoor air processing unit. Energy Build., 146, 122–140.
[30] Zhou, Y.P., et al. (2008). Simulation and experimental validation of the variable-refrigerant-volume (VRV) air-conditioning system in Energy Plus, Energy and Buildings, 40, 1041–1047.
[31] Liu, C., Zhao, T., Zhang, J. (2015). Operational Electricity Consumption Analyze of VRF Air Conditioning System and Centralized Air Conditioning System Based on Building Energy Monitoring and Management System. Procedia Engineering, 121, 1856–1863.
[32] Zhou, Y.P., Wu, J.Y., Wang, R.Z. (2007). Energy simulation in the variable refrigerant flow air-conditioning system under cooling conditions. Energy Build., 39, 212–220.
[33] Zhu, Y., Jin, X., Du, Z., Fang, X., Fan, B. (2014). Control and energy simulation of variable refrigerant flow air conditioning system combined with outdoor air processing unit. Appl. Therm. Eng., 64, 385–395.
[34] Yun G. Y., Lee J. H., Kim H. J. (2016). Development and application of the load responsive control of the evaporating temperature in a VRF system for cooling energy savings. Energy Build., 116, 638–645.

[35] Lee, J.H., Yoon, H.J., Im, P., Song, Y.–H. (2018). Verification of energy reduction effect through control optimization of supply air temperature in VRF-OAP system. Energies, 11(1).
[36] Yun G.Y., Choi J., Kim J.T. (2014). Energy performance of direct expansion air handling unit in office buildings. Energy Build., 77, 425–431.
[37] Sait H. H. (2013). Estimated Thermal Load and Selecting of Suitable Air-conditioning Systems for a Three Story Educational Building. Procedia Computer Science, 19, 636–645.
[38] Radchenko, A., Radchenko, M., Trushliakov, E., Kantor, S., Tkachenko, V. (2018). Statistical method to define rational heat loads on railway air conditioning system for changeable cli-matic conditions. In: 5th International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018, Jiangsu, Nanjing, China, pp. 1308–1312.
[39] Trushliakov, E., Radchenko, M., Radchenko, A., Kantor, S., Zongming, Y. (2018). Statistical approach to improve the efficiency of air conditioning system performance in changeable cli-matic conditions. In: 5th International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018, Jiangsu, Nanjing, China, pp. 1303–1307.
[40] Radchenko, A., Bohdal, L., Zongming, Y., Portnoi, B., Tkachenko, V. (2020). Rational designing of gas turbine inlet air cooling system. In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner-2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham, 10 p.
[41] Radchenko, R., Radchenko, A., Serbin,S., Kantor, S., Portnoi, B. (2018). Gas turbine unite inlet air cooling by using an excessive refrigeration capacity of absorption-ejector chiller in booster air cooler. In: HTRSE-2018, E3S Web of Conferences 70, 03012, 6 p.
[42] ISO 3046-1:2002 Reciprocating internal combustion engines Performance Part 1: Declarations of power, fuel and lubricating oil consumptions, and test methods. Additional requirements for engines for general use (This standard was last reviewed and confirmed in 2014.) https://www.iso.org/standard/28330.html

Радченко А, Мікілевич Д., Фордуй С.Г., Коновалов Д., Радченко М., Зубарєв А.

Моніторинг теплової ефективності газового двигуна в інтегрованій енергетичній системі

Поршневі газові двигуни широко використовуються в інтегрованих енергетичних системах (ІЕС) для комбінованого охолодження, теплопостачання і електропостачання. Паливна ефективність газового двигуна істотно залежить від температури повітря на вході в турбокомпресор. Для оцінки впливу повітря, що поступає, на паливну економічність газового двигуна отримані дані про залежність витрати палива і вихідної потужності газового двигуна від температури його повітря на вході для газового двигуна Jenbacher JMS 420 GS-N.LC когенеративного типу з використанням тепла вихлопних газів, продувочного повітря, води, що охолоджує жакети двигуна і мастила для нагріву води до температури близько 90 °С. Гаряча вода використовується в абсорбційній холодильній машині на основі броміду літію для виробництва охолодженої води, яка витрачається на технологічні потреби і подається в центральний кондиціонер, який забезпечує охолодження навколишнього повітря, що надходить в машинне відділення, звідки він всмоктується турбонагнітачем двигуна. Дані про залежність витрати палива і вихідної потужності газового двигуна від температури повітря на вході, отримані в результаті обробки даних моніторингу, дуже корисні для підвищення ефективності традиційної системи охолодження з охолодженням повітря, що поступає в машинне відділення з подальшим отриманням тепла з навколишнього середовища. Це призводить до підвищення температури повітря на всмоктуванні турбокомпресора і збільшення охолоджуючої здатності, що витрачається на охолодження.

Ключові слова: моніторинг, комбіноване охолодження, тепло та електроенергія, витрата палива, вихідна потужність.

УДК 66.067.1.621.72

INCREASING FUEL EFFICIENCY OF GAS ENGINE BY INLET AIR CHILLING

Roman Radchenko, Ph.D, Assistant Professor, Andrii Radchenko, Ph.D, Professor, Dmytro Konovalov Ph.D, Assistant Professor, Anatolii Zubarev, Assistant Professor, Artem Hrych Ph.D, Assistant Professor, Andrii Andreev, Ph.D, Assistant Professor
Admiral Makarov National University of Shipbuilding
Mykolaiv, Ukraine

***Abstract**: The efficiency of reciprocating gas engines of integrated energy systems (IES) for combined electricity, heat and refrigeration generation are strictly influenced by their cyclic air temperatures. To evaluate the effect of gas engine cyclic air deep cooling, compared with conventional its cooling, the data on dependence of fuel consumption and power output of gas engine JMS 420 GS-N.L on its inlet air temperature at varying ambient air temperatures at the entrance of the radiator for scavenge air cooling were received. The results of treatment of gas engine efficiency monitoring proved non-effective operation of conventional chilling all the ambient air, coming into the engine room, because of increased air temperature at the inlet of turbocharger (TC), caused by heat influx from surroundings in the engine room. A new method of gas engine inlet air two-stage cooling at increased ambient air temperatures and advanced cyclic air cooling system with absorption lithium-bromide chiller and refrigerant ejector chiller was proposed. With this chilled water from absorption lithium-bromide chiller is used as a coolant in the first high-temperature stage of engine inlet air cooler and boiling refrigerant of ejector chiller in the second low-temperature stage.*

***Keywords:** gas engine, integrated energy system, fuel consumption, air cooling, chiller*

1. Introduction

Reciprocating gas engines (GE) found a widespread application in integrated energy systems (IES), or so called trigeneration systems, for combined electricity, heat and refrigeration generation [5, 10, 12, 22, 29]. For application in plants of combined energy supply the engine manufacturers developed gas engines as cogeneration engine modules equipped with heat exchangers for producing hot water or steam by using heat of exhaust gas, charged gas-air mixture (scavenge air), engine jacket and lubricant oil cooling water [10, 12].

With rise in intake air temperature a thermodynamic efficiency of gas engines and, respectively, power plants essentially decreases: electric power output decreases and specific fuel consumption increases. A cold, generated by absorption chiller, that recovers the heat released from the engine, could be used for cooling engine intake air. Application of the received cold for cooling demands of the engine itself (in-cycle trigeneration) would provide not only improvement of its fuel efficiency and a higher ratio of electric power to byproduct heat, but also prolong the time of efficient operation of trigeneration plant, since cooling demands for technological needs have, as a rule, periodic character.

The most of well-known concepts of increasing the efficiency of trigeneration plant are limited to engine out-cycle use of a cold (for external consumers) [10, 12, 22], and owing to this do not provide realization of the additional reserves through conversing heat, released from the engine, in its working cycle. A realization of in-cycle trigeneration concept would broaden the applicability of trigeneration systems due to their applications even without enough heat and cooling demands.

A conventional method of chilling all the ambient air, coming into the engine room, from were it is sucked by engine turbocharger (TC), is non-effective because of heat influx from surroundings to the air stream sucked, that results in increased air temperature at the inlet of turbocharger and enlarged cooling capacity required for chilling all the ambient air coming into the engine room. The problem of engine cyclic air cooling arises especially actually for increasing ambient air temperature above 25…30 °C.

To solve this problem a new method of gas engine inlet air two-stage cooling to stabilize its inlet temperature at increased ambient air temperatures with absorption lithium-bromide chiller and refrigerant ejector chiller was proposed. With this chilled water from absorption lithium-bromide chiller is used as a coolant in the first high-temperature stage of engine inlet air cooler and boiling refrigerant of ejector chiller in the second low-temperature stage.

The problem of engine cyclic air cooling arises especially actually when ambient air temperature increases above 25…30 °C. If scavenge air temperature exceeds the maximum temperature restriction of 50 °C the engine efficiency drops sharp. For protection of engine from negative impact of high scavenge air temperature on the thermal conditions in the combustion cylinders the scavenge air temperature of about 40 °C is maintained automatically by reducing gas supply to engine and, accordingly, engine load.

The purpose of the research is to estimate the enhancement of fuel efficiency of gas engine in integrated energy system due to cooling engine inlet air at increased ambient temperatures with using the monitoring data of actual gas engine performance.

2. Literature Review

An enhancement of fuel efficiency of combustion engines is possible by cooling inlet air in vapour-compression and waste heat recovery chillers. The absorption lithium-bromide chillers (ACh) are the most widely used and provide cooling air to the temperature of around 15 ºC with a high coefficient of performance (COP = 0.7–0.8) [1, 2, 5-15, 20, 27, 28]. Vapour-compression chillers consume electrical energy to drive compressors and

provide cooling air practically to any low temperature [3, 31]. The most simple refrigerant ejector chillers, which convert the exhaust heat of engine into a cold, provide cooling air to the temperature of 5 ºC but with low efficiency: COP = 0.2–0.3 [4, 30].

The efficiency of cooling systems and refrigeration machines can be improved through intensification of heat transfer processes in heat exchangers and by application of advanced scheme decisions [4, 24, 30] and energy conserving technologies like booster ambient air precooling by using an excess of refrigeration capacity, accumulated at decreased cooling loads, to cover peak heat loads [17, 25].

Various methodological approaches has been proposed for designing engine inlet air cooling systems and first of all for the choice of their rational cooling capacities [2, 5-9, 11, 13, 16, 18, 19, 21, 25, 32-36]. Some of them are based on the annular fuel savings due to engine inlet air cooling and is conducted by using the summarized annular fuel savings of the engine dependence on a design cooling capacity of the to choose its rational value, that provides closed to maximum annual fuel savings of the engine or maximum rate of the annual fuel saving increment due to increasing a design cooling capacity [25, 36].

Many researches deal with improving the performance efficiency of trigeneration systems for combined electricity, heat and refrigeration generation for space conditioning and technological and other needs [5-15, 20, 22, 27, 28].

The most of well-known concepts of increasing the efficiency of trigeneration plants are limited to application for external consumers of cold [10, 12, 22] and owing to this do not provide realization of the additional reserves through conversing the heat released from the engine in its working cycle. A realization of in-cycle trigeneration concept would broaden the applicability of trigeneration systems due to their applications even without stable heat and cooling needs.

3. Research Methodology

A fuel efficiency of gas engine of integrated energy system for combined electricity, heat and cooling generation was investigated to analyze the influence of chilling air at the inlet of engine on its efficiency. A cold, generated by absorption lithium-bromide chiller (ACh), that recovers the heat released from the engine, was used for cooling intake air of engine.

To evaluate the effect of gas engine inlet air deep cooling, compared with conventional its procession in the cenral air conditioner for conditioning ambient air coming into the engine room, data on the dependence of fuel consumption and power output of gas engine on its inlet air temperature at varying ambient air temperatures at the entrance of the radiator for scavenge air cooling water were were received by treating the results of gas engine JMS 420 GS-N.L efficiency monitoring.

A method for treatment of the monitoring data on fuel consumption and power output of gas engine was developed [23]. The results of monitoring of gas engine fuel efficiency were presented in the form of data sets on dependence of fuel consumption $B_e = f(t_{in})$ and engine power output $P_e = f(t_{in})$ upon the air temperatures t_{in} at the inlet of the turbocharger for the various ambient air temperature t_{amb} at the entrance to the radiator of scavenge air cooling.

The goal of monitoring data sets $P_e = f(t_{in})$ and $B_e = f(t_{in})$ treatment was to calculate the magnitude of the change in power ΔP_e and fuel consumption ΔB_e, caused by the change in the engine inlet air temperature t_{in} by 1 °C, that is $\Delta P_e/\Delta t_{in}$ and $\Delta B_e/\Delta t_{in}$, to evaluate the effect of the application of developed air cooling system.

A treatment of monitoring data of gas engine JMS 420 GS-N.L in integrated energy system for combined electricity, heat and cooling has proved a non-effective operation of conventional chilling all the ambient air, coming into engine room, because of increased air temperature at the inlet of engine turbocharger (TC), caused by heat influx from the engine room.

The two-stage cooling system of gas engine inlet air by chilled water from the absorption lithium-bromide chiller (ACh) as a coolant in the first high-temperature stage AC_{HT} of engine inlet air cooler (AC) and boiling refrigerant of ejector chiller (ECh) in the second low-temperature stage AC_{LT} was developed. To prove its efficiency the current values of air temperature at the inlet of gas engine turbocharger t_{in} , air temperature at the exit of central air conditioner CAC t_{AC2}, air temperature drop in the air cooler of CAC $\Delta t_{AC} = t_{amb} - t_{AC2}$, air temperature increase in the engine room $\Delta t_{ER} = t_{in} - t_{AC2}$ were compared with their values for the high-temperature stage AC_{HT} t_{HT2} and low-temperature stage AC_{LT} t_{LT2} , reduction of air temperature in the high-temperature stage AC_{LT} Δt_{HT} and low-temperature stage AC_{LT} Δt_{LT} and full temperature reduction in the proposed two-stage air cooler air cooler $\Delta t_{AC} = t_{amb} - t_{LT2}$, and corresponding heat loads on the high-temperature stage AC_{HT} $Q_{0.HT}$ and low-temperature stage AC_{LT} $Q_{0.LT}$ of the air cooler.

4. Investigating the efficiency of typical gas engine inlet air cooling system

The efficiency of cooling air at the inlet of gas engine was investigated for IES of combined energy supply at

the factory "Sandora"–"PepsiCo Ukraine" (Nikolaev, Ukraine). The integrated energy system is equipped with 2 cogeneration Jenbacher gas engines JMS 420 GS-N.LC (rated electric power P_{elSO} = 1400 kW, heat power Q_h =1500 kW) and absorption lithium-bromide chiller.

The heath taken away from exhaust gas by waste heat recovery boiler (economizer), from charged gas-air mixture in a high-temperature stage of an intercooler (IC_{HT}), from engine jacket and lubricant oil cooling water in corresponding coolant radiators, is used by absorption chiller for producing a chilled water with temperature of around 7…8 °C. Chilled water is used for technological process cooling and by central conditioners for cooling engine room intake air, from where cooled air is sucked by engine turbochargers (Fig. 1).



a b

Fig. 1. Cogeneration gas engine module JMS GE Jenbacher (**a**) and waste heat recovery central conditioner for cooling engine room intake air (**b**)

A typical scheme of gas engine inlet air cooling system is presented in Fig. 2. The engine room intake air is cooled in the central conditioner by chilled water from absorption lithium-bromide chiller and the engine turbocharger sucks the air from engine room.

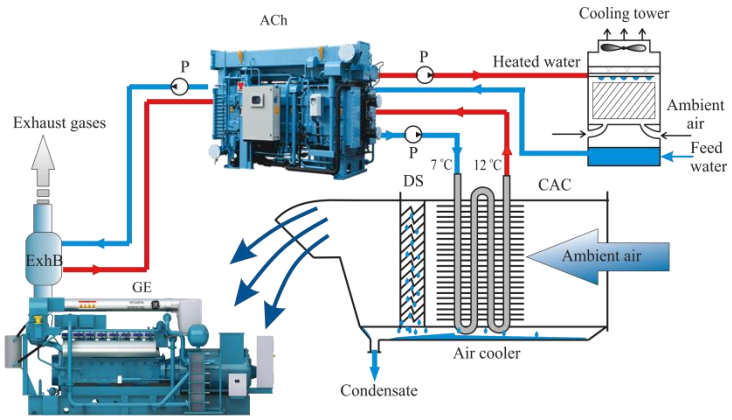


Fig. 2. A typical scheme of gas engine inlet air system with cooling the engine room intake air in the central conditioner by chilled water from the ACh and sucking the chilled air by the engine turbocharger from engine room: ExhB – exhaust heat boiler; P –pump; GE – gas engine; CAC – central air conditioner; DS – droplet separator; ACh – absorption chiller

Because of heat influx from the engine room the temperature of engine intake air t_{in} is higher than its value at the outlet of central air conditioner (CAC) t_{AC2} (Fig. 3).

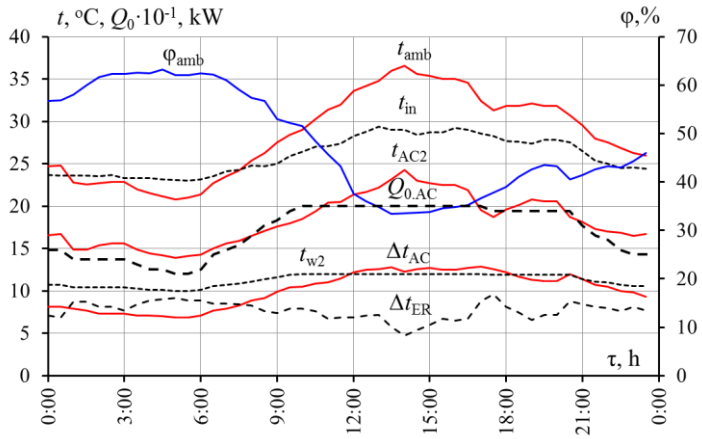


Fig. 3. Daily variation of temperature t_{amb} and relative humidity φ_{amb} of ambient air, temperature of air at the inlet of gas engine turbocharger t_{in} , air at the outlet of central air conditioner CAC t_{AC2}, cooling water at the outlet of air cooler of CAC t_{w2} , air temperature drop in the air cooler of CAC $\Delta t_{AC} = t_{amb} - t_{AC2}$, air temperature increase in the engine room $\Delta t_{ER} = t_{in} - t_{AC2}$, cooling capacity of air conditioner $Q_{0.AC}$ with air flow G_a = 60000 m^3/h

Some results of monitoring daily variation of volume gas supply B_e and electric power output P_e of gas engine JMS 420 GS-N.LC automatically changed to maintain a charged gas-air mixture temperature at the level of about 40 °C are presented in Fig. 4.

In summer hot day time interval τ = 9…20 h the ambient air temperatures are rather high: t_{amb} = 30…35 °C, that makes impossible reliable cooling of scavenge gas-air mixture by radiator to appropriate temperature rate of 40 °C. This results in automatically reducing gas supply to engine followed by decreasing load to maintain gas-air mixture temperature at the level of 40 °C (Fig. 4).

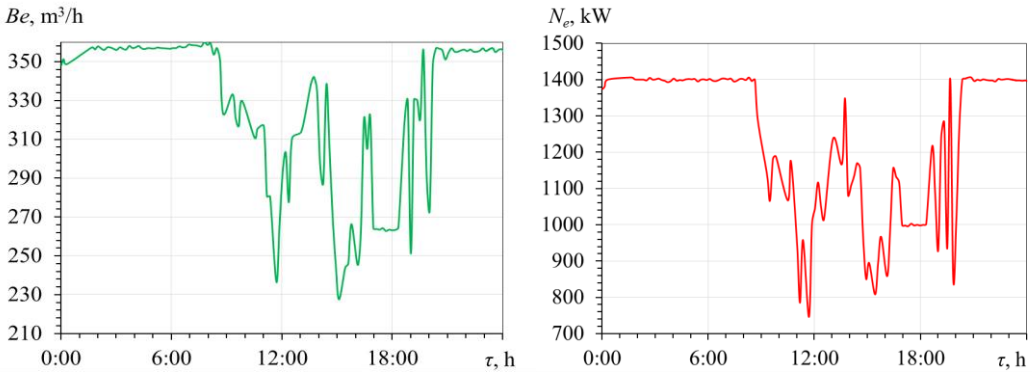


Fig. 4. Daily variation of volume gas supply B_e (**a**) and electric power P_e (**b**) of gas engine with time τ

A performance of gas engine on part load modes (τ = 9…20 h) is followed by increase in specific gas consumption b_e by (20…30)·10^{-3} m^3 /(kW·h) (Fig. 5), i.e. 8…12 % compared with engine full loading at temperatures t_{amb} and t_{in} more low 25 °C (τ = 2…9 h).

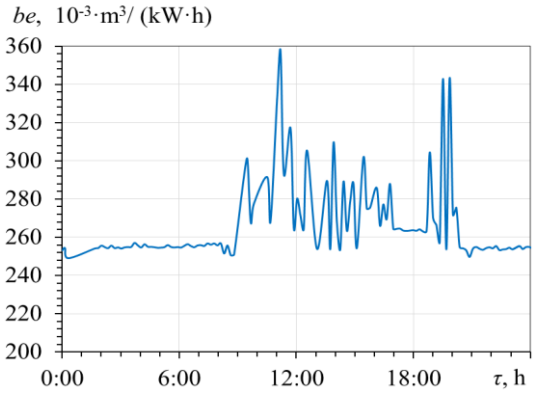


Fig. 5. Daily variation of engine specific volume gas consumption b_e with time τ (July 17, 2011)

A reduction of time duration of engine performance at part load modes (τ = 9…21 h, Fig. 4, 5) and decrease of specific gas consumption b_e and fuel saving as result is possible by more deep cooling engine cyclic air.

5. Investigating the fuel efficiency of gas engine depending on syclic air cooling

The results of monitoring of JMS 420 GS-N.L engine fuel efficiency were presented in the form of data sets on dependence of fuel consumption $B_e = f(t_{in})$ and engine power output $P_e = f(t_{in})$ upon the air temperatures t_{in} at the inlet of the turbocharger for the various ambient air temperature t_{amb} at the entrance to the radiator of scavenge air cooling.

The goal of monitoring data sets $P_e = f(t_{in})$ and $B_e = f(t_{in})$ treatment was to calculate the magnitude of the change in power ΔP_e and fuel consumption ΔB_e, caused by the change in the engine inlet air temperature t_{in} by 1 °C, that is $\Delta P_e/\Delta t_{in}$ and $\Delta B_e/\Delta t_{in}$, to evaluate the effect of the application of developed air cooling system.

The results of treatment of data for variation of electrical power output in absolute values P_e and relative values P_e/P_{eISO} compared to ISO value with changing temperatures at the inlet of turbochanger t_{in} and also power output drops $\Delta P_e/\Delta t/P_{eISO}$ for 1 °C increment of inlet air temperature Δt_{amb} = 1 °C at various ambient air temperatures t_{amb} = 20…30 °C at the entrance to the radiator for scavenge air cooling for Jenbacher gas engine JMS 420 GS-N.LC at about rated electrical power output P_{eISO} = 1400 kW and at part loads P_e = 850…1000 kW are presented below in Fig.6–9.

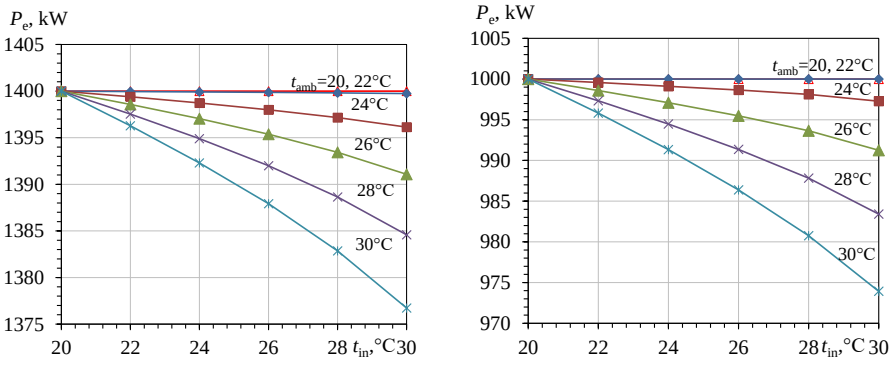
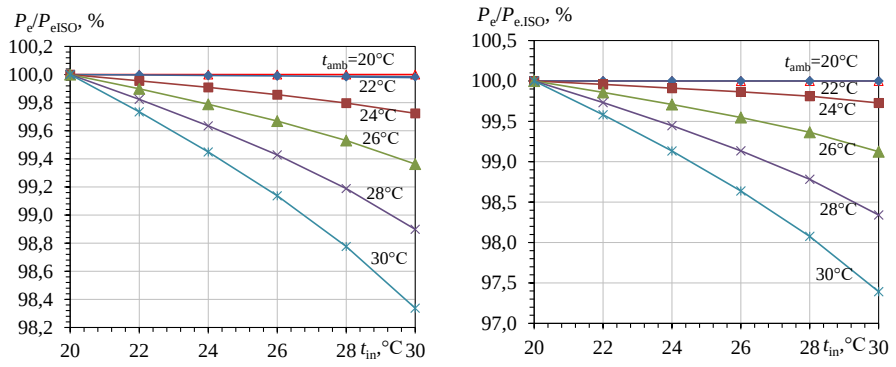
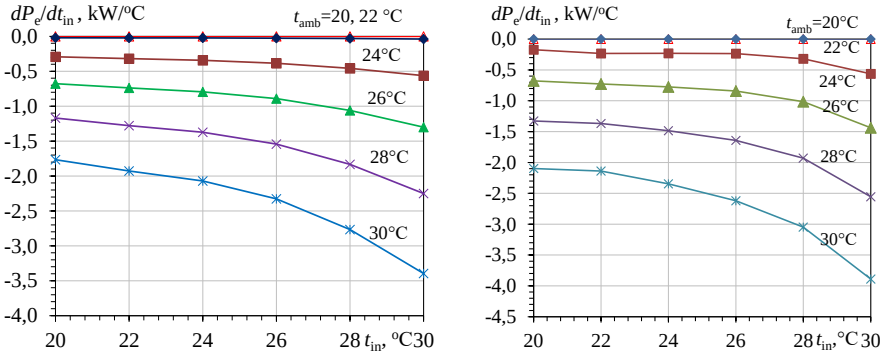


Fig. 6. Decrease of electrical power output P_e versus increasing air temperature at the inlet of turbochanger t_{in} at the various ambient air temperatures t_{amb} = 20…30 °C at the entrance to the radiator for scavenge air cooling for Jenbacher gas engine JMS 420 GS-N.LC at about rated electrical power output P_e = 1400 kW (***a***) and at part loads P_e = 850…1000 kW (***b***)



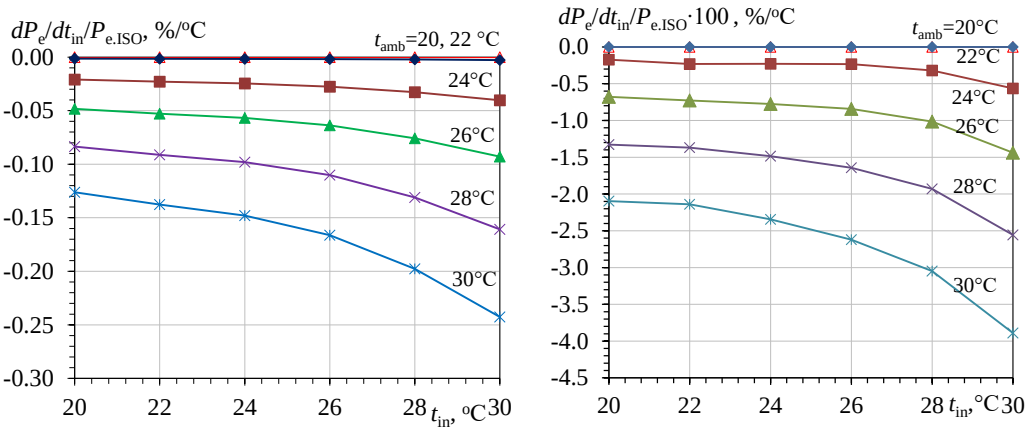
a ***b***

Fig. 7. Decrease of electrical power output in relative values P_e/P_{eISO} compared to ISO value versus increasing air temperature at the inlet of turbochanger t_{in} at the various ambient air temperatures t_{amb} = 20…30 °C at the entrance to the radiator for scavenge air cooling for Jenbacher gas engine JMS 420 GS-N.LC at about rated electrical power output P_e = 1400 kW (***a***) and at part loads P_e = 850…1000 kW (***b***)



a ***b***

Fig. 8. Increase of electrical power output drop dP_e/dt for 1 °C increment of air temperature at the inlet of turbochanger dt_{in} = 1 °C versus increasing air temperature at the inlet of turbochanger t_{in} at the various ambient air temperatures t_{amb} = 20…30 °C at the entrance to the radiator for scavenge air cooling for Jenbacher gas engine JMS 420 GS-N.LC at about rated electrical power output P_e = 1400 kW (***a***) and at part loads P_e = 850…1000 kW (***b***)



a ***b***

Fig. 9. Increase of electrical power output drop for 1 °C increment dt of air temperature at the inlet of turbochanger dt_{in} = 1 °C in relative values $dP_e/dt/P_{eISO}$ compared to ISO value versus increasing air temperature at the inlet of turbochanger t_{in} at the various ambient air temperatures t_{amb} = 20…30 °C at the entrance to the radiator for scavenge air cooling for Jenbacher gas engine JMS 420 GS-N.LC at about rated electrical power output P_e = 1400 kW (***a***) and at part loads P_e = 850…1000 kW (***b***)

The results of treatment of monitoring data on volume gas fuel consumption in absolute values B_e and relative values B_e/B_{eISO} compared to ISO value and also increase in volume gas fuel consumption dB_e/dt and increase in engine specific volume gas fuel consumption db_e/dt for 1 °C increment of air temperature at the inlet of turbochanger dt = 1 °C at the various ambient air temperatures t_{amb} = 20…30 °C at the entrance to the radiator with changing turbochanger inlet air temperature t_{ain} are presented in Fig. 10–12 and corresponding values of increase in engine specific mass gas fuel consumption b_e , b_e/b_{eISO} and db_e/dt are presented in Fig. 13–15.

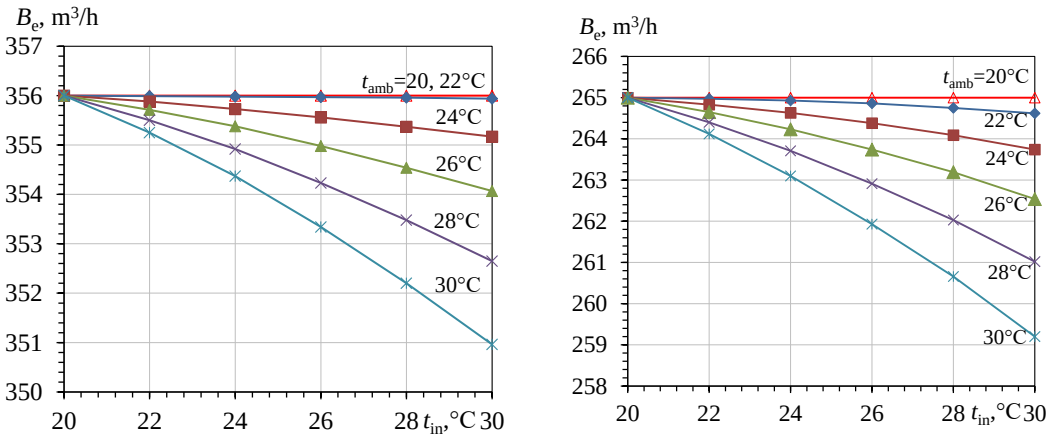


Fig. 10. Decrease of volume gas fuel consumption B_e versus increasing air temperature at the inlet of turbochanger t_{in} at the various ambient air temperatures t_{amb} = 20…30 °C at the entrance to the radiator for scavenge air cooling for Jenbacher gas engine JMS 420 GS-N.LC at about rated electrical power output P_e = 1400 kW (***a***) and at part loads P_e = 850…1000 kW (***b***)

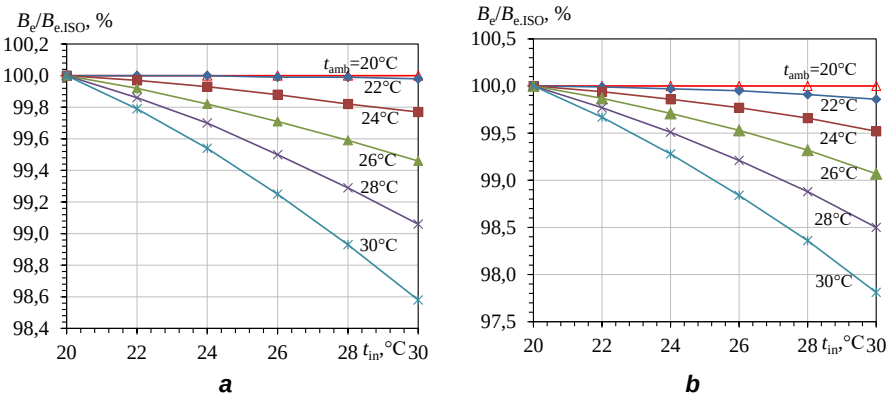


Fig. 11. Decrease of volume gas fuel consumption in relative values B_e/B_{eISO} compared to ISO value versus air temperature at the inlet of turbochanger t_{in} at the various ambient air temperatures t_{amb} = 20…30 °C at the entrance to the radiator for scavenge air cooling for Jenbacher gas engine JMS 420 GS-N.LC at about rated electrical power output P_e = 1400 kW (***a***) and at part loads P_e = 850…1000 kW (***b***)

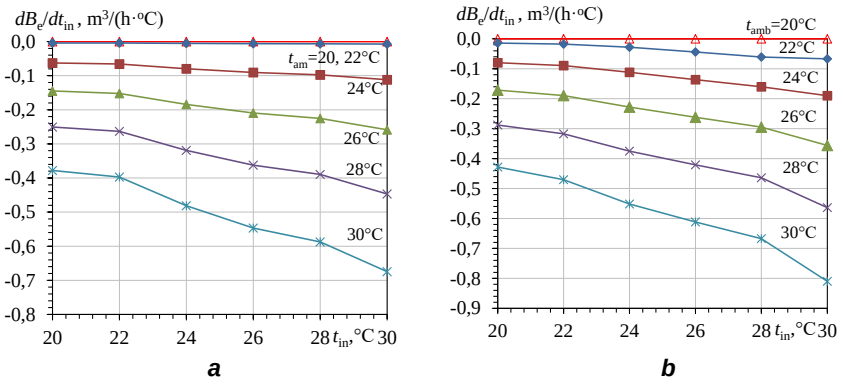


Fig. 12 Increase of volume gas fuel consumption dB_e/dt for 1 °C increment of air temperature at the inlet of turbochanger dt_{in} = 1 °C versus increasing air temperature at the inlet of turbochanger t_{in} at the various ambient air temperatures t_{amb} = 20…30 °C at the entrance to the radiator for scavenge air cooling for Jenbacher gas engine JMS 420 GS-N.LC at about rated electrical power output P_e = 1400 kW (***a***) and at part loads P_e = 850…1000 kW (***b***)

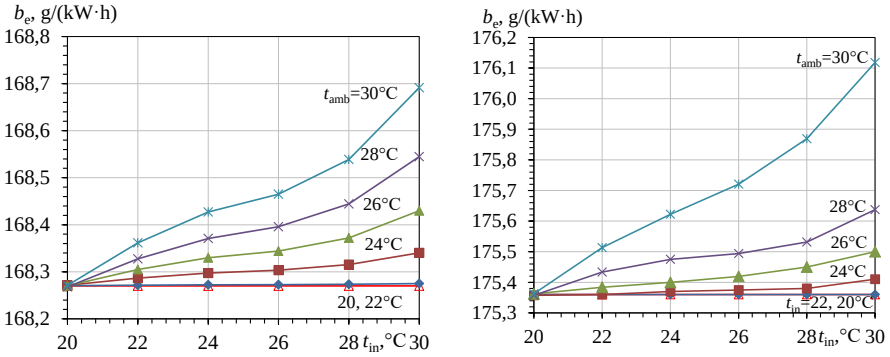


Fig. 13. Increase of engine specific mass gas fuel consumption db_e/dt versus increasing air temperature at the inlet of turbochanger t_{in} at the various ambient air temperatures t_{amb} = 20…30 °C at the entrance to the radiator for scavenge air cooling for Jenbacher gas engine JMS 420 GS-N.LC at about rated electrical power output P_e = 1400 kW (***a***) and at part loads P_e = 850…1000 kW (***b***)

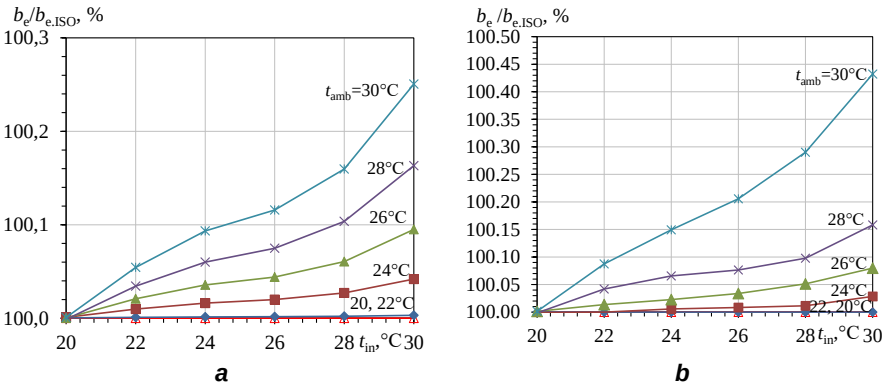


Fig. 14. Increase of engine specific mass gas fuel consumption b_e/b_{eISO} versus increasing air temperature at the inlet of turbochanger t_{in} at the various ambient air temperatures t_{amb} = 20…30 °C at the entrance to the radiator for scavenge air cooling for Jenbacher gas engine JMS 420 GS-N.LC at about rated electrical power output P_e = 1400 kW (***a***) and at part loads P_e = 850…1000 kW (***b***)

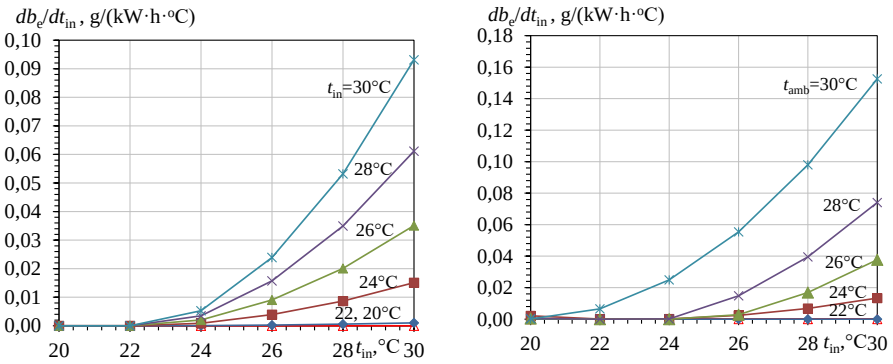


Fig. 15. Increase of engine specific volume gas fuel consumption db_e/dt for 1 °C increment for 1 °C increment of air temperature at the inlet of turbochanger dt_{in} = 1 °C versus increasing air temperature at the inlet of turbochanger t_{in} at the various ambient air temperatures t_{amb} = 20…30 °C at the entrance to the radiator for scavenge air cooling for Jenbacher gas engine JMS 420 GS-N.LC at about rated electrical power output P_e = 1400 kW (***a***) and at part loads P_e = 850…1000 kW (***b***)

Thus, from Fig. 15,***a***, with operation of JMS 420 GS-N.L at about rated power (1400 kW) and high ambient air temperatures t_{amb} = 25...30 °C at the inlet of radiator for scavenge air cooling and at the turbochanger intake air temperatures t_{in} = 25...30 °C the engine specific gas fuel consumption increase db_e/dt for 1 °C increment of inlet air temperature dt = 1 °C may be assumed of about (0.02…0.09)10^{-3} m^3 /(kW·h).

6. Investigating the efficiency of improved gas engine inlet air cooling system

The scheme of two-stage cooling system of gas engine inlet air by chilled water from the absorption lithium-bromide chiller (ACh) as a coolant in the first high-temperature stage AC_{HT} of engine inlet air cooler (AC) and boiling refrigerant of ejector chiller (ECh) in the second low-temperature stage AC_{LT} is presented in Fig. 16.

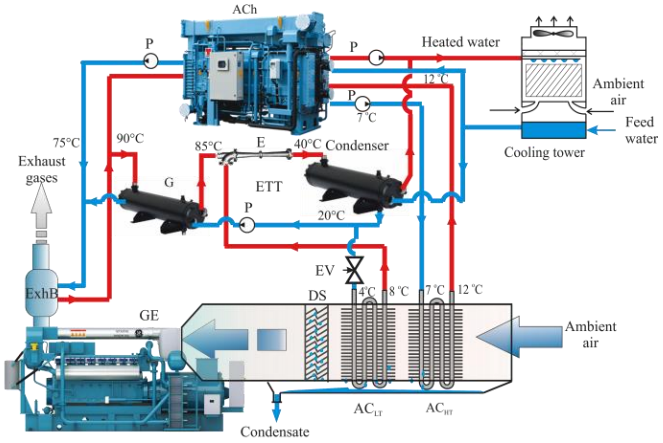


Fig. 16. The scheme of two-stage cooling system of gas engine inlet air by chilled water from the ACh in the first high-temperature stage AC_{HT} of engine inlet air cooler (AC) and boiling refrigerant of ejector chiller (ECh) in the second low-temperature stage AC_{LT} : ExhB – exhaust heat boiler; P –pump; GE – gas engine; DS – droplet separator; ACh – absorption chiller; ECh – ejector chiller; E – ejector; EV – expansion valve; G – generator; AC_{LT} and AC_{HT} – low- and high-temperature air coolers

Current values of air temperature at the exit from the high-temperature stage AC_{HT} t_{HT2} and low-temperature stage AC_{LT} t_{LT2} of two-stage air cooler, reduction of air temperature in the high-temperature stage AC_{HT} Δt_{HT} and low-temperature stage AC_{LT} Δt_{LT} and full temperature reduction in the air cooler $\Delta t_{AC} = t_{amb} - t_{LT2}$, heat load on the high-temperature stage AC_{HT} $Q_{0.HT}$ and low-temperature stage AC_{LT} $Q_{0.LT}$ and full heat load on the whole air cooler $Q_{0.AC}$, corresponding current reduction of specific fuel consumption due to cooling engine cyclic air in the high-temperature $\Delta b_{e.HT}$ and low-temperature $\Delta b_{e.LT}$ stages and in the whole air cooler Δb_e and the total daily reduction of fuel consumption ΣB_e are presented in Fig. 17 and 18.

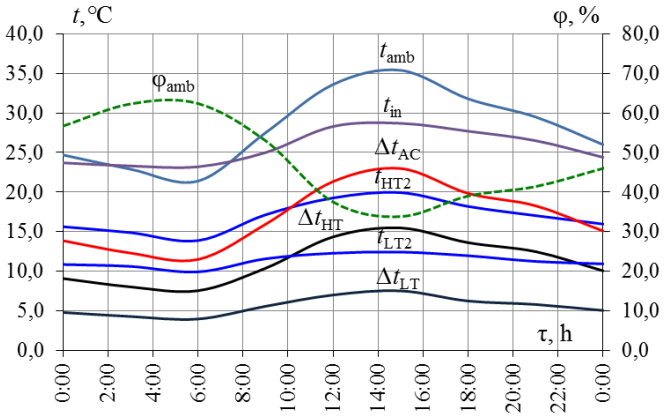


Fig. 17. Current values of temperature t_{amb} and relative humidity φ_{amb} of ambient air, temperature of air at the inlet of gas engine turbocharger t_{in} in basic version with central conditioner (Fig.3), air temperature at the exit from the high-temperature stage AC_{HT} t_{HT2} and low-temperature stage AC_{LT} t_{LT2} of air cooler, reduction of air temperature in the high-temperature stage AC_{HT} Δt_{HT} and low-temperature stage AC_{LT} Δt_{LT} of air cooler and full temperature reduction in the air cooler $\Delta t_{AC} = t_{amb} - t_{LT2}$ with air flow G_a = 5900 m^3/h

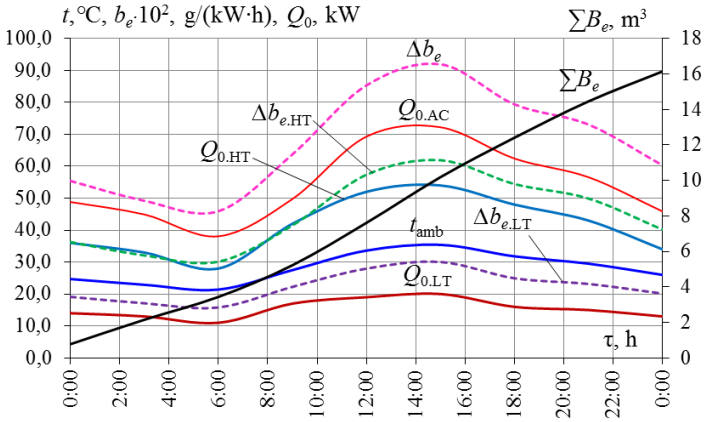


Fig. 18. Current values of ambient temperature t_{amb}, heat load on the high-temperature stage $Q_{0.HT}$ and low-temperature stage $Q_{0.LT}$ and full heat load on the air cooler $Q_{0.AC}$, current reduction of specific fuel consumption due to cooling air in the high-temperature $\Delta b_{e.HT}$ and low-temperature $\Delta b_{e.LT}$ stages and in the whole air cooler Δb_e and the total daily reduction of fuel consumption ΣB_e : air flow G_a = 5900 m^3/h

A proposed two-stage cooling system of gas engine inlet air by chilled water from the absorption lithium-bromide chiller (ACh) in the first high-temperature stage AC_{HT} of engine inlet air cooler (AC) and boiling refrigerant of ejector chiller (ECh) in the second low-temperature stage AC_{LT} can provide decreasing engine inlet air temperature by about 20...25 °C compared with a typical scheme of gas engine inlet air system with cooling the engine room intake air in the central conditioner by chilled water from the ACh and sucking the chilled air by the engine turbocharger from engine room, that results in reduction of engine specific fuel consumption by about Δb_e = (1…2) g /(kW·h), i.e. about 2…3 % decrease in specific fuel consumption at increased ambient air temperatures t_{amb} = 30...35 °C.

7. Conclusions

To evaluate the effect of gas engine inlet air deep cooling, compared with conventional its procession in the cenral air conditioner for conditioning ambient air coming into the engine room, data on the dependence of fuel consumption and electrical power output of gas engine on its inlet air temperature at varying ambient air temperatures at the entrance of the radiator for scavenge air cooling water were received by treating the results of gas engine JMS 420 GS-N.L efficiency monitoring in integrated energy system for combined electricity, heat and cooling generation in absorption lithium-bromide chiller.

The results of monitoring of gas engine fuel efficiency were presented in the form of data sets on dependence

of fuel consumption $B_e = f(t_{in})$ and engine electrical power output $P_e = f(t_{in})$ on the air temperatures t_{in} at the inlet of the turbocharger for the various ambient air temperature t_{amb} at the entrance to the radiator of scavenge air cooling.

The monitoring data sets $P_e = f(t_{in})$ and $B_e = f(t_{in})$ were treated to calculate the magnitude of the change in electrical power ΔP_e and fuel consumption ΔB_e, caused by the change in the engine inlet air temperature t_{in} by 1 °C, that is $\Delta P_e/\Delta t_{in}$ and $\Delta B_e/\Delta t_{in}$, to evaluate the effect of the application of developed air cooling system.

A treatment of monitoring data on electrical power output and fuel consumption of gas engine JMS 420 GS-N.L in integrated energy system for combined electricity, heat and cooling generation in absorption lithium-bromide chiller has proved non-effective conventional method of chilling all the ambient air, coming into the engine room, from were it is sucked by engine turbocharger, is non-effective because of heat influx from surroundings to the air stream sucked, that results in increased air temperature at the inlet of turbocharger and enlarged cooling capacity required for chilling all the ambient air coming into the engine room.

A new method of gas engine inlet air two-stage cooling to stabilize its inlet temperature at increased ambient air temperatures with absorption lithium-bromide chiller and refrigerant ejector chiller was proposed. With this chilled water from absorption lithium-bromide chiller is used as a coolant in the first high-temperature stage of engine inlet air cooler and boiling refrigerant of ejector chiller in the second low-temperature stage.

An advanced gas engine inlet air cooling system with two-stage absorption-ejector chiller conversing waste heat of gas engine was proposed.

8. References

[1]. Angrisani G., Rosato A., Roselli C., Sasso M., Sibili S.: Experimental results of a micro-trigeneration installation. Applied Thermal Engineering, 38, 2012, 8 p.

[2]. Arteconi A., Brandoni C., Polonara F.: Distributed generation and trigeneration: energy saving opportunities in Italian supermarket sector. Applied Thermal Engineering, 29 (8–9), 2009, pp. 1735–1743.

[3]. Bassols J, Kuckelkorn B, Langrek J, Schneider R, Veelken H.: Trigeneration in the food industry. Appl Therm Eng, 22, 2002, pp. 595–602.

[4]. Butrymowicz D., Gagan J., Śmierciew K., Łukaszuk M., Dudar A., Pawluczuk A., Łapiński A., Kuryłowicz A.: Investigations of prototype ejection refrigeration system driven by low grade heat. E3S Web of Conferences (HTRSE–2018), 70, 2018, 7 p.

[5]. Canova A, Cavallero C, Freschi F, Giaccone L, Repetto M, Tartaglia M.: Optimal energy management. IEEE Industry Applications Magazine, 15, 2009; pp. 62–65.

[6]. Cardona E., Piacentino A., Cardona F.: Energy saving in airports by trigeneration. Part I: assessing economic and technical potential. Applied Thermal Engineering, 26, 2006, pp. 1427–1436.

[7]. Cardona E., Piacentino A.: A methodology for sizing a trigeneration plant in mediterranean areas. Applied Thermal Engineering, 23, 2003, 15 p.

[8]. Carvalho M., Serra L. M., Lozano M.A.: Geographic evaluation of trigeneration systems in the tertiary sector. Effect of climatic and electricity supply conditions. Energy, 36, 2011, pp. 1931–1939.

[9]. Chua K. J., Yang W. M., Wong T. Z. et al.: Integrating renewable energy technologies to support building trigeneration – A multi-criteria analysis. Renewable Energy, 41, 2012, pp. 358–367.

[10]. Elsenbruch T.: Jenbacher gas engines a variety of efficient applications. Bucureşti, October 28, 2010, 73 p.

Радченко Р.М., Радченко А.М., Коновалов Д.В., Зубарєв А.А., Грич А.В., Андрєєв А.А.

Підвищення паливної ефективності газового двигуна охолодженням повітря на вході

Анотація: *На ефективність поршневих газових двигунів інтегрованих енергетичних систем для комбінованої генерації електроенергії, тепла та холоду суворо впливають їхні циклічні температури повітря. Для оцінки ефекту циклічного повітряного глибокого охолодження газового двигуна, порівняно із звичайним його охолодженням, дані про залежність витрати палива та потужності газового двигуна JMS 420 GS-NL від температури вхідного повітря при різних температурах навколишнього повітря на вході у радіатор для охолодження надувного повітря в було отримано. Результати обробки моніторингу ефективності газових двигунів довели неефективну роботу звичайного охолодження всього навколишнього повітря, що надходить у машинне відділення, через підвищену температуру повітря на вході в турбокомпресор спричинену припливом тепла з навколишнього середовища в моторний відсік. Запропоновано новий метод двоступеневого охолодження повітря на вході в газовий двигун при підвищених температурах навколишнього повітря та вдосконалену циклічну систему охолодження повітря з абсорбційною бромистолітієвою та ежекторною холодильними машинами.*

Ключові слова: *газовий двигун, інтегрована енергосистема, витрата палива, повітряне охолодження, чилер*

УДК 66.067.1.621.72

ENHANCING HEAT EFFICIENCY OF AIR COOLERS OF AIR CONDITIONING SYSTEMS BY INJECTOR REFRIGERANT CIRCULATION

Mykola Radchenko, Doctor of Technical Science, Professor, Eugeniy Trushliakov Doctor of Philosophy, Professor,
Andrii Radchenko, Doctor of Philosophy, Professor
Admiral Makarov National University of Shipbuilding
Mykolaiv, Ukraine

***Abstract**: One of the most attractive reserves of enhancing the efficiency of air conditioning (AC) systems and their application in various fields consists in efficient operation of air coolers (refrigerant evaporators). A retrofit concept of efficient operation of refrigerant evaporators with incomplete refrigerant evaporation due to liquid refrigerant recirculation by injector (jet pump) has found a new impulse for further applications in outdoor air processing units (OAPU) to match varying outdoor heat loads according to actual climatic conditions and for indoor air coils to match varying indoor heat loads in ductless Variable Refrigerant Flow (VRF) AC systems. A proposed concept of enhancing heat efficiency of heat exchangers with boiling refrigerants inside channels is intended to solve the problem of uneven refrigerant distribution in inlet manifolds (headers) for microchannel heat exchangers or between refrigerant coils and of uneven outside air heat loads on refrigerant coils by over filling them through liquid refrigerant injector recirculation that provides excluding the final dry-out stage of refrigerant evaporation with low intensity of heat transfer. Thus, due to excluding the internal problem of refrigerant uneven distribution and low intensity of heat transfer of refrigerant evaporation in channels the general problem of enhancing the efficiency of heat exchangers with boiling refrigerants inside channels is transformed into the external problem of heat transfer on air side.*

***Keywords:** air conditioning system, heat exchanger, phase change, refrigerant circulation, maldistribution, uneven heat load*

1. INTRODUCTION

The efficiency of air conditioning (AC) systems and their refrigeration machine performance depends on the operation of their air coolers (refrigerant evaporators) intended to match various heat loads. The intensity of heat transfer of refrigerant, evaporated inside channels, drops at the final stage of evaporation, that is caused by drying out the inner channel wall surface while transition of refrigerant two-phase flow from annular to disperse (mist) flow. In compact air coolers with finned tubes a sharp decrease in heat transfer coefficient to refrigerant at the final stage of its evaporation results in lowering the overall heat transfer coefficient and reduction of air cooler efficiency.

A concept of efficient operation of air coolers due to incomplete refrigerant evaporation by injector recirculation of liquid refrigerant that excludes the final burn-out stage of evaporation with drop in intensity of evaporation heat transfer was considered in [28].

The injector recirculation of unevaporated liquid refrigerant in air coolers is conducted by using a potential energy of high pressure liquid refrigerant, leaving a condenser, which is conventionally lost while its throttling to evaporation pressure in expansion valve.

A new impulse for further realization of this concept is forced due to applying a circulation of liquid refrigerant, that causes over filling all the coils of air cooler, i. e. due to incomplete refrigerant evaporation, that excludes a drop in intensity of evaporation heat transfer and, as result, any influence of inside tube heat transfer on the intensity of the overall heat transfer of air cooler.

Therefore there is no need to apply a traditional refrigerant distribution by throttling the refrigerant stream in a distributor at the inlet of air cooler for equalizing refrigerant distribution among coils due to much more higher pressure drop in a distributor head compared with its value for separate refrigerant coils, so far as over filling all the coils results in more higher intensity of refrigerant heat transfer compared with its air side value, that excludes any influence of inside tube heat transfer as more intensive.

So, there is no need for improving refrigerant distribution among coils by applying a refrigerant distributor as inlet manifold of air cooler as well as by applying inlet manifold with special distributing devices (different channel inlet holes, differ manifold cross sections and others).

The principle of over filling all the channels of air cooler by liquid refrigerant injector recirculation, that provides excluding the final stage of refrigerant evaporation with low intensity of heat transfer and, as result, excluding any influence of inside channel heat transfer, as more intensive, instead of refrigerant distribution in the inlet manifolds, is very useful for widespread microchannel plate evaporators with uneven refrigerant distribution in inlet manifolds as well as for traditional heat exchanges with uneven air velocity distribution.

A concept of efficient operation of air coolers with incomplete refrigerant evaporation due to liquid refrigerant recirculation by injector (jet pump) has found a new impulse for further applications in central Heating, Ventilation and Air Conditioning (HVAC) systems and their combined versions with indoor air conditioning system, as well as for outdoor air processing units (OAPU) to match varying outdoor heat loads according to actual climatic conditions and for indoor air coils to match varying indoor environments in ductless Variable Refrigerant Flow (VRF) systems.

The research is devoted to develop a general concept of incomplete refrigerant phase change through injector refrigerant recirculation, based on a retrofit concept of incomplete refrigerant evaporation, to spread it over new applications for outdoor air processing units to match varying heat loads according to actual climatic conditions and for indoor air coils to match varying indoor heat loads in ductless VRF AC systems, for widespread microchannel plates evaporators with uneven refrigerant distribution in inlet manifolds and others .

2. Literature Review

A lot of publications are devoted to enhancing the efficiency of AC systems by intensification of heat transfer processes in heat exchangers (evaporators and condensers) [4, 5, 9, 11, 28], through application of advanced refrigerant circulation scheme decisions [6, 8, 9, 11, 23-25, 29, 32, 33] and enhancing air procession by two-stage cooling developed for AC systems in comfort and energetic application [26, 27, 30, 31, 38].

Numerous researchers have studied the energy efficiency of the VRF system [10-14, 17, 41-43]. The VRF systems operate with high part-load efficiency, that results in high daily and seasonal energy efficiency, so as AC systems typically spend most of their operating hours in the range of 40% to 80% of maximum cooling capacity [12].

A combination of HVAC system with roof top unit (RTU) used as the outdoor air processing (OAP) system in the VRF system and control strategies to enhance its energy performance were proposed [41, 43]. A comparisen of VRF system with conventional AC systems showed that the VRF system was more energy efficient than variable air volume (VAV) system by 22% and than the fan-coil plus fresh air (FPFA) system by 11.7% [41]. It was obtained that the multi-split VRF system saved more than 20% energy compared to a variable air volume (VAV) system [42].

The HVAC system that processed outdoor air loads by supplying refrigerant from the outdoor unit performed simultaneously as an outdoor unit in the VRF system in contrast with the OAP, which had compressors, was investigated [13]. In the VRF-OAP system, the multiple indoor units and the OAP were simultaneously connected to a single outdoor unit.

A higher energy reduction compared with conventional operation without refrigerant flow regulation is due to superlative applying the variable speed compressor in part load modes, especially when the outdoor air temperature was closer to its indoor set point.

The authors [14] on the base of field test results revealed that the design outdoor unit cooling capacity should be of around 70% excess to prevent a lack of indoor units cooling capacities.

It was also shown that negative impacts on the indoor comfort of the outdoor air not completely processed and introduced to the indoor environment were much greater than that of the indoor units processing the thermal loads of the indoor air [13]. Therefore, the refrigerant flow control in the VRF-OAP system has been designed to provide more flows to the OAP than to the indoor units and most of the refrigerant flows inside the system were introduced to the OAP.

3. Research Methodology

Proceeding from the approach that heat loads on refrigerant coils depend only on air side heat transfer as lower compared with refrigerant side, the problem of enhancing heat transfer in air coolers is solved through incomplete refrigerant phase change due to liquid refrigerant recirculation by injector to exclude the final stage of refrigerant evaporation with low intensity of heat transfer.

A proposed general concept of enhancing heat efficiency of heat exchangers with boiling refrigerants inside channels is intended to solve the problem of uneven refrigerant distribution in inlet manifolds for microchannel heat exchangers or between refrigerant coils (tubes, microchannel plates) and of uneven outside air heat loads on refrigerant coils by over filling all channels through liquid refrigerant jet pump recirculation that provides excluding the final stage of refrigerant evaporation with low intensity of heat transfer.

Thus, due to excluding the inner problem of refrigerant uneven distribution or low intensity of heat transfer of refrigerant evaporation in channels the general problem of enhancing heat efficiency of heat exchangers with boiling or condensing refrigerants inside channels is transformed into the outside problem of heat transfer on the air side to be solved as it is required and possible.

Applying the forced circulation of liquid refrigerant with over filling all air coils, operating with incomplete refrigerant evaporation, excludes a drop in intensity of evaporation heat transfer, caused by inner channel wall surface drying out while complete refrigerant evaporation, and its influence on intensity of the overall heat transfer.

Therefore there is no need to solve the problem of refrigerant distribution between air coils (channels), so as the problem has to be solved by overfilling all the air coils, that leads to heat loads on the air coils as depending only on limiting influence of less air side heat transfer intensity.

4. Results

4.1. Some fundamental approaches of intensification of heat transfer of refrigerant phase changes inside channels of air coolers and condensers

The accent is made on air coolers for which overall heat transfer is usually considered to be dependent only on intensity of external heat transfer on the air side and refrigerant phase change does not influence thermal efficiency of heat exchanger.

But the convective evaporation of refrigerant inside channels is characterized by sharp drop in intensity of heat transfer at the final stage of evaporation when so called burnout takes place (Fig. 1).

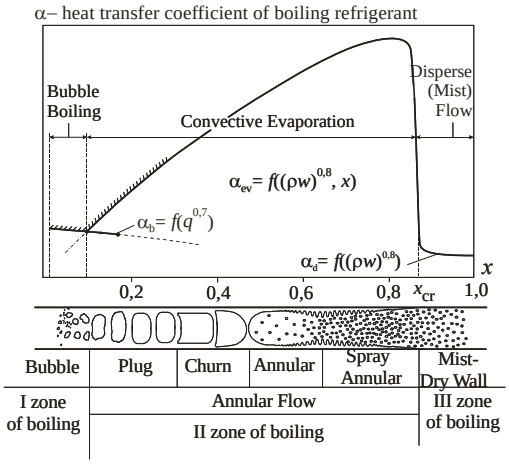


Fig. 1. Typical structures of inside tube refrigerant evaporation and behaviour of coefficients of heat transfer to refrigerant in bubble boiling zone α_b, convective evaporation zone α_{ev} and at the final stage of evaporation in disperse (mist) flow α_d with the vapour mass fraction x

This occurs due to inner channel wall surface drying out with transition of refrigerant two-phase flow from annular flow to disperse (mist) flow.

In compact air coolers with finned tubes the coefficient of heat transfer to refrigerant at the final stage of its evaporation is much lower than to air. This results in decrease in overall heat transfer coefficient (Fig. 2).

Typical structures of inside tube refrigerant evaporation and behaviour of coefficients of heat transfer to refrigerant in bubble boiling zone α_b, convective evaporation zone α_{ev} and at the final stage of evaporation in disperse (mist) flow α_d with the vapour mass fraction x are presented in Fig. 1.

A thresh value of vapour quality x between bubble (nucleate) boiling zone and convective evaporation (thresh bubble/convective vapour quality x) corresponds to equality of heat transfer coefficients calculated for both zones at this x [1, 7, 28]. The thresh bubble/convective vapour quality x is shifting in response to relation between heat flux q and mass flux (mass velocity) ρw. As Fig. 1 shows, with rising mass flux ρw the thresh point is shifting towards a decreased value of vapour quality x (to the inlet of channel) according to dominating a convective evaporation over nucleate boiling and it is inverted with increasing heat flux q.

In compact air coolers with finned tubes the coefficient of heat transfer to refrigerant at the final stage of its evaporation is much lower than that to air, related to the internal surface of tubes. This results in decrease in overall heat transfer coefficient (Fig. 2). The correlation between ΔL and Δx is calculated according to the heat balance for refrigerant boiling inside air coil. Calculations have been performed for the air cooler with plate finned tubes of 12 and 10 mm outside and inside diameters, air temperature at the inlet t_{air1} = 25 °C and outlet t_{air2} = 15 °C, refrigerant boiling temperature at the exit t_{02} = 0 °C, refrigerant *R*142b.

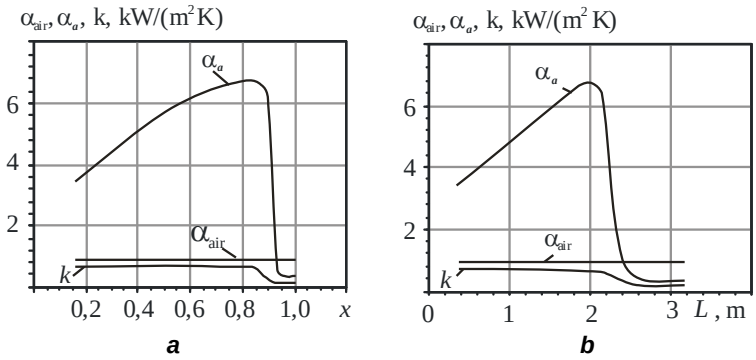


Fig. 2. Variation of heat transfer coefficients to refrigerant α_a and air α_{air}, overall heat transfer coefficient k with the vapour mass fraction x (**a**) and with the coil length L

As Fig. 1 and 2 show a sharp decrease in the heat flux q occurs at burnout vapour fraction $x_{cr} \approx 0,9$ corresponding to drying the channel wall surface with the transition from annular to disperse flow. The reduction in q is caused by subsequent lowering the heat transfer coefficient to refrigerant α_a which becomes lower than the heat transfer coefficient to air α_{air} and causes a decrease in the overall heat transfer coefficient k.

Taking into account that in the conventional air cooler with thermoexpansion valve the vapour at the exit of the air cooler should be superheated by 5…10 °C a share of the surface, corresponding to the final stage of boiling and vapour superheating with extremely low intensity of heat transfer, is about 30 %.

It should be noted that a sharp decrease in the heat transfer coefficient to refrigerant α_a with the transition from annular to disperse flow takes place for most of refrigerants.

To provide intensive heat transfer on all the length of air cooler coils it is necessary to exclude their ending post dry out sections, i.e. make the air coolers operate with incomplete boiling. The unevaporated liquid should be separated from the vapour in the liquid separator and evaporated on the surface of regenerative heat exchanger (RHE) coil, mounted in the liquid separator, while subcooling the liquid refrigerant of a high pressure after the condenser, directing it again at the entrance of air cooler by injector (Fig. 3).

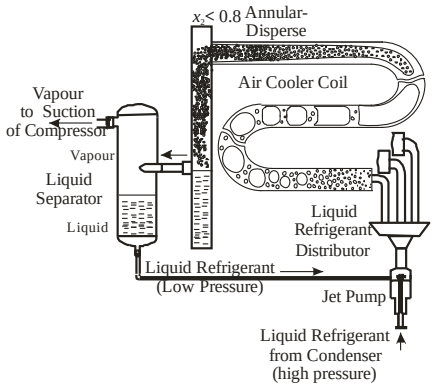


Fig. 3. Air coil contour with liquid refrigerant recirculation by injector

The injector uses the potential energy of refrigerant pressure drop from condensing to evaporation pressure, which is conventionally lost while throttling high pressure liquid refrigerant in thermo-expansion valve.

The thermal efficiency of the air coolers circuits is usually carried out at maximum heat flux q_{max}. For the refrigerant and air counter flow the correlation for heat flux relating to the internal tube surface area is expressed as

$$q = k\ \theta = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \frac{1}{\alpha_{air}}} \cdot \frac{t_{air1} - t_{air2} + \Delta t_0}{\ln \frac{t_{air1} - t_{02}}{t_{air2} - (t_{02} + \Delta t_0)}},$$

where the refrigerant side heat transfer coefficient α_a may be calculated by equations [1, 7] and air side heat transfer coefficient α_{air} corresponds to the internal tube surface area, θ − logarithmic temperature difference; k − overall heat transfer coefficient.

The drop in the boiling temperature Δt_0 caused by the pressure drop for two phase flow ΔP is obtained from Clausius−Clapeyron relationship

$$\frac{dP}{dt_0} = \frac{r}{T(\upsilon_v - \upsilon_l)} \approx \frac{\Delta P}{\Delta t_0}.$$

The frictional pressure gradient for two phase flow dP/dL may be calculated according to the Lockhart-Martinelli-Nelson method [21, 22].

The existence of maximum heat flux q_{max} is caused by the following. With increasing mass velocity of refrigerant ρw the heat transfer coefficient to refrigerant α_a and overall heat transfer coefficient k increases. But the refrigerant pressure drop ΔP and corresponding refrigerant boiling temperature drop Δt_0 increases also. In conventional practice of optimum evaporator-air cooler designing the value of refrigerant boiling temperature t_{02} at the evaporator exit (compressor inlet) is fixed to keep the other points of refrigerant cycle invariable [28]. With fixed t_{02} the increase in Δt_0 causes the increase in refrigerant boiling temperature t_{01} at the evaporator inlet and decrease in logarithmic temperature difference θ between air to be cooled and boiling refrigerant as a result. Such opposite influence of the refrigerant mass velocity ρw upon k and θ causes the existence of maximum of function $q = k\theta$ at quite definite value of ρw. This value is considered as optimum $(\rho w)_{opt}$.

The results of thermal efficiency comparison of conventional air cooler with complete evaporation and superheated vapour at the exit and of advanced air cooler with incomplete evaporation due to liquid refrigerant recirculation by injector are shown in Fig. 4. The conditions at the air cooler outlet are the following: refrigerant R142b, refrigerant boiling temperature at the evaporator exit t_{02} = 0 °C,

There is a dry inner tube wall with a vapour superheated in 10 °C for the conventional throttle circuit and wetted wall with $x_2 < x_{cr}$ for the injector recirculation circuit. In disperse mixture the vapour is superheated in 5 °C as compared to the boiling temperature t_{02} .

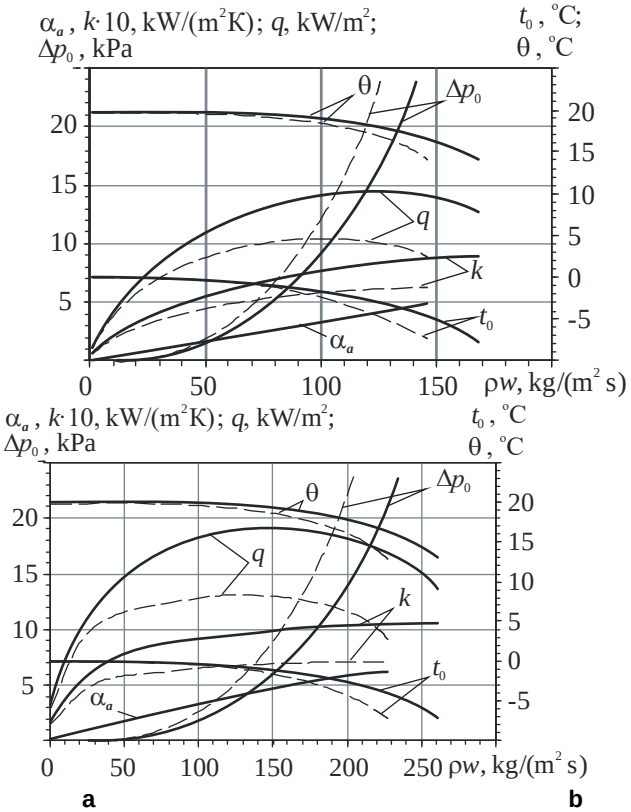


Fig. 4. Mean values of heat fluxes q, heat transfer coefficients to refrigerant α_a and overall heat transfer coefficients k , logarithmic temperature difference θ, refrigerant boiling temperature t_0 and pressure drop ΔP against refrigerant mass velocities ρw for different air velocities w and coefficients of ejection U: R142b, t_{02} = 0 °C; —— – w = 6 m/s; – – – w = 2 m/s;
a – U = 0 (conventional complete evaporation); b – U = 1 (incomplete evaporation)

As fig. 4 shows, with increasing the air velocities from w = 2 m/s to 6 m/s the influence of liquid refrigerant recirculation enlarges, that means its great efficiency for compact air coolers with high air velocities.

So, the recirculation of liquid refrigerant in the air cooler by injector provides an increase in heat flux q by 25…40 % compared with conventional complete refrigerant evaporation with superheated vapour at the exit.

As one can see from fig. 5, overfilling the air coils of the air cooler by recirculation of liquid refrigerant allows a larger deviation of refrigerant mass velocities ρw from their optimum value, providing maximum value of heat flux q, that means that a larger refrigerant redistribution among air coils is permited and good perspectives of injector liquid refrigerant recirculation in microchannel evaporators with considerable refrigerant maldistribution in inlet and outlet manifolds.

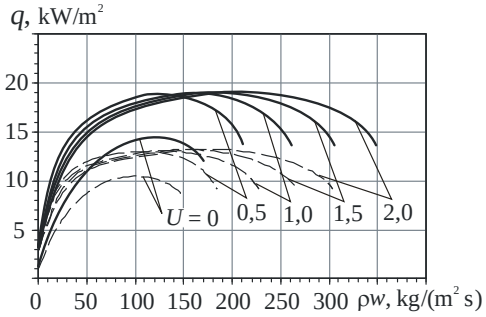


Fig. 5. Mean values of heat fluxes q, heat transfer coefficients to refrigerant α_a and overall heat transfer coefficients k , logarithmic temperature difference θ, refrigerant boiling temperature t_0 and pressure drop ΔP against refrigerant mass velocities ρw : R142b, t_{02} = 0 °C; _——– –w = 6 m/s; – – – –w = 2 m/s; U = 0 (conventionsl complete evaporation)

Overfilling the coils of air cooler due to liquid refrigerant recirculation of refrigerant reveals the reserves for subsequent decreasing the influence of uneven air velosity distribution on the heat efficiency of air cooler.

As an example, the air velocity w-profile at the inlet of air cooler and heat load Q-distributions among the air coils for conventional air cooler with complete refrigerant evaporation and advanced air cooler with refrigerant overfilling are presented in Fig. 6: ADEC – heat load Q distribution among air coils for conventional air cooler; ABC – heat load Q distribution for advanced air cooler with refrigerant overfilling; DBE – heat load Q increment due to air coils overfilling compared with heat load on conventional air cooler; Q_0 – overall heat load on air cooler with equal air velocity distribution; Q_Δ – overall heat load on conventional air cooler with angular Δ -air velocity profile; $Q_{n=2}$ – overall heat load on advanced air cooler with number of refrigerant circulation n = 2 and Δ-velocity w distribution.

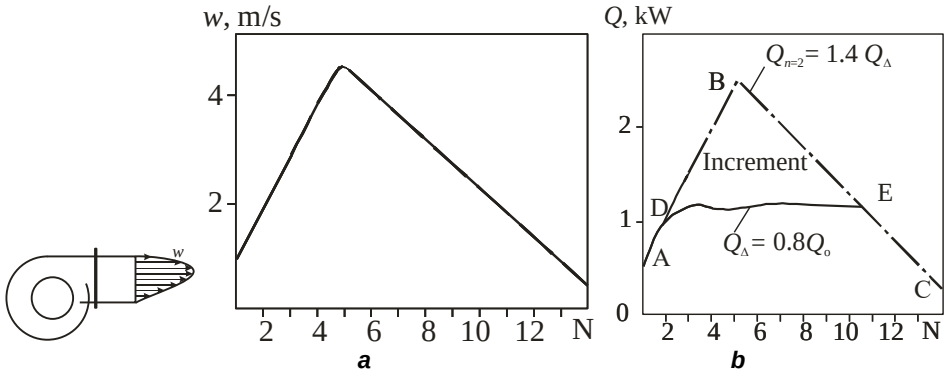


Fig. 6. Air velocity w-profile at the inlet of air cooler (a), heat load Q-distributions among air coils (b): N – a number of air coil; ADEC – heat load Q distribution among air coils for conventional air cooler; ABC – heat load Q distribution for advanced air cooler with refrigerant overfilling; DBE – heat load Q increment; Q_0 – overall heat load on air cooler for equal air velocity distribution; Q_Δ – angular Δ -air velocity profile (a); $Q_{n=2}$ –refrigerant circulation with number of circulation n = 2 and Δ-velocity w distribution

As Fig. 6,b shows, in spite of increased air velocities at the inlet of coils number N =3-11 (according to angular Δ -air velocity profile) the heat loads on them remain practically constant in conventional air cooler, that is caused by high superheating of refrigerant vapour in them and considerably decreased heat transfer intensity to superheated

vapour inside coils (lowered heat transfer coefficient to refrigerant α_a) and overall heat transfer intensity as result (Fig. 2), that limits the heat loads on these coils.

The incomplete evaporation due to refrigerant coils overfilling by liquid refrigerant recirculation leads to the full elimination of its inefficient final stage and to rising the intensity of overall heat transfer on the whole air cooler surface in response to increasing the air velosity at the inlet of the coils number N =3-11 (Fig. 6,a). As a result, the heat load *Q* distribution ABC among the air coils of the advanced air cooler with refrigerant overfilling follows strictly the angular Δ -air velocity profile with corresponding increment in heat load *Q* by about 40% compared with conventional air cooler (Fig. 6,b).

The principle of over filling all the channels by liquid refrigerant injector recirculation, providing excluding any influence of inside channel heat transfer, as more intensive is very useful for compact air coolers with finned coils where the coefficients of inside and outside heat transfer (to boiling refrigerant and air respectively) are closed. So, it is possible to increase their heat efficiency in response to rising the air velosity at the inlet by liquid refrigerant circulation with adequate number of circulation $n = U+1 = 1/x_2$ (Fig. 7). A complete evaporation of refrigerant in the conventional air cooler is characterized by $n = 1/x_2 = 1$, where x_2 – mass vapour fraction an the outlet.

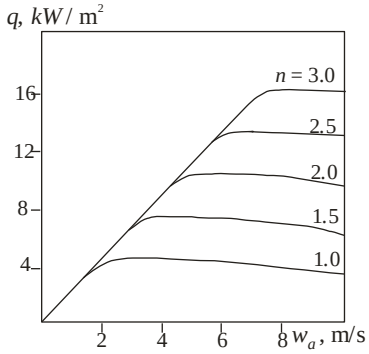


Fig. 7. The values of heat fluxes *q* in air coolers for various numbers of liquid refrigerant circulation *n* against inlet air velocities w_a: $n = 1$ – complete evaporation of refrigerant

The effect of intensification of heat transfer in evaporator due to elimination of dry wall regime can be evaluated by refrigeration coefficient (coefficient of performance of refrigeration system) ε. For the evaporator operated with wetted coil inner surface the increase in ε is achieved due to decrease in temperature differences between air and boiling refrigerant and a corresponding increase in the compressor suction pressure that provides an increment of ε by 15…20% [28].

4.2. ENHANCING A PERFORMANCE EFFICIENCY OF REFRIGERANT AIR COOLERS OF DUCTLESS VARIABLE REFRIGERANT FLOW (VRF) AIR CONDITIONING SYSTEM AT CHANGEABLE HEAT LOADS BY INJECTOR REFRIGERANT CIRCULATION

The central Heating, Ventilation, and Air Conditioning (HVAC) systems and their combined versions with indoor air conditioning system typically operate in the range of 40% to 80% of design capacity [12].

So, the approach to enhance the performance efficiency of AC system has to provide ambient air procession to match actual changeable cooling loads in response to current climatic conditions to shorten running of refrigeration compressor in partial modes.

Any pump circulation system, for example with injector as jet pump, operates at changeable cooling capacities according to current heat loads on evaporators-air coolers with changing the refrigerant volumes in liquid separators after evaporators-air coolers and in linear receiver after condenser: with its rising in liquid separators and its lowering in linear receiver at decreasing heat loads on evaporators-air coolers and vice versa.

A retrofit concept of efficient operation of refrigerant evaporators (air coolers) with incomplete refrigerant evaporation due to liquid refrigerant recirculation by injector (jet pump) has found a new impulse for further applications in air coolers of outdoor air processing (OAP) units to match varying outdoor heat loads according to actual climatic conditions and for indoor air coils to match varying indoor heat loads in ductless Variable Refrigerant Flow (VRF) AC systems.

A higher energy reduction compared with conventional operation without refrigerant flow regulation is due to superlative applying the variable speed compressor in part load modes, especially when the outdoor air temperature was closer to the indoor temperature set point.

The authors [14] on the base of field test results revealed that the design outdoor unit cooling capacity should be of around 70% excess to prevent a lack of indoor units cooling capacities.

It was shown that negative impacts on the indoor comfort of the outdoor air not completely processed and introduced to the indoor environment were much greater than that of the indoor units processing the thermal loads of the indoor air [13]. Therefore the refrigerant flow control in the VRF-OAP system has been designed to provide more flows to the OAP than to the indoor units and most of the refrigerant flows inside the system were introduced to the OAP.

Issuing from the priority of the outdoor air procession [13, 14], the application of liquid refrigerant recirculation by injector, leading to overfilling the air cooler, would be quite reasonable for Outdoor Air Processing (OAP) unit to provide and complete outdoor air procession to avoid introducing of not completely processed outdoor air to the indoor environment with corresponding negative impacts on the indoor comfort (Fig.8, 9).

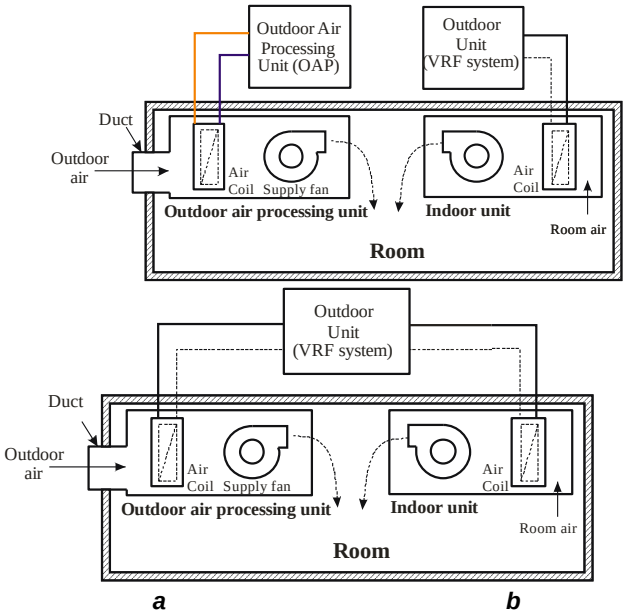


Fig. 8. The traditional schemes of ductless Variable Refrigerant Flow (VRF) systems with Outdoor Air Processing (OAP) and Indoor Air Processing (IAP) units separated (***a***) and combined (***b***)

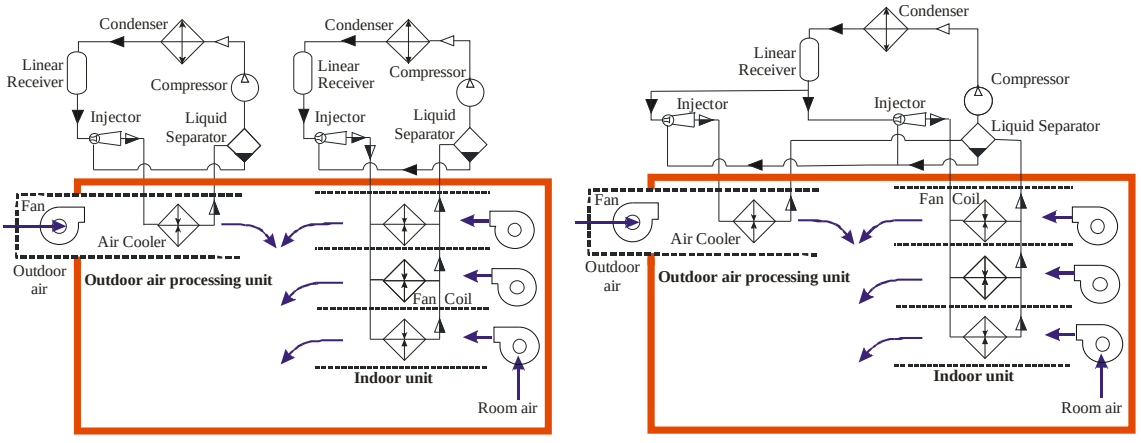


Fig. 9. The developed schemes of ductless Variable Refrigerant Flow (VRF) systems with Outdoor Air Processing (OAP) and Indoor Air Processing (IAP) units separated (***a***) and joint (***b***)

4.3. ENHANCING HEAT EFFICIENCY OF MICROCHANNEL EVAPORATORS BY INJECTOR REFRIGERANT CIRCULATION

In spite of peculiarities in physical mechanism of refrigerant evaporation in high efficient microchannel evaporators, the sharp drop in intensity of boiling refrigerant heat transfer takes place at the final dry-out stage of evaporation with drying the wall of channels too [1, 7, 15, 35, 36].

In general case the refrigerant evaporation in micro- and conventional channels are influenced by the same mechanism of changes in impulse and heat: heat transfer in bubble flow influenced generally by heat flux q, whereas convective evaporation (slug, slug-semi annular, semi annular, annular flows) is in strong dependency of heat transfer on mass flux (mass velocity) ρw and vapour quality x and in dry-out zone of superheating vapour at the final stage of evaporation – in dependency of heat transfer only on mass flux ρw [1, 7, 15].

According to the investigation of refrigerant evaporation in microchannels [15] the transient variation of annular sub structures within convective evaporation was observed at vapour quality x = 0.15−0.5 and a dry-out of liquid film on the wall was observed at x above 0.5, that means that negative influence of the final dry-out on heat transfer in microchannel evaporators is considerably higher compared with conventional air coolers.

As Fig. 1 shows, a thresh value of vapour quality x between bubble (nucleate) boiling zone and convective evaporation is shifting in response to relation between heat flux q and mass flux ρw towards a decreased value of vapour quality x (to the inlet of channel) according to dominating a convective evaporation over nucleate boiling and in inversed direction with increasing heat flux q. With account of such behavior of thresh point of bubble/convective vapour quality x the differ influence of heat flux q, mass flux ρw and vapour quality x on the heat transfer intensity should be analyzed.

Thus, it is quite reasonable to suppose, that an increase in refrigerant flow by recirculation leads to rising the refrigerant boiling heat transfer intensity due to excluding dry-out inefficient zone that lowers the overall heat transfer, and to enhancing the efficiency of microchannel evaporators from the point of heat transfer.

Majority of the studies point out the lack of influence of the refrigerant mass flux ρw and vapour quality x on the heat transfer coefficients [2, 3, 16, 18, 37, 40], i.e. the small contribution of the convective evaporation. Those conclusions should be corrected taking into account the behavior of thresh point of bubble/convective vapour quality x to consider differ influence of heat flux q and mass flux ρw in each zone.

The other advantage of applying the refrigerant recirculation consists in suppressing the bubble generation, initiated by heat flux q and leading to instabilities of two-phase flow. The instabilities of two-phase flow in microchannels are caused by their too small diameters, limiting the fast growing bubbles at increased heat flux [15, 35, 36], that can lead to instantaneous dry-out of the wall with sharp drop in heat transfer intensity and even to reversing the flow towards the inlet with blocking the refrigerant feed to the channels.

An example of variation in mass flux and heat flux leading to unstable boiling with reversing the refrigerant flow in the channel with diameter d_h = 540 μm is presented in Fig. 10 [15].

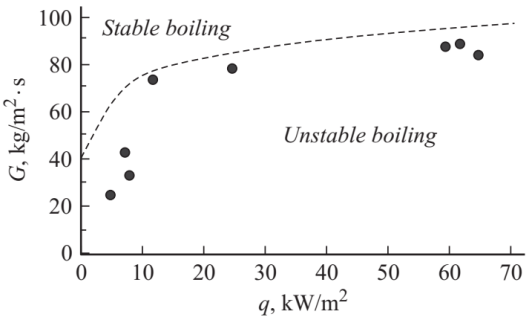


Fig. 10. The variation in mass flux and heat flux in stable and unstable boiling of refrigerant R134a in channel of d_h = 540 μm

As Fig. 10 shows, to avoid the instabilities of two-phase flow with its reversing and sharp drop in heat transfer intensity, caused by instantaneous dry-out of the wall, increasing of heat flux is to be followed by rising the mass flux. Issuing this it is reasonable to increase the mass flux through liquid refrigerant recirculation.

The principle of over filling all the channels by liquid refrigerant injector recirculation, providing excluding the final dry-out stage of refrigerant evaporation with low intensity of heat transfer is very useful for microchannel evaporators, characterized by uneven refrigerant distribution in inlet manifolds, instead of refrigerant redistribution in inlet manifolds with the use of special devises [19, 20, 34, 39].

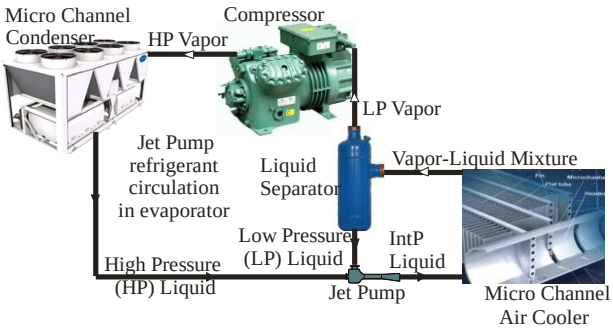


Fig. 11. A developed circuit of vapour compression chiller with liquid refrigerant recirculation in microchannel evaporator by injector

Overfilling the evaporators (Fig. 11), that leads to increasing the intensity of boiling heat transfer on all length of their channels due to incomplete refrigerant evaporation, excludes any influence of refrigerant boiling heat transfer coefficient, as more high value compared with air side heat transfer coefficient, on intensity of the overall heat transfer as result.

So, instead of solving the problem of refrigerant distribution between microchannel plates, the problem should be solved by overfilling all the microchannels, that leads to dependence of microchannel plate heat loads only on limiting air side heat transfer intensity.

5. Conclusions

A developed concept of enhancing heat efficiency of evaporators with boiling refrigerants inside channels is intended to solve the problem of uneven refrigerant distribution in inlet manifolds of microchannel heat exhanges as well as the problem of uneven outside heat loads on refrigerant coils by over filling all the channels (coils) through liquid refrigerant injector recirculation that provides excluding the final dry-out stage of refrigerant evaporation with drying the inside wall, that leads to sharp drop in evaporation heat transfer and lowering the intensity of overall heat transfer.

Therefore there is no need to solve the problem of equalizing the refrigerant distribution between air microchannels plates (coils) by applying special devices in inlet manifolds (headers) of microchannel evaporators, as well as equalizing air velocity profiles so as overfilling all the channels (coils) provides maximum heat fluxes at any uneven refrigerant distribution and air velocity profile.

6. References

[1]. Bandel J., Schlunder E.U.: *Druckverlust und warmeubergang bei der verdampfung siedender kaltemittel im durchsrtomten rohr*. Chemie, Ing. Techn., 45 (60), 1973, pp. 345–350.

[2]. Bao Z.Y., Fletcher D.F., Haynes B.S.: *Flow boiling heat transfer of freon R11 and HFCFC123 in narrow passages*. Int. J. Heat Mass Transfer, 43, 2000, pp. 3347–3358.

[3]. Baird J.R., Bao Z.Y, Fletcher D.F., Haynes B.S.: *Local flow boiling heat transfer coefficients in narrow conduits*. Bar-Cohen, A. (Ed.), Boiling 2000: Phenomena and Engineering Applications, Anchorage Alaska, Apr. 30–May 5, 2, 2000, pp. 447–466.

[4]. Bohdal T., Sikora M., Widomska K., Radchenko A. M.: *Investigation of flow structures during HFE-7100 refrigerant condensation*. Archives of thermodynamics: Polish Academy of Sciences, 36 (4), 2015, pp. 25–34.

[5]. [12] Bohdal T.: *Wave character of boiling process in coil tube of air cooler*. Archives of Thermodynamics, 25 (2), 2004, pp. 21−38.

[6]. Butrymowicz D., Gagan J., Śmierciew K., Łukaszuk M., Dudar A., Pawluczuk A., Łapiński A., Kuryłowicz A.: *Investigations of prototype ejection refrigeration system driven by low grade heat.* HTRSE-2018, E3S Web of Conferences, 70, 2018, 7 p.

[7]. Chaddock J.B., Varma H.K.: *An Experimental Investigation on Dry-out with R22 Evaporating in a Horizontal Tube*. ASHRAE Transactions, 85, 1979, pp. 105–121.

[8]. Chawla J.M.: *Eine kalteanlage mit zusatzlichenflussigkeitsund dampfkreislaufen*. Kaltetechnik, Klimatisierung, 23 (10), 1971, pp. 298 – 300.

[9]. Chawla J.M.: *Urzadzenia chlodnicze z pomocniczymi obwodami cieczy i pary czynnika chlodniczego*. Chlodnictwo, 3, 1973.

[10]. Chua K. J., Chou S. K., Yang W. M., Yan J.*: Achieving better energy-efficient air conditioning – A review of technologies and strategies*. Applied Energy, 104, 2013, pp. 87–104.

Радченко М.І., Трушляков Є.І., РадченкоА.М.

Підвищення теплової ефективності повітроохолоджувачів систем кондиціонування інжектором

Анотація: *Один з найпривабливіших резервів підвищення ефективності систем кондиціонування та їх застосування в різних областях полягає в ефективній роботі повітряних охолоджувачів (випарників холодоагенту). Концепція доопрацювання ефективної роботи випарників холодоагенту з неповним випаровуванням холодоагенту за рахунок рециркуляції рідкого холодоагенту інжектором (реактивним насосом) знайшла новий імпульс для подальших застосувань у зовнішніх повітряних переробних установках, щоб відповідати різним нагріванням зовнішнього тепла відповідно до фактичних кліматичних умов Умови в приміщенні відповідали різним тепловим навантаженням у приміщеннях в системах кондиціювання без змінного холодильного потоку. Запропонована концепція підвищення теплової ефективності теплообмінників з киплячими холодоагентами всередині каналів розроблена для вирішення проблеми нерівномірного розподілу холодоагенту у впускних колекторах (головках) для мікроканальних теплообмінників або між котушками холодоагенту та нерівними зовнішнім боковим нагріванням повітря на змійовиках холодоагенту шляхом переповнення їх за допомогою рециркуляції рідкого холодоагенту, що забезпечує виключення кінцевої стадії висихання випаровування холодоагенту з низькою інтенсивністю передачі тепла. Таким чином, за рахунок виключення внутрішньої проблеми нерівномірного розподілу холодоагенту та низької інтенсивності передачі тепла випаровуванням холодоагенту в каналах загальна проблема підвищення ефективності теплообмінників киплячим холодоагентом всередині каналів перетворюється на зовнішню проблему передачі тепла на повітряній стороні.*

Ключові слова: *система кондиціонування, теплообмінник, зміна фази, циркуляція холодоагенту, порушення розподілу, нерівномірне теплове навантаження*

УДК 621.438-712.8

ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧА ЕЖЕКТОРНА ХОЛОДИЛЬНА МАШИНА ІЗ ГАЗОДИНАМІЧНИМ ОХОЛОДЖЕННЯМ РОБОЧОГО ТІЛА

Коновалов Дмитро Вікторович, к.т.н., доцент; Джуринська Анна Олександрівна, викладач.
Херсонська філія Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова
Україна, м. Херсон
dimitriyko79@gmail.com

Анотація. *Підвищити ефективність ежекторних холодильних машин можна за рахунок використання термопресора, забезпечуючи при цьому охолодження на певну різницю температур. Аналіз схеми ежекторних холодильних машин з використанням термопрессора показує, що найбільший тепловий коефіцієнт при максимально можливих температурах кипіння в генераторі t_g мають холодоагенти: R142b, R600, R1233zd(E), R245fa.*

Ключові слова*: ежектор; термопресор; холодоагент.*

Вступ.

Тепловикористовуючі холодильні машини, на відміну від класичних і найбільш розповсюджених парокомпрессорних холодильних машин, виробляють холод споживаючи при цьому низькопотенційну теплову енергію.

Останнім часом, одним з перспективних напрямів є використання тепловикористовуючих холодильних машин для систем кондиціювання повітря та рефрижерації у складі установок комбінованого виробництва енергії (когенерації, тригенерації) для суднових та стаціонарних енергетичних установок. Серед тепловикористовуючих холодильних машин застосовують наступні: абсорбційні холодильні машини; турбокомпресорні холодильні машини; ежекторні холодильні машини [1, 2].

Перспективним є застосування ежекторних холодильних машин (ЕХМ), які по енергетичній ефективності хоча і поступаються абсорбційним холодильним машинам [1], але перевершують по масогабаритним показникам. В якості робочого тіла (холодоагента) можуть застосовуватися вода або низькокиплячі речовини (хладони). Хладонові ЕХМ вигідно відрізняються відсутністю вакууму, можливістю

отримання більш низьких температур (t_0 = –30…+15 °С) [1], простотою і компактністю. Однак, їх теплова ефективність недостатньо висока – тепловий коефіцієнт ζ = 0,2–0,4 [1, 2].

Одним з напрямків підвищення енергетичної ефективності ЕХМ є застосування струминних термопресорних технологій [3], в основі яких лежить використання процесу термогазодинамічної компресії, яка полягає в контактному охолоджені і одночасному підвищенні тиску газу або пари.

Постановка мети та задач дослідження.

Систематичні дослідження ЕХМ на низькокиплячих речовинах почали проводитися в 50–60-х років XX сторіччя [2, 4–9]. Підвищення енергетичної ефективності ЕХМ здійснювалося в наступних напрямках:

1) підбору найбільш ефективного робочого тіла;

2) вдосконалення конструкції ежектора, а саме – геометрії проточної частини;

3) розробки схемно-конструктивних рішень ЕХМ;

4) виключення з ЕХМ елементів, які споживають електроенергію (хладонових насосів).

Основним елементом ЕХМ є ежектор. Ежектор – струминний апарат, в якому відбувається змішування та обмін енергією двох потоків різного тиску з утворенням змішаного потоку з проміжним тиском. Спочатку в ежекторі (його робочому соплі) відбувається перетворення потенційної енергії робочої пари високого тиску в кінетичну, потім вирівнювання швидкостей змішуваних потоків зі зворотним перетворенням кінетичної енергії робочої пари в потенційну енергію змішаного потоку [1].

Теоретичне та експериментальне дослідження ЕХМ проводилося з використанням холодоагентів R11, R12, R21, R40, R113, R114, R123, R134a, R141b, R142b, R152a, R290, RC318, R500, R600, R600a, R717, R744 [4–6, 10].

В роботах [1, 11] пропонується для підвищення енергетичної ефективності ЕХМ застосувати регенерацію теплоти. Для збільшення коефіцієнта ежекції U доцільно підвищувати температуру робочої пари t_g. Однак при цьому зростає теплота перегріву пари на виході з ежектора Δh_c і тепловий коефіцієнт ζ може не підвищитися, тому необхідно також прагнути до зменшення Δh_c. Цього можна досягнути введенням у схему ЕХМ пароперегрівача та регенеративного теплообмінника (РТО). У РТО за рахунок теплоти стиснутої в ежекторі пари відбувається підігрів рідкого холодоагенту на вході в генератор пари ЕХМ, що дозволяє скоротити витрату низькопотенційної теплоти на генератор. При застосуванні РТО на холодоагенті R12 досягається підвищення теплового коефіцієнта ЕХМ □ в середньому на 25 % [1].

Ефективність ЕХМ може бути підвищена за рахунок використання різних холодоагентів у силовому та холодильному контурах [1, 2]. У силовому контурі застосовують холодоагент з високою молекулярною масою і малим питомим навантаженням на генератор q_g, в холодильному контурі – холодоагент з малими та питомою холодопродуктивністю q_0. В таких біагентних ЕХМ доцільніше застосовувати неазеотропні суміші (силовий контур – RC318, холодильний – R12 або R142b). Термодинамічна ефективність біагентної ЕХМ може бути у два рази вище, ніж ЕХМ традиційної схеми. Однак неідеальне розділення суміші та додаткові витрати на ректифікацію знижують дійсні теплові коефіцієнти ЕХМ ζ.

Також вдосконалення ЕХМ ведеться у напрямку виключення зі схеми відносно складного та дорогого хладонового насосу. Так, у схемі ЕХМ [1, 2] підвищення тиску в силовому циклі від P_c до P_g здійснюється шляхом ізохорного підводу теплоти до періодично ізольованого генератора пари. В такій схемі ЕХМ буде працювати практично тільки за рахунок підводу теплоти, і необхідно мати як мінімум два генератора пари та два ежектора. Тепловий коефіцієнт ζ безнасосної ЕХМ може досягати 0,28.

Одним з перспективних напрямків є також застосування ЕХМ у складі когенераційних або тригенераційних установок, де ЕХМ може застосовуватися для систем кондиціювання повітря разом із абсорбційною холодильною машиною (каскадний цикл) або із парокомпресорною холодильною машиною [12, 13].

З метою пошуку резервів підвищення ефективності ЕХМ можна звернутися до ефекту термогазодинамічної компресії (термопресії). Ефект термопресії полягає в підвищенні тиску при одночасному зниженні температури в процесі випаровування дрібнодисперсної рідини, яка впорскується в потік пари (газу), що рухається із швидкістю біля звукової [14, 15]. Інтенсивне підведення тепла викликає збільшення аеродинамічного опору, а відведення – його зменшення [14, 16]. При інтенсивному відведенні теплоти і відповідної організації робочого процесу виявляється можливим не тільки значне зменшення опору, але і збільшення повного тиску в потоці газу. В цьому випадку за рахунок переважаючої теплової дії (відведення теплоти) відбувається підтискання газового потоку. Відведення теплоти може здійснюватися шляхом випарного охолоджування уприскуваної в газовий потік охолоджуючої рідини.

В термопресорі процес розширення газу відбувається в дозвуковому соплі адіабатно. Рекомендована швидкість газу (пари) складає (0,5–0,9)М. В секцію сопла (конфузора) подається охолоджуюча рідина, що

механічно дрібно розпилюється спеціальною форсункою. На ділянці випаровування відбувається взаємодія цих потоків, і, як наслідок, відбувається розгін, дроблення, підігрів і випаровуванні крапель, а також охолодження газу. Утворюється двофазний потік, в якому відбуваються процеси тепло- і масообміну, зміна складу парогазорідинної суміші, а також всіх параметрів газового (парового) потоку. Ці процеси продовжуються в дифузорі, де відбувається загальне уповільнення потоку і збільшення статичного тиску [14, 15, 17].

На сьогоднішній день, накопичено достатньо великий досвід застосування термопресора (аеротермопресора) та технологій на його основі для охолодження відхідних газів теплових двигунів і циклового повітря газотурбінних установок [15, 18], а також проміжного охолодження парів в двоступінчастих аміачних парокомпресорних холодильних машинах [17].

В тепловикористовуючих ЕХМ термопресор доцільно використовувати як засіб підвищення енергетичної ефективності ЕХМ, наприклад, для охолодження пари перед конденсатором – тепловикористовуюча ежекторно-термопресорна холодильна машина (ТЕТХМ). При цьому термопресор буде являти собою багатофункціональний теплообмінний апарат, в якому буде відбуватися охолодження пари холодоагенту та одночасне підвищення тиску. З одного боку, це дозволить збільшити тепловий коефіцієнт ЕХМ за рахунок збільшення коефіцієнта ежекції U при зменшенні степені підвищення тиску в ежекторі ЕХМ. З іншого боку, зменшить теплове навантаження на конденсатор ЕХМ при охолодженні пари холодоагенту до стану насичення.

Треба відзначити, що ефективність застосування термопресії в тепловикористовуючих ЕХМ багато в чому залежить від термодинамічних і теплофізичних властивостей холодоагенту. Тому доцільним є визначення такого холодоагенту, який би забезпечив найбільше підвищення тиску в наслідок термогазодинамічної компресії. Раціональний вибір такого холодоагенту забезпечить максимальне підвищення теплового коефіцієнту ЕХМ , а відтак, більш ефективне використання скидної низькопотенційної теплоти енергетичної установки.

Мета дослідження – аналіз ефективності роботи тепловикористовуючої ежекторно-термопресорної холодильної машини.

Основні результати.

Основою дослідження є розробка схемо-технічного рішення, яке дозволяє підвищити енергетичну ефективність ЕХМ за рахунок застосування термопресора, як засобу реалізації явища термогазодинамічної компресії. При цьому питання підвищення ефективності ЕХМ відбувається в двох напрямках: вибору раціональної схеми із термопресором; вибору найбільш ефективного робочого тіла (холодоагенту).

У дослідженні використана розроблена авторами розрахункова модель застосування термопресора в циклах холодильних машин, яка враховує особливості розрахунків циклів і схем тепловикористовуючих ЕХМ, геометричних показників проточної частини ежектор. На основі розрахункової моделі розроблений програмний комплекс, який дозволяє визначити параметри робочого тіла (газу) в характерних точках циклу, параметри термодинамічної ефективності ТЕТХМ, параметрів і конструктивних характеристик термопресора, а також основних елементів ТЕТХМ (теплообмінні апарати, ежектор, термопресор).

Розрахунок термогазодинамічної компресії в газах проводився з урахуванням класичних залежностей [14, 15, 17, 18]. Розрахунок циклу, параметрів і характеристик ТЕТХМ і її основних елементів проводився за методиками, що наведені в роботах [1, 17]. Розрахунок напірно-циркуляційних характеристик ежектора зводиться до визначення його досяжного коефіцієнта ежекції U. Найбільш розповсюдженою та загальноприйнятою методикою розрахунку цих характеристик є методика, запропонована [19]. При аналізі схемо-технічного рішення ежекторно-термопресорної холодильної машини розглянута відома класична схема і цикл ЕХМ.

Відносне підвищення тиску в термопресорі можна визначити за на-ступним рівнянням [17]:

$$\frac{P_{c2}}{P_{c1}} = \left(\frac{T_{c2}}{T_{c1}}\right)^{-\frac{kM^2}{2}\sigma} - \frac{\left(\zeta_{м} + \zeta_{тер}\frac{l}{D}\right)\rho a_{зв}^2 M^2}{2P_{c1}}, \quad (1)$$

де P_{c1}, P_{c2} – повний тиск газового потоку (пари) на вході і виході з термопресора; T_{c2}/T_{c1} – відносна температура; T_{c1}, T_{c2} – температура газового потоку (пари) на вході і виході з термопресора; k – показник адіабати; M – число Маха для швидкості потоку в робочій камері термопресора; – крітеріальна характеристика термопресора; $_{м}$ – місцевий коефіцієнт опору, який враховує втрати тиску в конфузорі (сопло) та дифузорі термопресора; $_{тер}$ – коефіцієнт опору, який враховує втрати тиску в робочій камері

термопресора; l – довжина робочої камери; D – діаметр циліндричної частини робочої камери; □ – густина газового потоку на вході в термопресор; $a_{зв}$ – швидкість звуку у двофазному середовищі.

Ефективність циклу ТТЕХМ з і без термопресора здійснювалася за коефіцієнтом ежекції U, як основного показника ефективності ежектора, та за тепловим коефіцієнтом □.

Рівняння теплового балансу ТТЕХМ по холодоагенту для повітроохолоджувача Q_0, конденсатора Q_c та генератора Q_g можна представити в наступному вигляді

$$Q_0 = G_0(h_1 - h_6)\ ; \tag{2}$$

$$Q_c = G_c(h_4 - h_5)\ ; \tag{3}$$

$$Q_g = G_g(h_8 - h_7)\ , \tag{4}$$

де G_0, G_c, G_g – витрата холодоагенту через випарник, конденсатор і генератор пари.

Ефективність ежектора характеризується коефіцієнтом ежекції:

$$U = \frac{G_0}{G_g}\ , \tag{5}$$

а всієї ТТЕХМ – тепловим коефіцієнтом □:

$$\zeta = \frac{Q_0}{Q_g} = \frac{G_0(h_1 - h_6)}{G_g(h_8 - h_7)} = U\frac{(h_1 - h_6)}{(h_8 - h_7)} \tag{6}.$$

Ентальпія змішаного потоку на виході з ежектора h_c (перед конденсатором) визначається за рівнянням

$$h_c = h_4 = \frac{h_7 + U \cdot h_6}{1 + U}\ . \tag{7}$$

Аналіз ефективності циклу ТЕТХМ здійснювався за наступних умов: температура конденсації постійна – tc = 35 °C; температура кипіння у випар-нику ТЕТХМ (режим кондиціювання повітря) – t_0 = 5; 10 °C; температура кипіння в генераторі пари – t_g = 60–140 °C (з урахуванням критичної температури і тиску холодоагенту). Також здійснювалося порівняння показників ТЕТХМ при максимально можливій температурі в генераторі пари t_g.

При виборі раціонального робочого тіла (холодоагенту) для ЕХМ враховувалися наступні показники [20]: нормальна температура кипіння t_s; критична температура t_{cr} та критичний тиск P_{cr}; токсичність відповідно до стандарту TLV-TWA; Ozon Depletion Potential (ODP); Global Warming Potential (GWP). Було обрано ряд холодоагентів (табл. 1), серед яких як такі, що традиційно застосовуються для ЕХМ [4–9, 17], так і ряд інших холодоагентів, які можливо застосувати в ЕХМ виходячи з можливості використання термопресора в циклі ТЕТХМ.

Таблиця 1. Властивості робочих речовин (холодоагентів) для застосування в ТЕТХМ*

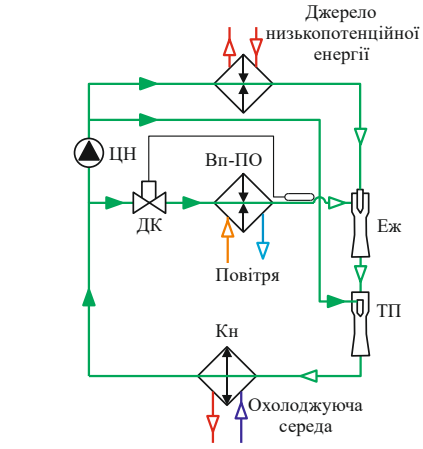
Холодоагент	t_s, °C	t_{cr}, °C	P_{cr}, 10^5 Па	Показник адіабати, k	R*), Дж/(кг·К)	TLV-TWA [‰]	ODP	GWP_{100}
R142b	–9,1	137,1	40,6	1,30	110	1000	0,060	2220
R134a	–17,6	119,0	46,4	1,30	108	1000	0	1110
R12	–29,8	112,0	41,4	1,30	137	1000	0,820	10900
R717	–33,3	132,3	113,3	1,30	1029	25	0	<1
R600	–0,5	152,0	38,0	1,11	252	1000	0	20
R600a	–11,7	134,7	36,3	1,11	232	1000	0	20
RC318	–6,0	115,2	27,8	1,30	85	1000	0	10300
R1234ze(E)	–19,0	109,4	36,4	1,20	168	1000	0	6
R1233zd(E)	18,3	166,5	36,2	1,20	99	0,8	0,0005	1
R1234yf	–29,5	94,7	33,8	1,32	227	0,0005	0	4
R227ea	–16,3	101,8	29,3	1,24	130	2,58	0	3350
R236fa	–1,4	124,9	32,0	1,23	122	1000	0	20
R245fa	15,1	154,0	36,5	1,24	122	0,3	0	1030

*) – приведено до температури конденсації t_c = 35 °C

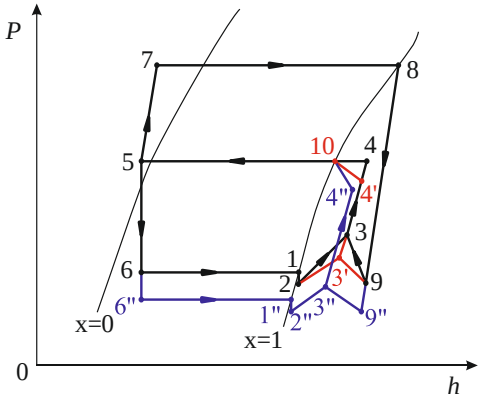
Одним з варіантів зниження тиску пари на виході з дифузору ежектора ЕХМ при незмінній температурі конденсації t_c є застосування термопрессора перед конденсатором, тобто застосування ТЕТХМ (рис. 1).

У робочу камеру термопрессора впорскується рідина, що відбирається з нагнітання циркуляційного насоса. Загальна холодопродуктивність Q_0 ТЕТХМ не змінюється за рахунок збільшення кількості робочого тіла G_f (холодоагенту), що циркулює в контурі ТЕТХМ. Зниження перегріву пара в термопресорі дозволяє також зменшити теплове навантаження на конденсатор і тим самим скоротити витрату охолоджуючої води (або повітря) на конденсатор.

Збільшення повного тиску перед конденсатором забезпечить зменшення степені підвищення тиску в ежекторі ТЕТХМ і, як наслідок, збільшення коефіцієнта ежекції U і теплового коефіцієнта □ (процеси 2–3'–4'–10 на рис. 1, б) або при не змінних степені підвищення тиску в ежекторі, U і □ дозволить зменшити температуру кипіння холодоагенту в випарнику t_0 (процеси 2–3'–4'–10 на 6"–1"–2"–3"–4"–10 на рис. 1, б). Подача рідкого холодоагенту здійснюється при відбиранні за циркуляційним насосом. Таке рішення дозволяє забезпечити більш високий тиск на впорскуванні форсунки термопресора, а відтак, зменшити середній діаметр крапель рідини на вході в робочу камеру, що, у свою чергу, збільшить загальний приріст тиску в термопресорі за рахунок зменшення відносної довжини випаровування. Температура крапель, що упорскуються, буде близькою до температури насичення потоку, що також позитивно впливає на зменшення втрат тиску в проточній частині термопресора.



а)



б)

Рис. 1. Схема (а) і цикл (б) ТЕТХМ:
ТП – термопресор; Еж – ежектор; Кн – конденсатор; Вп-ПО – випарник-повітроохолоджувач; ДК – дросельний клапан; ЦН – циркуляційний насос.

Аналіз ефективності робочого процесу термопресора показує, що позитивне збільшення тиску газового потоку (рис. 2) буде спостерігатися лише для де-яких холодоагентів (R142b, R600, R1233zd(E), R245fa), а для всіх інших холодоагентів характерно зменшення повного тиску в наслідок переважаючого впливу опору при низьких перепадах температур в термопресорі. Так, для холодоагента R142b підвищення відносного тиску перед конденсатором складає $(P_{c2}/P_{c1}) = (0{,}006–0{,}015)\cdot10^5$ Па, для R600 – $(P_{c2}/P_{c1}) = (0{,}004–0{,}009)\cdot10^5$ Па; R1233zd(E) – $(P_{c2}/P_{c1}) = (0{,}005–0{,}008)\cdot10^5$ Па; R245fa – $(P_{c2}/P_{c1}) = (0{,}004–0{,}007)\cdot10^5$ Па.

Позитивне підвищення тиску спостерігається в діапазоні температур кипіння в генераторі пари ТЕТХМ – t_g = 90–140 °С. Причому відносне збільшення тиску при більшій температурі кипіння (t_0 = 10 °С) в випарнику ТЕТХМ менше, що пов'язано із меншою відносною температурою (T_{c1}/T_{c2}), тобто меншою ефективність охолодження пари в термопресорі ΔT_c (рис. 3). Для холодоагентів R142b, R600, R1233zd(E), R245fa відносна температура в зоні позитивного збільшення тиску складає (T_{c1}/T_{c2}) = 1,10–1,14 при абсолютних значення охолодження пари перед конденсатором ΔT_c = 30–40 °С.

Слід відзначити, також і не значну кількість рідини, що необхідно вприскувати для повного випаровування в термопресорі. Так для холодоагентів R600, R1233zd(E), R245fa – g_f = 10–16 %. Для холодоагенту R142b необхідна кількість рідини менша і складає g_f = 5–10 %. Більша кількість рідини відповідає більшій різниці температур в термопресорі. Найбільша витрата рідини характерна для холодоагенту RC318 – g_f = 18–30 %, однак підвищення тиску при цьому не відбувається.

Збільшення тиску в термопресорі дозволяє зменшити степінь стиснення в ежекторі ТЕТХМ, а звідси збільшити коефіцієнт ежекції. В табл. 2 наведено порівняння основних параметрів ТЕТХМ с термопресором та без нього. Можна побачити, що найбільшою ефективністю при застосуванні термопресора при максимально можливих температурах кипіння в генераторі t_g є холодоагенти: R142b – приріст□□□ = 0,74%; R600 – □□ = 0,89%; R1233zd(E) – □□ = 0,87%; R245fa – □□ = 0,83%.

Таблиця 2.

Порівняльна таблиця параметрів характерних параметрів роботи ТЕТХМ*

Холодоагент	t_g, °С	$t_{c1}=t_{atp1}$, °С	T_{c1}/T_{c2}	P_{c2}/P_{c1}	ΔP_c, 10^5 Па	g_f	□	Δ_{atp}
R142b	130,98	63,74	1,0933	1,0027	0,0124	0,1104	0,2425	0,2443
R134a	89,77	40,76	1,0187	0,9848	–0,1350	0,0382	0,1559	0,1474
R12	97,62	41,53	1,0212	0,9854	–0,1237	0,0342	0,2372	0,2265
R717	80,10	35,00	1,0000	0,9930	–0,1348	0,0569	0,1707	0,1637
R600	139,81	73,48	1,1249	1,0026	0,0086	0,1613	0,2369	0,2390
R600a	121,26	65,16	1,0979	0,9987	–0,0061	0,1413	0,2388	0,2381
RC318	107,09	76,95	1,1361	0,9753	–0,1060	0,3049	0,2085	0,1936
R1234ze(E)	100,35	52,26	1,0560	0,9937	–0,0419	0,0961	0,1157	0,1084
R1233zd(E)	119,82	71,74	1,1192	1,0039	0,0072	0,1356	0,2180	0,2199
R1234yf	80,50	44,08	1,0295	0,9859	–0,1264	0,0682	0,1330	0,1253
R227ea	92,86	54,87	1,0645	0,9935	–0,0397	0,1397	0,1111	0,1083
R236fa	101,47	61,35	1,0855	0,9971	–0,0107	0,1376	0,1421	0,1407
R245fa	141,32	76,53	1,1348	1,0031	0,0065	0,1721	0,1449	0,1461

*) – приведено: температура конденсації t_c = 35 °С; температура кипіння у випарнику t_0 = 5 °С

Такі незначні показники теплових коефіцієнтів ЕХМ можна пояснити невеликою різницею температури ΔT_c при охолодженні газового (парового) потоку в термопресорі.

З вище наведеного аналізу ефективності ТЕТХМ можна зробити висновок про необхідність застосування термопресора і в інших можливих схе-мах ЕХМ. В таких схемах охолодження пари холодоагенту повинно бути більшою ніж ΔT_c = 30–40 °С.

Для вибору та визначення можливих схемних рішень при застосуванні термопресора в схемах ЕХМ необхідно оцінити ефективність роботи термопресора при різних холодоагентах і в більшому діапазоні охолодження парового потоку.

Зроблено порівняльний аналіз характерних параметрів ефективності термопресора для ряду холодоагентів в діапазоні температур охолодження ΔT_{atp} = 20–100 °С (відносна температура (T_{atp1}/T_{atp2}) = 1,05–1,35).

Результати аналізу показали, що при різниці температур ΔT_{tp} = 60–100 °С відносне підвищення тиску для всіх холодоагентів, окрім RC318, позитивне (рис. 4). Найбільше значення мають: R717 (аміак) – (P_{atp2}/P_{atp1}) = 0,5848·10^5 Па; R134a – (P_{atp2}/P_{atp1}) = 0,4331·10^5 Па; R227ea – (P_{atp2}/P_{atp1}) = 0,2831·10^5 Па; R1234ze(E) – (P_{atp2}/P_{atp1}) = 0,271·10^5 Па; R1234yf – (P_{atp2}/P_{atp1}) = 0,25·10^5 Па; для холодоагентів R142b, R245fa, R600 підвищення тиску навіть при більших температурах в генераторі невелике – (P_{atp2}/P_{atp1}) = (0,10–0,12) ·10^5 Па.

Відносна кількість необхідної для повного випаровування рідини складає в середньому g_f = 20–90%. Більші витрати рідини характерні для більшої різниці температур в термопресорі. Найбільша ви-трата рідина відповідає холодоагентам R1234yf, R134a, R227ea – g_f = 80–90%).

Для забезпечення більших приростів теплового коефіцієнта необхідна більша різниця температур в термопресорі, а відтак, і буде більшим підвищення відносного тиску в термопресорі (P_{atp2}/P_{atp1}).

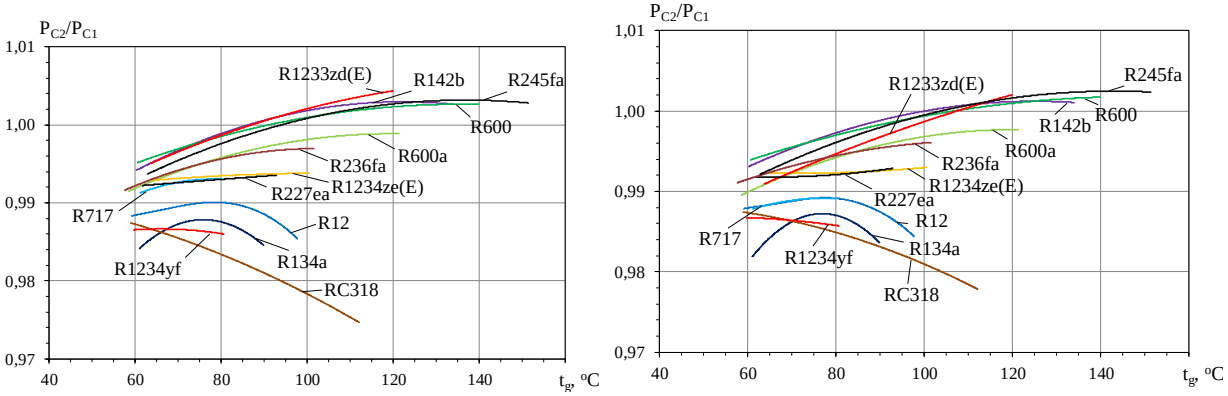


Рис. 2. Залежності зміни відносного підвищення тиску термопресора (P_{c2}/P_{c1}) від температури кипіння в генераторі пари ТЕТХМ t_g для різних холодоагентів при температурі кипіння у випарнику: t_0 = 5 °С (а) і t_0 = 10 °С (б)

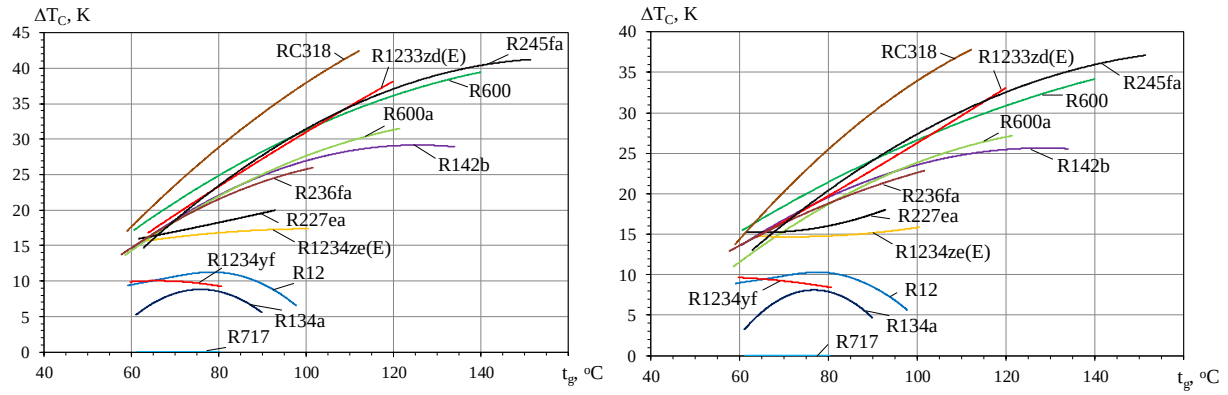


Рис. 3. Залежності зменшення температури в термопресорі Tc від температури кипіння в генераторі пари ЕХМ t_g для різних холодоагентів при температурі кипіння у випарнику: t_0 = 5 °С (а) і t_0 = 10 °С (б)

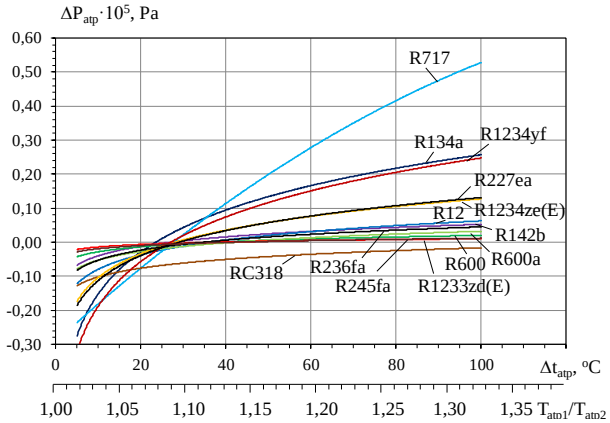


Рис. 4. Залежності зміни повного тиску термопресора Patp від зменшення температури пари Tatp і відносної температури (T_{atp1}/T_{atp2}) в термопресорі для різних холодоагентів

Висновки.

3. Застосування термопресора в циклі ЕХМ, при встановленні на виході з ежектора, дозволяє за рахунок підвищення тиску при контактному охолодженні пари до температури насичення підвищити коефіцієнт ежекції U і відповідно тепловий коефіцієнт ЕХМ □.

4. Аналіз ефективності ТЕТХМ показує, що найбільшою ефективністю при максимально можливих температурах кипіння в генераторі t_g є холодоагенти: R142b – приріст □□ = 0,74%; R600 – □□□= 0,89%; R1233zd(E) – □□□= 0,87%; R245fa – □□ = 0,83%.

5. Збільшити ефективність ЕХМ при застосуванні термопресора можливо при забезпеченні більшої різниці температур. Так, при різниці темпера-тур □T_{atp} = 60–100 °С відносне підвищення тиску в основному позитивне. Найбільше значення мають: R717 (аміак), R134a, R227ea, R1234ze(E), R1234yf – (P_{tp2}/P_{tp1}) = 0,25–0,58·10^5 Па.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – СПб.: Судостроение, 1994. – 504 с.

[2] Elbel S. Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide airconditioning // International Journal of Refrigeration. – 2011. – №34(7). – pp. 1545-1561.

[3] Радченко Н.И., Коновалов Д.В. Холодильные теплоиспользующие циклы с применением эффекта тепловой компрессии // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 8(55). – С. 111-115.

[4] Захаров Ю.В., Андреев Л.М., Лехмус А.А., Рашевский И.А. Результаты испытаний экспериментальной фреоновой эжекторной холодильной машины в режиме кондиционирования воздуха // Холодильная техника. – 1971. – №3. – С. 16-20.

[5] Захаров Ю.В., Шостак В.П., Гапонов С.А. К вопросу применения легкокипящих веществ как ра-бочих тел в судовых утилизационных энергетических установках // Труды НКИ. – 1970. – № 33. – С. 76-82.

[6] Мартыновский В.С., Жадан С.З. Исследование фреоновой эжекторной установки как генератора холода // Холодильная техника. –1953. – №4. – С. 55-58.

[7] Жадан С.З., Петренко В.А. Испытание полупромышленной эжекторной холодильной машины на фреоне 142 в условиях литейного производства // Холодильная техника и технология. – 1978. – № 26, С. 72-77.

[8] E. Nehdi E., L. Kairouani L., Bouzaina M., Performance analysis of the vapour compression cycle using ejector as an expander // Int J Energ Res. – 2007. – № 31, С. 364-375.

[9] Takeuchi H., Nishijima H., Ikemoto T., World's first high efficiency refrigeration cycle with two-phase ejector // SAE World Congress. – 2004.

[10] Elbel E., Hrnjak P.S. Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation // International Journal of Refrigeration. – 2008. – № 3. – С. 411-422.

[11] Bergander M.J. New regenerative cycle for vapor compression refrigeration. Final Scientific Report. – Madison, CT, USA.

[12] Radchenko A., Radchenko M., Trushliakov E., Kantor S., Tkachenko V. Statistical method to define rational heat loads on railway air conditioning system for changeable climatic conditions // The 5th International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018. – 2018. – pp. 1308-1312.

[13] Trushliakov E, Radchenko M., Radchenko A., Kantor S., Zongming Y. Statistical approach to improve the efficiency of air conditioning system performance in changeable climatic conditions // The 5th "International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018. – 2018. – pp. 1303-1307.

[14] Вулис Л.А., Термодинамика газовых потоков. – М., Л.: Гоэнергоиздат, 1950. – 304 с.

[15] Степанов И.Р., Чудинов В.И. Некоторые задачи движения газа и жидкости в каналах и трубо-проводах энергоустанвок. – Л.: Наука. Ленинградское отд., 1977. – 199 с.

[16] Пригожин И., Кондепуди Д. Современная термодинамика. От тепловых двигателей до диссипативных структур. – М.: Мир, 2002. – с. 461.

[17] Живица В.И. Промежуточные охладители с термопресором для двух ступенчатых аммиачных холодильных установок // Холодильная техника. – 2002. – № 5. – С. 18-20.

[18] Konovalov D., Kobalava H. Efficiency Analysis of Gas Turbine Plant Cycles with Water Injection by the Aerothermopressor. In: Ivanov V. et al. (eds) Advances in De-sign, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. – Springer, Cham, 2019. – pp. 581-591.

[19] Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. – М.: Энергия, 1970. – 288 с.

[20] Железный В.П., Семенюк Ю.В. Рабочие тела парокомпрессорных холодильных машин: свойства, анализ, применение: моногр. – Одесса: Феникс, 2012. – 420 с.

Konovalov Dmytro, Dzhurynska Anna

HEAT USE EJECTOR REFRIGERATING MACHINES WITH GAS DYNAMIC COOLING OF THE WORKING FLUID

It is possible to increase efficiency of ejector refrigerating machines at the expense of use of the thermopressor, providing at the same time cooling on a certain difference of temperatures. Analysis of the scheme of ejector refrigeration machines using a thermopressor shows that the highest thermal coefficient at the maximum possible boiling point in the generator tg have refrigerants: R142b, R600, R1233zd (E), R245fa.

Keywords: ejector; thermopressor; refrigerant.

УДК 621.438-712.8

КОНТАКТНЕ ОХОЛОДЖЕННЯ ЦИКЛОВОГО ПОВІТРЯ В ЦИКЛІ ГТУ ЗАСТОСУВАННЯМ АЕРОТЕРМОПРЕСОРА

Коновалов Дмитро Вікторович, к.т.н., доцент
Кобалава Галина Олександрівна, викладач
Херсонська філія Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова
Україна, м. Херсон
ORCID ID: 0000-0001-7127-0487
ORCID ID: 0000-0002-0634-5814

Анотація. *Проведено аналіз існуючих газотурбінних установок (ГТУ) із застосуванням проміжного охолодження циклового повітря різних фірм-виробників, визначені основні технічні характеристики та головні параметри роботи цих ГТУ. Розглянуто основні шляхи реалізації проміжного охолодження циклового повітря ГТУ, а саме охолодження в поверхневому теплообміннику та контактне охолодження при упорскуванні диспергованої води. В роботі проведено порівняльний аналіз існуючих та аеротермопресорних технологій для проміжного охолодження повітря ГТУ. Виявлено, що аеротермопресор дозволяє підвищити тиск циклового повітря між ступенями компресора на 2…9 %, що призводить до зменшення роботи на стиснення в ступенях компресора, а упорскування води, відповідно, до збільшення кількості робочого тіла в циклі на 2…5 %, і, як наслідок, збільшується питома потужність на 3…10 % та ККД ГТУ на 2…4 %.*

Ключові слова*: газотурбінні установки, проміжне охолодження, питома витрата палива.*

Сучасним ГТУ притаманні такі переваги: невеликі масогабаритні показники та компактність; швидкість запуску, висока маневреність; модульність і простота конструкції допоміжних механізмів і систем; надійність; великі потенційні можливості щодо подальшого підвищення енергетичної ефективності та інших показників.

Для підвищення енергетичної ефективності ГТУ широко застосовувалися цикли з регенерацією теплоти відхідних газів. Однак, розвиток ГТУ на базі конверсійних двигунів призвело до витіснення ГТУ з регенерацією.

Конверсійні ГТУ мають високу ступінь підвищення тиску в компресорі. Це сприяє зменшенню маси і габаритів установки, однак, в той же час, зменшує ефективність застосування регенерації теплоти відхідних газів для підвищення енергетичної ефективності ГТУ в цілому [1].

Одним з ефективних способів підвищення ефективності ГТУ є застосування проміжного охолодження циклового повітря при стисненні і проміжного підігріву газів при розширенні (дворазове підведення теплоти) [2]. У свою чергу, це дозволяє застосовувати цикл з регенерацію теплоти відхідних газів в ГТУ з високим ступенем підвищення тиску в компресорах.

Проміжне охолодження циклового повітря установки можливо здійснювати двома шляхами: охолодження в поверхневому теплообміннику [3] або контактне охолодження при упорскуванні диспергованої води [1].

Сучасним та розповсюдженим шляхом підвищення показників ГТУ є зволоження робочого середовища (циклового повітря). Для цього застосовується упорскування води [1]:

перед компресором;
в компресор при стисненні (проміжне між ступенями компресора);
упорскування пари в камеру згоряння;
упорскування пари в продукти згоряння перед турбіною.

Упорскування води перед компресором або між ступенями компресора, як правило, застосовується для підвищення потужності та економічності ГТУ при високих температурах зовнішнього повітря. Упорскування пари, що генерується в утилізаційних тепловикористовуючих контурах, підвищує потужність і економічність ГТУ за рахунок збільшення кількості робочого тіла в циклі.

Перспективним способом зволоження робочого середовища ГТУ може бути застосування аеротермопресорного апарату (аеротермопресора) [4]. В основу роботи аеротермопресора покладено процес термогазодинамічної компресії (термопресії). Особливістю цього процесу є підвищення тиску в результаті миттєвого випаровування рідини, що упорскується в повітряний потік, який прискорений до швидкості близько звуковій. При цьому на випаровування води відводиться теплота від газу, в результаті чого знижується його температура [5].

До переваг застосування аеротермопресора слід віднести наступне: підвищення тиску та охолодження робочого середовища дозволить зменшити роботу на стиснення в компресорі ГТУ; забезпечить ефективне розпилення і зволоження рідини (води) між ступенями компресора, що, у свою чергу, дозволить зменшити додатково роботу компресора при випаровуванні крапель води в проточній частині при стиснені, а також дозволить збільшити кількість робочого тіла в циклі.

Мета дослідження – аналіз ефективності застосування контактного охолодження повітря аеротермопресором в циклі ГТУ із проміжним охолодженням і зволоженням.

Серед розглянутих технологій проміжного охолодження циклового повітря ГТУ представлені дані таких відомих фірм-виробників, як Rolls-Royce, General Electric та ВАТ "Невський завод" (табл. 1).

Таблиця 1 – Основні технічні характеристики ГТУ з проміжним охолодженням повітря.

Параметри ГТУ	WR-21	LMS 100	LM6000-PC SPRINT	"Надія"
Фірма-виробник	"Rolls Royce plc","Westinghouse Electric Corp.", Великобританія	"General Electric Company", США	"General Electric Company", США	ВАТ "Невский завод", Росія
Спосіб охолодження циклового повітря	З поверхневим повітроохолоджувачем та рекуператором	З поверхневим повітроохолоджувачем	З контактним охолодженням	З поверхневим повітроохолоджувачем та рекуператором
Місце експлуатації	ВМФ США, на кораблях	Стаціонарна установка	Стаціонарна установка	Стаціонарна установка
Потужність N_e (ISO), кВт	25250	98600	46800	16300
Питома витрата палива g_e, кг/кВт·год	0,190	0,158	0,171	0,163
КПД η_e, %	41,2	45,5	41,8	42,1
Ступінь підвищення тиску $\pi_к$	16,2	40	30,5	9,55
Витрата повітря $G_п$, кг/с	73,0	204,0	133,0	58,5
Температура газу перед турбіною $T_{т2}$, К	1255	1653	1244	1100
Температура газу на виході $T_{вих}$, К	628	689	714	415
Частота обертання силової турбіни, об/хв	3600	3600	3600	5500
Маса, т	54,4	н/д	204,0	42,0

В газотурбінному агрегаті (ГТА) WR-21 фірми Rolls Royce з метою підвищення ефективності застосовані сумісне проміжне охолодження повітря між компресорами та регенерація теплоти відпрацьованих газів. При значеннях ступеню підвищення тиску повітря у компресорах $\pi_к$ = 16,2, питома витрата палива склала g_e = 0,190 кг/кВт·год та ККД – η_e = 41,2 % [6, 7]. У 2005 р. General Electric запровадила в промислову експлуатацію першу сучасну газову турбіну LMS100 номінальною потужністю майже 100 МВт з використанням технології проміжного охолодження повітря між компресорами. Ця ГТУ забезпечує на сьогодні найвищий ККД у відкритому циклі. Особливість LMS100 полягає у використанні проміжного охолодження в межах секції

стиснення повітря в компресорі. Сьогодні це єдиний у світі серійно виготовлюваний агрегат подібного типу. Застосування проміжного охолодження в LMS100 дозволило збільшити ступінь підвищення тиску повітря до $\pi_к$ = 40, і початкову температуру газу $T_{г1}$ = 1653 К при цьому ККД склало η_e = 45,5 % [8].

Не менш успішно General Electric використовує запатентовану технологію SPRINT (Spray inter cooling), що передбачає проміжне охолодження робочого тіла за рахунок упорскування диспергованої рідини між компресорами низького та високого тиску газової турбіни LM6000 PC, однією з найпопулярніших конверсійних газових турбін в діапазоні 40…50 МВт. Система SPRINT дозволила підвищити вихідну потужність турбіни в умовах ISO більше, ніж на 8 %, а при температурі навколишнього середовища 32 °С показники вийшли на 32 % [6, 9].

ВАТ "Невський завод" у 2000-х роках підготував перспективний проект – газотурбінний агрегат "Надія" потужністю 16 МВт. З метою забезпечення високої економічної ефективності, ресурсозбереження, надійності й екологічної безпеки в агрегаті використаний регенератор в основному циклі, охолодження повітря між компресорами і підігрів мережної води в утилізаторі. Застосування даної теплової схеми дозволяє збільшити ККД агрегату до 42 % [10].

Альтернативним способом упорскування води у повітряний потік ГТУ є застосування аеротермопресора (рис. 1). Апарат відноситься до типу струминних апаратів і складається з наступних основних елементів: 1) сопло (призначене для розгону повітряного потоку до швидкості близької швидкості звуку); 2) форсунка (призначена для упорскування води в потік); 3) робоча камера (здійснюється процес термогазодинамічної компресії); 4) дифузор (призначений для вирівнювання та зменшення швидкості і збільшення тиску потоку).

Цикл ГТУ із застосуванням аеротермопресора показано на (рис. 1). Встановлення аеротермопресора пропонується між ступенями компресорів ГТУ (рис. 2).

Основні процеси циклу наступні: 1-2 – політропне стиснення в компресорі низького тиску (КНТ); 2-$2_{атп}$ – контактне охолодження в аеротермопресорі (АТП) із підвищенням тиску повітря (термогазодинамічна компресія); $2_{атп}$-$3_{атп}$ – політропне стиснення в компресорі високого тиску (КВТ); $3_{атп}$-$4_{атп}$ – згоряння палива в камері згоряння (КЗ) при практично постійному тиску; $4_{атп}$-5 – політропне розширення газу в турбіні високого тиску (ТВТ); 5-6 – політропне розширення газу в турбіні низького тиску (ТНТ); 6-7 – політропне розширення газу в силовій турбіні (СТ); 7-1 – умовний процес, що замикає цикл і характеризує охолодження газу в навколишньому середовищі.

Процеси 1-2 і 2-3 є процесами політропного стиснення повітря в КВТ і КНТ для схеми без АТП. Як видно, проміжне охолодження дозволяє збільшити ККД у порівнянні з простим циклом ГТУ (1-2-3-4-5-6-7), адже площа фігури, що характеризує корисну роботу циклу $S_{атп}$ (цикл з АТП – $1_{атп}$-$2_{атп}$-$3_{атп}$-$4_{атп}$-5-6-7) більше $S_{гту}$ (простий цикл – 1-2-3-4-5-6-7). При цьому процес контактного охолодження в АТП проходить із деяким збільшенням тиску повітря P_2, що робить такий спосіб більш ефективним (збільшення тиску повітря в АТП дозволяє додатково зменшити роботу стиснення в компресорах ГТУ), ніж простий контактний спосіб проміжного охолодження форсунками або в поверхневому повітроохолоджувачі, де охолодження повітря супроводжується напроти втратами тиску (аеродинамічним опором).

При аналізі циклів ГТУ було використано відомі методики розрахунку циклів ГТУ [11], а також розрахунку процесу термогазодинамічної компресії [4, 12], на основі яких розроблено відповідний програмний комплекс. Розрахунок циклів ГТУ проводився для ступенів підвищення тиску $\pi_к$ = 10–45 і для повітря при параметрах, що відповідають ISO: $t_{нп}$ = 15 °С, $\varphi_{нп}$ = 30 %, при цьому в схемах замість охолоджувача повітря (поверхневого або контактного із форсуночним упорскуванням) запропоновано встановити аеротермопресор.

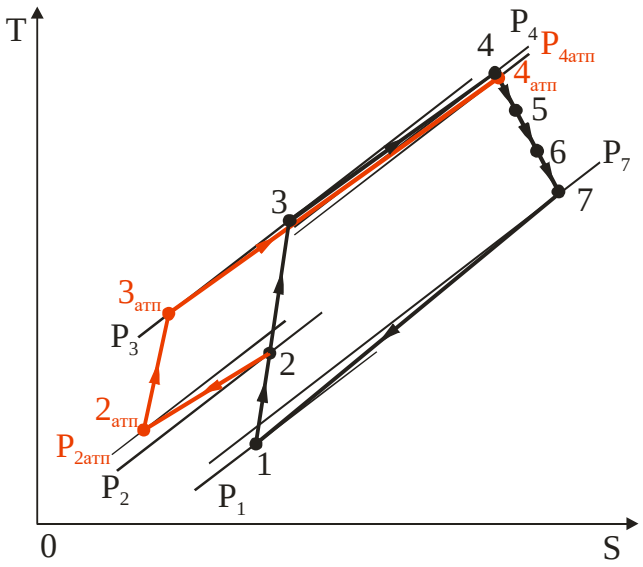


Рис. 1. Цикл ГТУ із застосуванням аеротермопресора для контактного охолодження повітря між ступенями компресорів

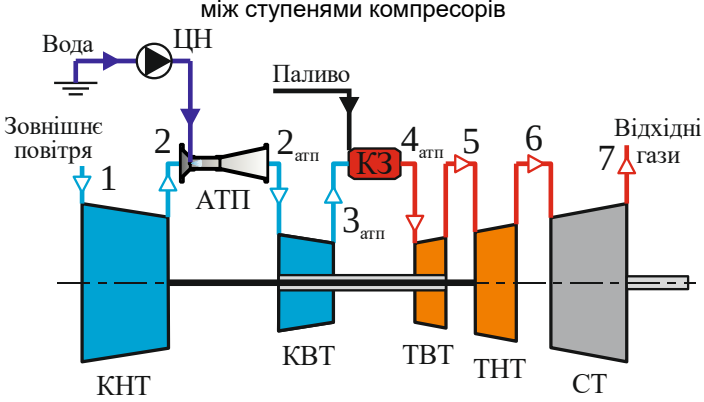


Рис. 2. Схема ГТУ із застосуванням проміжного охолодження циклового повітря аеротермопресором

Застосування аеротермопресора дозволяє знизити температуру циклового повітря між ступенями компресорів від $t_{1атп}$ = 100–180 °С до $t_{2атп}$ = 50–70 °С, тобто на $\Delta t_{атп}$ = 50–110 °С (рис. 3). Таке зниження температури в умовах термогазодинамічної компресії дає змогу підвищити тиск на $\Delta P_{атп}$ = 2–28 кПа, тобто на 2–9 % (рис. 4). При цьому найбільший ефект підвищення тиску має місце для LMS 100. Контактне охолодження повітря аеротермопресором дозволяє зменшити роботу на стиснення компресора на 2,5–3,0 %.

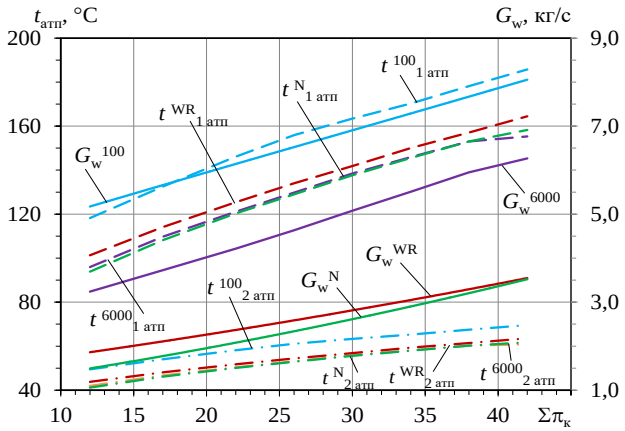


Рис. 3. Залежності температур на вході ($t_{1атп}$) та на виході ($t_{2атп}$) аеротермопресора, витрати води в аеротермопресорі (G_w) від загального ступеня підвищення тиску компресора $\Sigma\pi_к$

Витрата води для упорскування в аеротермопресорі складає для всіх установок в середньому G_w = 2–8 кг/с (2–5 %). Вода, що упорскується, після випаровування являє собою додаткове робоче тіло, збільшення якого дає в свою чергу можливість підвищити питому потужність ГТУ (рис. 5). Таке підвищення складає в залежності від схемного рішення ГТУ $\overline{N}_S$ = 20–50 кВт/(кг/с) (3–10 %). Найбільший вплив від застосування аеротермопресора має ГТУ марки LMS 100 в базовій схемі якої застосовано лише поверхневий проміжний охолоджувач повітря без регенератора.

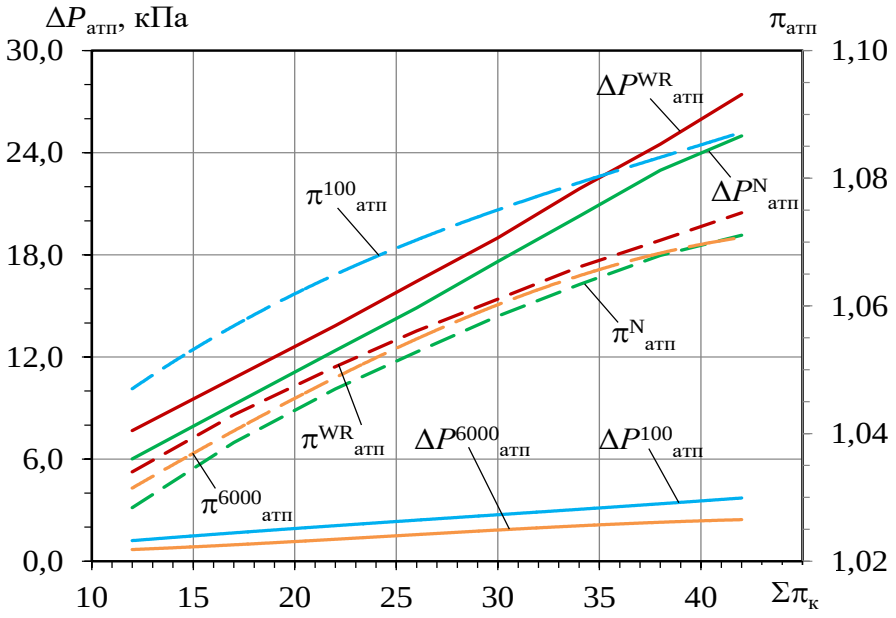


Рис. 4. Залежності підвищення тиску в аеротермопресорі ($\Delta P_{атп}$), ступеня стиснення в аеротермопресорі ($\pi_{атп}$) від загального ступеня підвищення тиску компресора $\Sigma\pi_к$

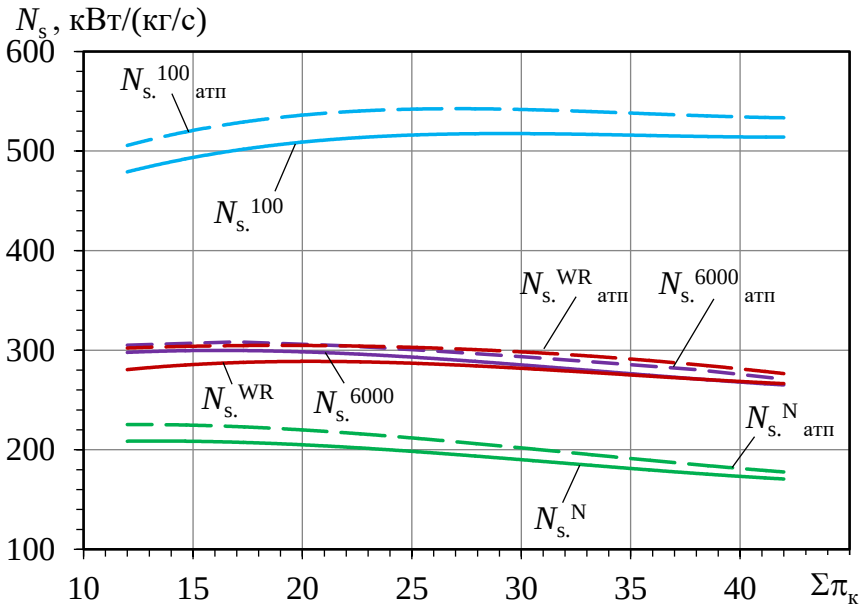


Рис. 5. Залежності питомої потужності ГТУ ($\overline{N}_s$) від загального ступеня підвищення тиску компресора $\Sigma\pi_к$:

——— – за даними фірм-виробників;

– – – – із застосуванням АТП

Зменшення роботи компресора та одночасне збільшення кількості робочого тіла в циклі дозволяє підвищити ККД ГТУ на □□e = 0,02–0,04 (2–4 %) в порівнянні із базовим варіантом (рис. 6). При цьому питома

витрата палива зменшиться на Δg_e = 10–30 г/(кВт·год). Слід зазначити, що характер зміни $\Delta\eta_e$ і g_e в залежності від ступеня підвищення тиску $\pi_к$ різний, що пов'язано із особливістю базових схем ГТУ (в схемі LMS 100 і LM6000-PC SPRINT присутнє тільки проміжне охолодження, а в схемах WR-21 і "Надія" – проміжне охолодження і регенерація теплоти).

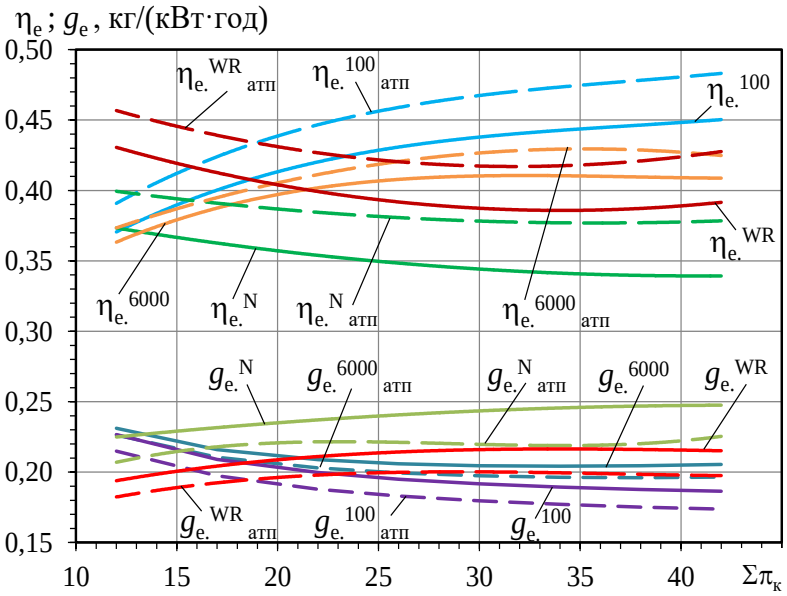


Рис. 6. Залежності ККД (η_e) циклів ГТУ та питомої витрати палива (g_e) від загального ступеня підвищення тиску компресора $\Sigma\pi_к$:

——— – за даними фірм-виробників;

– – – – із застосуванням АТП

WR – WR-21 фірми Rolls Royce; 100 – LMS100 фірми General Electric;

6000 – LM6000 PC фірми General Electric; N – Надія, Невський завод

Кількість води, що упорскується в аеротермопресор може перевищувати значення, яке необхідне для випаровування в робочій камері (до 10–15 % відносно кількості повітря). Таке рішення дозволить забезпечити випаровування при стисненні в компресорі високого тиску і, як наслідок, наблизити процес до ізотермічного із найменшою роботою на стиснення, тобто застосування аеротермопресора може бути альтернативним відносно традиційного контактного охолодження циклового повітря при упорскуванні форсунками

Висновки.

1. Проаналізовано ефективність застосування аеротермопресора в схемах ГТУ для контактного охолодження циклового повітря. Виявлено, що аеротермопресор дозволяє: підвищити тиск циклового повітря між ступенями компресора на $\Delta P_{атп}$ = 2–9 %, а від так, зменшити роботу на стиснення в ступенях компресора; збільшити кількість робочого тіла в циклі на ΔG_w = 2–5 %, і, як наслідок, збільшити питому потужність на $\Delta\bar{N}_S$ = 3–10 % і ККД на $\Delta\Delta_e$ = 2–4 %.

2. Аеротермопресор забезпечує ефективне дрібно-дисперсне розпилення рідини, а звідси, більш ефективне ізотермування процесу в компресорі високого тиску. При цьому додаткова кількість води, що упорскується, може складати до 10–15 % відносно витрати циклового повітря.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Jonsson, M., & Yan, J. (2005). Humidified gas turbines – a review of proposed and implemented cycles. *Energy*, 30, 1013–1078.

[2] Konovalov, D. & Kobalava, H. Efficiency Analysis of Gas Turbine Plant Cycles with Water Injection by the Aerothermopressor. In V. Ivanov et al. (Eds.) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, (pp. 581-591). Springer, Cham.

[3] Rao, A. (2015). Evaporative Gas Turbine (EvGT)/Humid Air Turbine (HAT) Cycles. *Handbook of Clean Energy Systems. vol. 2*, (pp. 887-904). John Wiley & Sons, UK.

[4] Shapiro, A. H., Wadleigh, K. R. Gavril, B. D., Fowi, A. A. (1956). The aerothermopressor – a device for improving the performance of a gas-turbine power plant. *Proceedings of the Trans. ASME* 7(4), 413–434. [Text] / A. H. Shapiro, K. R. Wadleigh, B. D. Gavril A. A. Fowi. // Proceedings of the Trans. ASME. – 1956. – Vol. 78, No. 7. – P.617-653.
[5] Konovalov D., Kobalava H., Maksymov V., Radchenko R., & Avdeev M. (2020). Experimental Research of the Excessive Water Injection Effect on Resistances in the Flow Partof a Low-Flow Aerothermopressor. In V. Ivanov et al. (Eds.) *Advances in Design, Simu-lation and Manufacturing III. DSMIE 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering,* (pp. 292-301). Springer, Cham.
[6] Brighenti, G. D., Orts-Gonzalez, P. L., Sanchez-de-Leon, L., & Zachos, P. K. (2017). Design Point Performance and Optimization of Humid Air Turbine Power Plants. *Applied sciences* 7(4), 413–434.
[7] Colin, R. (2003). The WR-21 Intercooled Recuperated Gas Turbine Engine – Integration Into Future Warships. *Proceedings of the International Gas Turbine Congress,* Tokyo, 6 p.
[8] Reale, M. J. (2004). New High Efficiency Simple Cycle Gas Turbine – GE's LMS100. *GE Energy*, 15 p.
[9] Badeer G. H. GE Aeroderivative Gas Turbines - Design and Operating Features. *GE Power Systems, GER-3695E (10/00),* 20 p.
[10] Романовський, Г. Ф. Сербін, С.І., Патлайчук, В.М. (2005). Сучасні газотурбінні агрегати. Том 1. *Миколаїв: НУК*, 344 с.
[11] Романовський, Г. Ф., Ващиленко, М. В., Сербін, С. І. (2003). Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів. *Миколаїв: УДМТУ*, 304 с.
[12] Вулис, Л.А. (1950). Термодинамика газовых потоков. *Госэнергоиздат*, 304 с.

Dmytro Konovalov, Halina Kobalava

Contact Air Cooling by Using the Aerothermopressor in the Gas Turbine Plant Cycle

The analysis of the existing gas turbine plants (GTP) by using air intercooling from various manufacturers has been carried out, the main technical characteristics and basic parameters of operation of these GTP have been determined. Among the considered technologies for intercooling of cyclic air in gas turbine plants there are data from such well-known manufacturers as Rolls-Royce, General Electric and Nevsky Plant. The main ways of implementing intercooling of cyclic air GTP have been considered, namely, cooling in the surface heat exchanger and contact cooling with injected water. An aerothermopressor apparatus used can be a promising way of moistening the working environment of a gas turbine. The aerothermopressor work is based on the process of thermogasdynamic compression (thermopression). A feature of this process is an increase in pressure, as a result of the instantaneous evaporation of the liquid injected into the air flow, which is accelerated to speed near the sound. In this case, heat is removed from the air flow to evaporate water, as a result of which air temperature is decreased. A comparative analysis of the existing and aerothermopressor technologies for air intercooling of GTP has been carried out. The aerothermopressor provides more effective liquid spraying and, hence, more effective isothermal compression process in the high pressure compressor is done. The proposed cooling technology makes it possible using low-potential heat of secondary energy resources of gas turbine plants (heat of cyclic air). It has been revealed that the aerothermopressor allows to increase the pressure of the cyclic air between the compressors by 2–9%, which leads decreasing compression work in compressor steps, and water injection leads increasing the number of working fluid in the cycle by 2–5%, and, as a result, the power is increased by 3–10% and the GTP efficiency is increased by 2–4%. The additional amount of injected water can be up to 10-15% relative to the cyclic air consumption.

Keywords: Aerothermopressor, Gas Turbine Plants, Intercooling, Specific Fuel Consumption.

УДК 621.57

СИСТЕМА КОНДИЦІЮВАННЯ АВТОНОМНОЇ ТЕПЛОЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ ПІДПРИЄМСТВА ХАРЧОВОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ З ДВОСТУПЕНЕВИМ ОХОЛОДЖЕННЯМ ПРИПЛИВНОГО ПОВІТРЯ

Радченко А.М., канд.тех.наук.[1], Грич А.В., канд.тех.наук.[1], Зубарев А.А. ст. викладач[1],
Остапенко О.В., канд.тех.наук.[1], Фордуй С.Г., канд.тех.наук., технічний керівник напряму енергоресурсів та енергозбереження[2]
[1]Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
Україна, м. Миколаїв
[2]PepsiCo, Inc., CTS ESSA, Київ, Україна
0000-0001-7343-6743

Анотація. *Виконано аналіз ефективності кондиціювання припливного повітря машинного відділення газових двигунів автономної теплоелектростанції. Розглянуто систему двоступеневого кондиціювання повітря із застосуванням комбінованої каскадної абсорбційно-парокмпрессороної холодильної машини і зональною повітроподачею. Запропоновано способи обробки припливного повітря машинного відділення, що забезпечують його глибоке охолодження.*

Ключові слова: *кондиціювання, автономна теплоелектростанція, машинне відділення, газовий двигун, повітроохолоджувач.*

Вступ

Температура повітря в машинному відділенні (МО), звідки повітря надходить на всмоктування турбокомпресорів (ТК) газових двигунів (ГД) автономних електростанцій, зазвичай підтримується системою вентиляції або охолодженням припливного повітря в центральному кондиціонері з подачею в повітроохолоджувачі (ВО) холодної води з температурою 7 ... 10 ° С, що надходить від абсорбційної бромістолітіевой холодильної машини (АБХМ), що утилізує скидну теплоту ГД. В роботі запропонована система охолодження припливного повітря МО з подачею охолодженого повітря безпосередньо на вхід ГД окремим воздуховодом, яка дозволяє істотно скоротити витрату повітря і збільшити глибину його охолодження при зниженні витрат холоду.

Результати дослідження

Машинні відділення (МВ) автономних теплоелектростанцій на базі газових двигунів (ГД) відрізняються інтенсивними тепловиділеннями – від електрогенераторів, встановлених на ГД теплообмінників відведення теплоти на нагрів води, від корпусу самого двигуна, щитів управління і т.д., а також теплоприпливи в МВ ззовні, що призводить до підвищення температури повітря в МВ, звідки він надходить на вхід турбокомпресорів (ТК) наддуву ГД, і, як наслідок, до зниження паливної ефективності ГД. Тому припливне повітря МВ необхідно охолоджувати. У стандартних системах кондиціювання МВ установок автономного енергопостачання тригенераційного типу передбачено охолодження всього припливного повітря в центральних кондиціонерах (ЦК) з холодопостачанням від абсорбційних холодильних машин, утилізують скидну теплоту ГД. Однак при підвищених температурах зовнішнього повітря стандартні системи охолодження в ЦК не в змозі забезпечити необхідну температуру повітря на вході ГД через значні теплопритоков і великих обсягів приточного повітря. Крім того, глибина охолодження припливного повітря обмежена температурою холодоносія (холодної води від АБХМ) 7 °С.

Для більш глибокого охолодження припливного повітря розроблена двоступенева система охолодження припливного повітря з парокомпрессорная холодильної машини (ПКХМ), що служить для холодопостачання технологічних виробництв. Використання ПКХМ для кондиціювання МО вельми обмежена, особливо при дефіциту холоду на технологічні потреби.

Використання ПКХМ як джерела холоду для другого ступеня охолоджувачів повітря на вході двигунів передбачає додаткові витрати електроенергії на привід компресора, що при наявності технологічних виробництв в якості пріоритетних споживачів холоду вкрай проблематично і вимагає раціонального його витрачання. Це завдання може бути вирішена шляхом збільшення холодопродуктивності ПКХМ з використанням для цього холоду, одержуваного трансформацією скидний теплоти в АБХМ.

З метою зведення до мінімуму споживання дефіцитного холоду від ПКХМ розроблена система двоступеневого охолодження повітря в повітроохолоджувачі (ПО) на вході ГД з холодопостачання другого ступеня $ПО_2$ від каскадної абсорбційно-парокомпресорній холодильної машини (КАПКХМ) [1, 2]. При цьому конденсатор ПКХМ охолоджується холодоносієм від АБХМ. Система дозволяє підвищити

холодопродуктивність компресора і холодильний коефіцієнт ПКХМ (від $\varepsilon_к$=3,1 до $\varepsilon_к$=7 згідно характеристик компресора BITZER 4NES-12Y-40P на рис. 1) за рахунок зниження температури конденсації $t_к$ від 45 °С до 20 ° С.

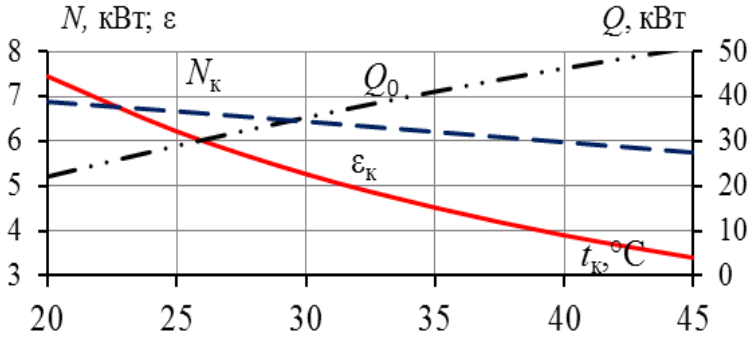


Рис. 1. Залежність холодильного коефіцієнта $\varepsilon_к$, споживаної електричної потужності $N_к$ компресора BITZER 4NES-12Y-40P, холодопродуктивності ПКХМ Q_0 від температури конденсації $t_к$.

Таким чином можна скоротити витрати електроенергії на привід компресора ПКХМ на 40 ... 50%.

На рис. 2 представлені результати розрахунку характеристик системи двоступеневого охолодження припливного повітря на вході ГД в КАПКХМ. Як видно з графіків, зниження температури повітря становить $\Delta t_{ПО} = t_{зп} - t_{ВТ}$= 14…26 °С, що значно більше, ніж в базовому варіанті $\Delta t_{ПО(60)} = t_{зп} - t_{ПО.2}$ = 5…13 °С. Звідси можна зробити висновок, що застосування зональної системи кондиціювання з двоступеневим охолодженням повітря на вході ГД дозволяє збільшити глибину охолодження $\Delta t_{ПО}$ в півтора рази в порівнянні з базовим варіантом системи кондиціювання.

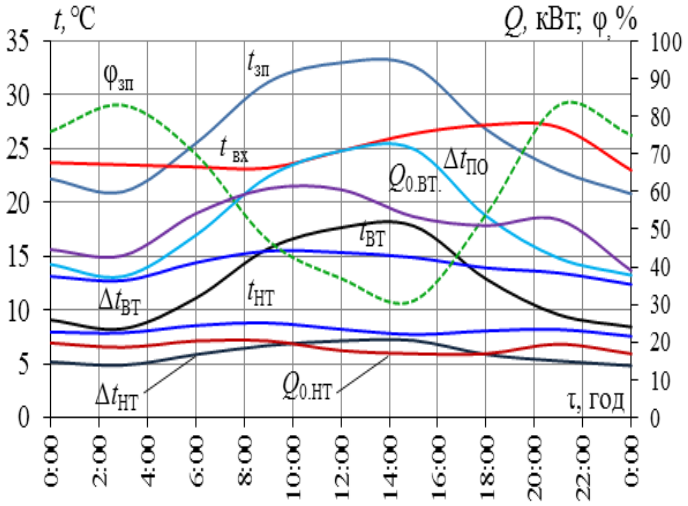


Рис. 2. Температури зовнішнього повітря $t_{зп}$, на вході ТК ГД $t_{вх}$ при заборі повітря із МВ, на виході з першого ступеня $ПО_1$ $t_{ВТ}$, зниження температури повітря в $ПО_1$ $\Delta t_{ВТ} = t_{зп} - t_{ВТ}$, на виході з другого ступеня $ПО_2$ $t_{НТ}$, зниження температури повітря в ступені $ПО_2$ $\Delta t_{НТ.} = t_{ВТ} - t_{НТ}$, повна глибина охолодження припливного повітря в двоступеневому ПО $\Delta t_{ПО} = t_{зп} - t_{НТ}$ протягом доби при витраті повітря 35000 м^3/год, холодопродуктивності першого ступеня $ПО_1$ $Q_{0.ВТ}$ і другого ступеня $ПО_2$ $Q_{0.НТ}$

На рис.3 представлені поточні значення холодопродуктивності (теплового навантаження на ПО) і скорочення питомої витрати палива протягом доби.

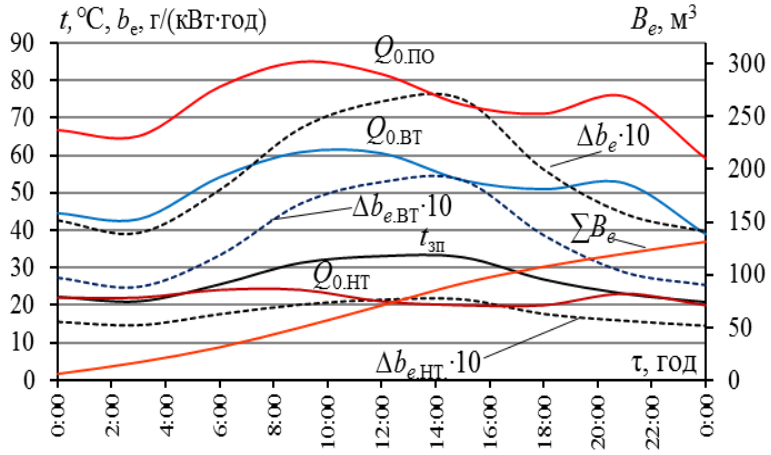


Рис. 3. Зміна холодопродуктивності першого ступеня $ПО_1$ $Q_{0.ВТ}$, другого ступеня $ПО_2$ $Q_{0.НТ}$, сумарною холодопрдуктивності ПО $Q_{0.ПО}$, повного теплового навантаження ПО $Q_{0.НТ}$, Δb_e – скорочення питомої витрати палива, г / (кВт · год), $\Sigma\Delta B_e$ – добова економія природного газу, м^3

Як видно, максимальне теплове навантаження складає близько 112 кВт, що на 68% менше, ніж в базовому варіанті ($Q_{0(60)}$≈350 кВт), а навантаження на ПО зменшилася на 76%, що має велике значення в умовах дефіциту холоду на технологічні потреби .

Висновки

Розроблено спосіб двоступеневого охолодження припливного повітря МВ ГД трансформацією скидний теплоти ГД в каскадній абсорбційної-парокомпресорній холодильній машині з холодопостачанням високотемпературного ступеня $ПО_{ВТ}$ від АБХМ і низькотемпературного ступеня $ПО_{НТ}$ від КАПКХМ, який забезпечує скорочення витрат палива на 10 ... 15% за рахунок глибокого (до 7 ... 10 ° С) охолодження повітря на вході ГД в порівнянні з його охолодженням в АБХМ до 15 ° С

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Радченко А. М., Грич А. В. Охолодження приточного повітря машинного відділення газових двигунів тригенераційної установки [Текст] / А.М. Радченко, А.В. Грич // Холодильна техніка та технологія. - 2014. - № 6. - С. 20-25.

[2] Радченко А. М., Грич А. В., Портной Б. С. Ступенчатое охлаждение приточного воздуха машинного отделения автономной электростанции [Текст] / А.М. Радченко, А.В. Грич, Б.С. Портной// Холодильна техніка та технологія. - 2016. - Т. 51, Вип. 1. - С. 71-7.

[3] Радченко Р.Н., Грич А.В. Двухступенчатое охлаждение приточного воздуха газовых двигателей тригенерационной установки [Текст] / Р.Н. Радченко, А.В. Грич // Авиационно-космическая техника и технология. –2014. – № 6. – С. 103–107.

[4] Радченко, Н.И. Ступенчатое кондиционирование воздуха на входе рекуперативных ГТД утилизацией теплоты выпускных газов. [Текст] / Н.И. Радченко, С.А. Кантор, Рамзи Єл Герби // Авиационно-космическая техника и технология. – 2014. – № 3 (110). – С. 86–90.

[5] Ткаченко С.Й. Показники ефективності роботи енергетичних установок для сумісного виробництва теплової та електричної енергії/ Ткаченко С.Й., М.М.Чепурний, Н.В. Пішеніна. – Вінниця: Наукові праці ВНТУ. – 2010. – № 1. Режим доступу: http://www.nbu.gov.ua/ejornals/NNTU/2010-1failes/uk/.htn. – С.54-57

[6] Морозюк Л. И. Термодинамический анализ каскадных холодильных машин с R744в верхнем каскаде/ Л. И. Морозюк // Холодильна техніка та технологія. – 2016. – Т. 52, Вип. 1. – С. 12-17.

Radchenko Andriy, Hrych Artem., Zubarev Anatoliy, Ostapenko Oleksii, Forduy Sergiy

Two-stage system of air conditioning of the integrated heat power plant of the food industry enterprise

Abstract. *The analysis of the effectiveness of the supply air conditioning of the engine room of gas engines of an autonomous thermal power plant is carried out. A two-stage air conditioning system using a cascade absorption-vapor compression chiller and zonal air supply is considered. Methods are proposed for processing their supply air in the engine room, provide its deep cooling.*

Keywords: air conditioning, autonomous thermal power station, engine room, gas engine, air cooler.

УДК 629.06

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ЗАРЯДЖЕННЯ ТА РОЗРЯДЖЕННЯ ТЕПЛОАКУМУЛЯТОРА

Луняка К.В., докт. техн. наук [1], ORCID: http://orcid.org/0000-0001-5208-1701, **Клюєв О.І.,** канд. техн. наук [2], ORCID: http://orcid.org/0000-0001-6803-0706, **Русанов С.А**., канд. техн. наук [2], ORCID: http://orcid.org/0000-0002-1003-4867, **Клюєва О.О.**, аспірант [2], ORCID: https://orcid.org/0000-0001-8822-7792.

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Херсонська філія, просп. Ушакова, 44, Херсон, 73022, Україна [1].

Херсонський національний технічний університет, Бориславське шосе, 24, Херсон, 73028, Україна [2].

Анотація. *На створеній експериментальній установці проведені дослідження з визначення часу, потрібного для заряджання й розряджання теплового акумулятора, отримані експериментальні дані щодо зміни температур озокериту й тосолу в часі, що дало можливість встановити масу теплоакумулюючого матеріалу і розрахувати габарити теплоакумулятора.*

Ключові слова: *теплоакумулятор; теплоакумулюючий матеріал; заряджання й розряджання теплоакумулятора.*

Вступна частина З метою зменшення часу, потрібного для запуску двигуна внутрішнього згоряння автомобіля при низьких температурах зовнішнього середовища, пропонується використовувати теплові акумулятори (ТА), причому перевагу надають теплоакумуляторам з теплоакумулюючим матеріалом (ТАМ)

При створенні нових конструкцій таких ТА постає питання про масу ТАМ, необхідну для забезпечення його стабільної роботи. З метою визначення цієї маси були проведені експерименти з впливу маси ТАМ на час розрядження ТА. Як теплоакумулюючий матеріал в дослідженні використовувся озокерит, як охолоджуюча рідина – тосол.

Основна частина Для визначення часу, потрібного для заряджання й розрядження теплового акумулятора, були отримані експериментальні дані щодо зміни температур озокериту й тосолу в часі. Дослідження проводились на створеній авторами експериментальній моделі ТА для передпускового прогріву двигуна автомобіля, яка була включена в замкнений контур з системою охолодження двигуна.

На рис. 1 представлені криві нагрівання ТАМ і тосолу від прогрітого двигуна (зарядка ТА). Озокерит при температурі, нижчій за 67 ºС, знаходиться у твердому стані. При підвищенні температури до 67 ºС, що відбувається приблизно за 100 с, він починає плавитись (горизонтальна ділянка лінії 3) і переходити у рідкий стан за ~300 с, а потім рідкий озокерит нагрівається до температури тосолу, який у свою чергу нагрівається від двигуна, охолоджуючи останній.

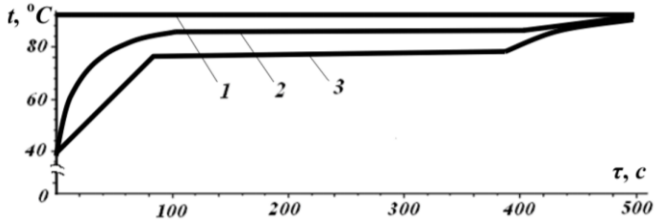


Рис. 1. Заряджання ТА і нагрівання тосолу від прогрітого двигуна (рух автомобіля):
1 – температура двигуна; *2* – температура тосолу; *3* – температура ТАМ.

Таким чином, якщо двигун вже прогрітий, то на заряджання ТА від температури 40 °С потрібно близько 500 с, або 8 хв. Це означає, що незадовго до зупинки автомобіля теплоакумулятор треба включити в систему охолодження двигуна для його заряджання.

На рис. 2 представлені криві охолодження озокериту від температури працюючого двигуна до температури оточуючого середовища, яка складала 5 ºС. Тут на верхній абсцисі нанесений час, що відноситься до охолодження ТА без теплоізоляції. Ми бачимо, що при масі ТАМ 5,6 кг розрядження ТА наступає через 600 с (10 хв), тоді як теплоізольований ТА розряджається за 8 годин. Зі зменшенням маси ТАМ розрядження ТА наступає швидше.

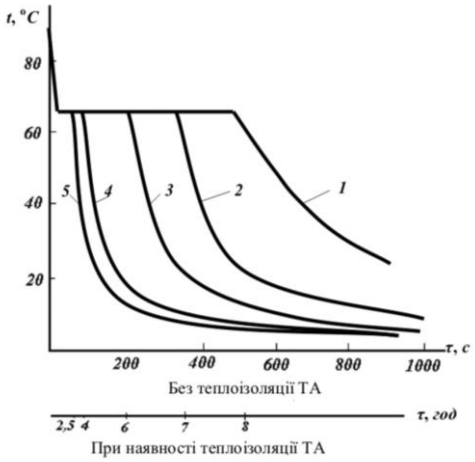


Рис. 2. Розрядження теплоакумулятора при різній масі ТАМ:

1 – маса ТАМ 5,6 кг (0,0052 м^3); *2* – 5,16 кг (0,0048 м^3); *3* – 4,52 кг (0,0042 м^3); *4* – 3,2 кг (0,0030 м^3); *5* – 2,7 кг (0,0025 м^3).

Залежність часу розрядження теплового акумулятора від маси ТАМ представлена на рис. 3. Ці дані можуть бути основою для розрахунку габаритів теплоакумулятора.

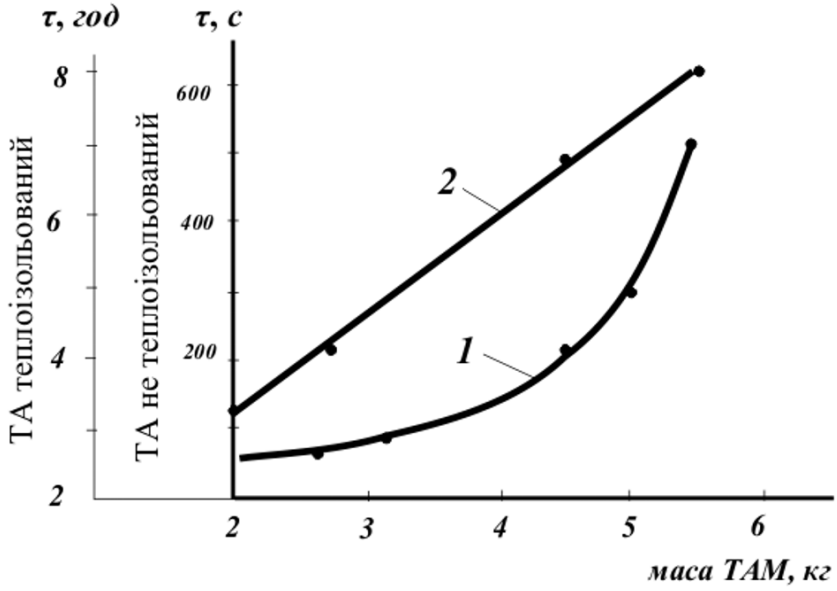


Рис. 3. Залежність часу розрядження теплового акумулятора від маси ТАМ:
1 – ТА не теплоізольований; *2* – ТА теплоізольваний (теплоізоляція – шар мінеральної вати товщиною 50 мм).

Як свідчать дані, наведені на рис. 3, при масі ТАМ близько 3 кг ТА розряджається приблизно за 4 год, а при масі близько 4 кг – за 6 год. Якщо цього часу недостатньо для збереження ТА в зарядженому стані, потрібно підсилити термоізоляцію.

Таким чином, маса ТАМ визначається в залежності від температури оточуючого середовища, часу стоянки автомобіля і товщини шару термоізоляції. Дослідження показали, що для забезпечення зарядженого стану теплоакумулятора на протязі 14 год маса озокериту повинна складати 6 кг (5,6 л) при наявності термоізоляції з мінеральної вати товщиною 100 мм. При цьому габарити теплоакумулятора складають: діаметр – 110 мм, довжина – 0,6 м.

Висновки

Таким чином, проведені дослідження дозволили визначити час, потрібний для зарядження й розрядження теплоакумулятора, і температури тосолу в системі охолодження двигуна, що дало можливість встановити масу (об'єм) ТАМ в ТА і розрахувати габарити теплового акумулятора.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Теплоэнергетические системы транспортных машин / [Куликов Ю. А., Быкадоров В. В., Котнов А. С. и др.]; под ред. Ю. А. Куликова. – Луганск: «Елтон-2», 2009. – 365 с.

[2] *Симоненко Р. В.* Покращення паливної економічності і екологічних показників автомобілів шляхом раціонального прогріву їх двигунів: дис. … канд. техн. наук: 05.22.20 / Симоненко Роман Вікторович. – Київ, 2003. – 192 с.

[3] *Вашуркин И.О.* Тепловая подготовка и пуск ДВС мобильных транспортных и строительных машин зимой / Вашуркин И. О. – СПб.: Наука, 2002. – 145 с.

Lunyaka K. [1], Kliuiev O. [2], Rusanov S. [2], Kliuieva O. [2]

[1] - Admiral Makarov National University of Shipbuilding, the Kherson branch of the National University of Shipbuilding, 44 Ushakov av., Kherson, 73022, Ukraine

[2] - Kherson National Technical University, Beryslavske highway, 24, Kherson, Ukraine, 73024, Ukraine.

Research of processes of charging and discharging of the heat accumulator

Annotation. *At the created experimental setup, studies were carried out to determine the time required for charging and discharging a heat accumulator, experimental data were obtained on the change in temperature of ozokerite and antifreeze in time, which made it possible to establish the mass of the heat-accumulating material and calculate the dimensions of the heat accumulator.*

Keywords: *heat accumulator; heat storage material; charging and discharging of the heat accumulator.*

УДК 621.57

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ КОГЕНЕРАЦІЙНОГО МОДУЛЯ ВИКОРИСТАННЯМ СТУПЕНЕВОЇ ЕЖЕКТОРНО-АБСОРБЦІЙНА СИСТЕМИ ТРАНСФОРМАЦІЇ СКИДНОГО ТЕПЛА

Радченко А.М., канд.тех.наук.[1], Остапенко А.В., канд.тех.наук.[1],
Зубарев А.А. ст. викладач[1], Грич А.В., канд.тех.наук.[1], Фордуй С.Г., канд.тех.наук., технічний керівник напряму енергоресурсів та енергозбереження[2]
[1]Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
Україна, м. Миколаїв
[2]PepsiCo, Inc., CTS ESSA, Київ, Україна
0000-0001-7343-6743

Анотація. *Виконано аналіз типової системи трансформації скидної теплоти газових двигунів в холод. Встановлено наявність значних втрат теплоти. Запропонована ступінчаста абсорбційно-ежекторна система, застосування якої забезпечує скорочення втрат теплоти і приріст холодопродуктивності понад 15%.*

Ключові слова: *тригенерація, абсорбційна холодильна машина, ежекторна холодильна машина, утилізація теплоти.*

Вступ

У руслі загальносвітової тенденції децентралізації енергопостачання все більший попит отримують установки автономного електро-, тепло- та холодопостачання, в яких скидна теплота привідних двигунів електрогенераторів трансформується в холод тепловикористовуючими холодильними машинами, а холод використовується на технологічні потреби і кондиціонування повітря різних об'єктів. Особливо перспективним є застосування для приводу електрогенераторів газопоршневих двигунів, що випускаються в когенераційному виконанні - зі штатними теплообмінниками, в яких скидна теплота відводиться на нагрів води (теплоносія), теплота якого в свою чергу трансформується в холод абсорбційною бромистолітіевою холодильною машиною.

Результати дослідження

Відповідно до існуючої схеми при температурі теплоносія, на виході з когенераційного модуля, що дорівнює 90°С, зниження температури теплоносія в АБХМ зазвичай становить не 15 °С, а реально навіть дещо менше, що не дозволяє охолоджувати теплоносій до температури на вході в ГД t = 70 ° С, яка б забезпечувала підтримку теплового стану ГД на необхідному рівні, і викликає необхідність скидати надлишкову теплоту в атмосферу градирнею аварійного скидання. Через відповідні втрати теплоти теплові коефіцієнти системи утилізації теплоти ГД виявляються значно нижче теплових коефіцієнтів власне АБХМ, що зумовлює істотне зниження холодопродуктивності.

Рішення завдання підвищення ефективності трансформації теплоти газового двигуна в холод розглядалося на прикладі установки автономного електро-, тепло- і холодозабезпечення заводу ТОВ "Сандора" - "Pepsico Ukraine" (м.Миколаїв, Україна). Установка включає два когенераційних газових двигуна JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (електрична потужність одного ГД 1400 кВт, теплова потужність 1500 кВт), в якому теплота випускних газів, надувої газоповітряної суміші, що охолоджує сорочку двигуна води і мастила використовується для нагріву води. Теплота гарячої води трансформується абсорбційною бромістолітіевою холодильною машиною AR-D500L2 Century в холод (холодильна потужність 2000 кВт), який витрачається на технологічні потреби і для роботи центральних кондиціонерів, що забезпечують охолодження повітря в машинному відділенні (рис.1).

З метою виключення зазначених втрат тепла, було запропоновано використовувати в системі утилізації додаткову тепловикористовуючу ежекторну холодильну машину. Ежекторні ХМ відрізняються простотою конструкції, але їх ефективність роботи дуже сильно залежить від температури теплоносія на вході. Незначне падання температури теплоносія призводить до значного падіння теплового коефіцієнта ЕХМ, в порівнянні з АБХМ. Тому ежекторний ступень запропоновано використовувати перед АБХМ щоб спрацювати в генераторі ЕХМ високопотенційне тепло теплоносія.

Згідно запропонованої схеми (рис.1) тепло теплоносія з температурою 90 ° С використовується в випарній частині генератора ЕХМ. Потім зі зниженою до 85 °С температурою теплоносій подається в АБХМ в результаті чого на виході з АБХМ отримують теплоносій з температурою ≈72 ° С. Для дотримання умови підтримки температури зворотного теплоносія на вході в газопоршневої двигун не вище 70 ° С, решта надлишкового тепла теплоносія відводитися в економайзерною частиною генератора ЕХМ для проміжного нагріву рідини перед випарною частиною генератора.

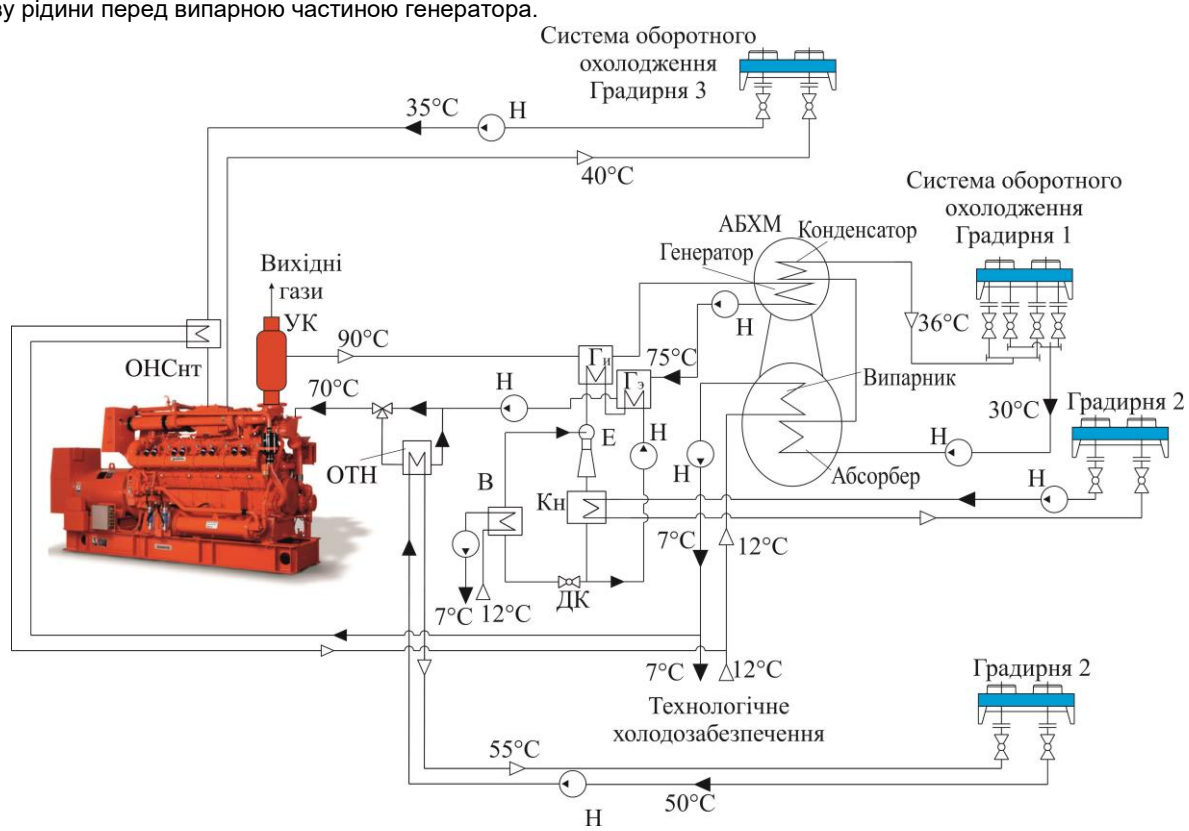


Рис.1 Схема запропонованої ступеневої системи трансформації скидного тепла ГПД в холод в ЕХМ і АБХМ: УК - утилізаційний котел; Ги, Ге - генераторна і економайзерная секції ЕХМ; ДК - дросельний клапан; Кн - конденсатор; В - випарник;Е - ежектор;
градирня 2 - аварійного скидання тепла; ОТН- охолоджувач теплоносія;ОНСнт - охолоджувач надувної суміші; Н насос

Для запропонованої схеми були розраховані загальна холодопродуктивність, а також її складових - холодопродуктивності ЕХМ і АБХМ. При цьому було встановлено що, через використання частини теплоти теплоносія в генераторній секції ЕХМ перед АБХМ, і як результат зниження його температури, спостерігається зниження кількості теплоти використаного в АБХМ запропонованої схеми і трансформованого в холод. Але за рахунок додаткового холоду, одержуваного в ЕХМ, загальна холодопродуктивність трохи зростає.

Для запропонованої схеми системи трансформації скидного тепла ГД в холод були проведені розрахунки приросту холодопродуктивності при різних теплових коефіцієнтах ЕХМ. Було встановлено що використання ЕХМ в запропонованій схемі системи трансформації скидного тепла ГД в холод доцільно при її тепловому коефіцієнті 0,15 і вище. Так як при тепловому коефіцієнті ЕХМ 0,14 НЕ буде приросту холодопродуктивності в порівнянні з базовою схемою системи.

Висновки

Шляхом трансформації надлишкової теплоти, зазвичай скидається в атмосферу, в холод в ЕХМ можна збільшити холодопродуктивність установки автономного електро-, тепло- та холодопостачання, при

можливості експлуатації ЕХМ з підвищеним тепловим коефіцієнтом. При цьому при значенні теплового коефіцієнта ЕХМ $\zeta = 0,4$ можна досягти 18% приросту холодопродуктивності системи в порівнянні з базовим її значенням.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Economic utilization of Biomass and Municipal Waste for power generation. Some energy lasts for generations. – GE Jenbacher Company Overview. – June 13, 2007. – 39 p.

[2] Elsenbruch T. Jenbacher gas engines a variety of efficient applications / T. Elsenbruch [статья]. – Bucureşti, October 28, 2010. – 73 p.

[3] GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype/ G. Rouse, M. Czachorski, P. Bishop, J. Patel // GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI). – January 2006. – 495 p.

[4] Радченко А. Н., Зубарев А. А., Остапенко А. В., Грич А. В. Повышение эффективности утилизации теплоты газового двигателя ступенчатой трансформацией [Текст] / А. Н. Радченко, А. А. Зубарев, А. В. Остапенко, А. В. Грич // Авиационно-космическая техника и технология. – 2018. – № 6 (150). – 113 с. С. 39–43.

[5] Колективна монографія: "Інноваційні технології комбінованого виробництва енергії для переробних підприємств", розділ 14 " Трансформація теплоти когенераційних газопоршневих модулів установки автономного електро- тепло- та холодозабезпечення технологічного виробництва "/ А.М Радченко, Р.М. Радченко, О.В. Остапенко/ ПОВНОЦІННЕ ХАРЧУВАННЯ: інноваційні аспекти технологій, енергоефективного виробництва, зберігання та маркетингу: колективна монографія / за ред. проф. В. В. Євлаш, проф. В. О. Потапова, проф. М.І. Радченко, проф. Н. Л. Савицької. – Х. : Світ книг, 2016. – 546 с.

Radchenko Andriy, Ostapenko Oleksii, Zubarev Anatoliy, Hrych Artem, Forduy Sergiy

Improving the energy efficiency of the cogeneration module using the stage ejector-absorption waste heat transformation system

Abstract. *The analysis of the existing system of transformation of waste heat of gas engine to the cold. Established significant heat loss. A staged absorption-ejector system has been proposed, the use of which results in a reduction in heat loss and an increase in the cooling capacity of the system to 18% with an ejector chiler thermal coefficient equal to 0.4*

Keywords: *trigeneration, absorption chiller, ejector chiller, heat recovery.*

УДК 628.161

СПОСОБИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ІОНІТОВИХ ФІЛЬТРІВ УСТАНОВОК ВОДОПІДГОТОВКИ

Луняка К.В., д.т.н., професор
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Херсонська філія, Україна,
lunyaka213@ukr.net

Анотація. *Отримані дані, що дозволяють провести порівняльну характеристику прямотечійної й протитечійної схем регенерації катіонітових фільтрів розчином хлориду натрію. Показано, що використання протичечійної схеми сприяє зменшенню залишкової жорсткості води, витрати солі на регенерацію катіоніту і води на власні потреби, збільшенню продуктивності фільтру.*

Ключові слова: *якість води для живлення котлів; регенерація іонітового фільтру; прямотечійна і протитечійна схеми.*

Короткий огляд схем регенерації іоніту

Вимоги до якості води для живлення котлів досить жорсткі, особливо це стосується води для парових котлів. Так, загальна жорсткість живильної води для парових котлів в залежності від тиску коливається у межах 0,3-0,005 мекв/л, а для водогрійних – 150-5000 мг/л [3]. Тому підготовку живильної води проводять досить ретельно. Однією зі стадій водопідготовки є видалення з води солей – знесолення. Від правильного вибору схеми та обладнання для знесолення залежить якість підготовки води й економічні затрати на проведення цього процесу. В умовах економічної кризи, коли підприємства повинні особливо ретельно рахувати витрати на хімматеріали, обладнання, енергію тощо, і, зокрема, на регенерацію іонітів, грамотна побудова схеми водопідготовки забезпечує високу якість проведення цього процесу при мінімальних витратах.

Найбільш часто знесолення води проводять методом іонного обміну. Ця операція може проводитися в одну, дві або три ступені. У кожній ступені вода послідовно очищається спочатку на катіоніті в Н- або Na-формі (при цьому витягуються всі катіони, що знаходяться у воді), а потім на аніоніті в ОН-формі (при цьому витягуються аніони).

Регенерація найбільш поширеного катіонітового матеріалу – сульфовугілля – досягається пропусканням 5-10 %-ного розчину хлориду натрію. В результаті вказаної регенерації дія сульфовугілля відновлюється [1].

Існують прямотечійна і протитечійна регенерація іоніту. Якщо розчин регенерації і вода проходять шар іоніту в одному напрямку, то говорять про прямотечійну регенерацію. Протитечійна регенерація передбачає проходження розчину регенерації через шар іоніту в напрямку, протилежному пропуску води.

Найбільшого поширення в нашій країні набула технологія прямотечійної регенерації іонітів. Ця технологія застосовується вже декілька десятиліть і показала себе цілком надійною для вод малої і середньої мінералізації.

Недоліком прямотечійної регенерації є те, що при ній створюються найбільш невигідні умови для процесу зм'якшування, оскільки води з найбільшою концентрацією солей жорсткості, для грубого видалення яких достатній навіть неглибоко відрегенерований іоніт, проходять найбільш відрегенеровані шари катіоніту. І, навпаки, зм'якшувана вода, в якій різко знижена концентрація іонів Ca^{2+} і Mg^{2+}, і для подальшого зниження концентрації яких необхідне збільшення глибини регенерації іоніту, проходить через ділянки погано відрегенерованого іоніту. Тому необхідне забезпечення достатньої глибини регенерації всього шару іоніту, що обумовлює витрату солі на регенерацію з 4-6 кратним надлишком. Причому, необхідна якість води в окремих випадках при цьому не досягається, що обумовлює необхідність установки другого ступеня іонування [2].

При протитечії, наскільки погано не були б відрегенеровані останні по ходу солі й перші по ходу води шари іоніту, вони забезпечать початкове грубе видалення солей жорсткості з води. Нижній шар іоніту завжди добре відрегенерований, що забезпечує велику глибину зм'якшування води навіть при витраті солі, близької до теоретичної. Протитечійна схема, крім того, створює умови для проведення регенерації у псевдозрідженому шарі [4].

Ціллю роботи є отримання експериментальних даних, що дозволяють провести порівняльний аналіз різних схем регенерації іоніту для вибору найбільш оптимальної.

Основна частина

З цією метою були проведені експериментальні дослідження регенерації іоніту за прямотечійною і протитечійною схемами. При прямотечійній схемі як катіоніт використовувалось сульфовугілля, при протитечійній – сульфовугілля і катіоніт КУ-2-8.

Дослідження проводились на прямотечійних (паралельнотечійних) і протичечійних фільтрах. Конструктивна відмінність протитечійного фільтру від прямотечійного полягає у наявності додаткового (середнього) дренажно-розподільного пристрою. З цієї причини існуючі прямотечійні фільтри можуть бути легко переобладнані в стандартні протитечійні фільтри шляхом монтажу цього пристрою і незначної зміни схеми регенерації. Результати наведені в табл. 1.

Таблиця 1.

Порівняльна характеристика різних схем регенерації катіонітових фільтрів розчином хлориду натрію

Найменування показників	Схеми регенерації		
	Прямотечійна	Протитечійна	Протитечійна
Жорсткість вихідної води, мекв/л	2,0	2,0	2,0
Жорсткість зм'якшеної води, мекв/л	0,3*	0,02	0,02
Тип завантаженого катіоніту	Сульфовугілля	Сульфовугілля	Катіоніт КУ-2-8
Обмінна ємність, екв/м^3	200	200	950
Витрата солі, г/г-екв кг/добу	234 864,5	85 296,4	85 287
Витрата води на власні потреби, м^3/год. (%)	 6,3 9	 2,5 3,6	 0,8 1,1
Кількість регенерацій, рег./добу	1,3	1,23	0,25
Міжрегенераційний період роботи одного фільтру, год.	16	18	94

*Враховується тільки перша ступінь.

Отримані дані показують такі переваги протитечійної схеми перед прямотечійною:

- менша залишкова жорсткість води (50-100 мкекв/л при прямотечійній схемі і 5-15 мкекв/л при протитечійній);
- менше витрата солі на регенерацію катіоніту на 50-70 % (220 г/г-екв і 130 г/г-екв відповідно);
- зменшується витрата води на власні потреби на 30 %;
- продуктивність протитечійного фільтру в 1,5 рази вища за продуктивність прямотечійного фільтру такого ж діаметру.

Позитивний ефект від використання протитечійної схеми регенерації іоніту пояснюється тим, що при русі розчину регенерації через шар іоніту знизу наверх гранули іоніту переходять у зважений шар, при цьому спостерігається омивання кожної частинки розчином, поверхня масообміну зростає, і, відповідно, збільшується ефективність регенерації іоніту. При такій схемі оброблювана вода перед виходом з фільтру стикається з глибоковідрегенерованими шарами іоніту, внаслідок чого забезпечується підвищена якість фільтрату. Така технологія регенерації дозволяє інтенсифікувати роботу устаткування, підвищити ефективність використання іонітів, скоротити число ступенів обробки (одна ступінь фільтрів забезпечує якість двох традиційних ступенів), а, отже, і кількість устаткування, понизити витрату реагентів на регенерацію, зменшити витрату води на власні потреби та об'єм стоків. Проте при протитечійній регенерації ускладнюється конструкція фільтрів, збільшується інтенсивність регенерації і, як наслідок, кількість перемикань, що вимагає високої культури обслуговування таких установок, надійної арматури, засобів автоматизації і контролю.

При роботі протитечійних фільтрів в одну ступінь знесолення вдається одержати знесолену воду за якістю, що відповідає 2-х ступінчастому знесоленню. Питома витрата реагентів склала 1,5-1,8 г-екв/г-екв.

Подальшим методом інтенсифікації процесу регенерації іоніту може бути переведення зерен іоніту в стан віброкипіння шляхом встановлення в котіонітовому фільтрі вібраційних розпушувачів шару іоніту [4] подібних вібраційному лопатевому роторному руйнівнику склепінь [5].

Висновки

Отримані експериментальні дані з регенерації іоніту за прямотечійною та протитечійною схемами. Показані переваги протитечіної схеми, які полягають у зменшенні залишкової жорсткості води, витрати солі на регенерацію катіоніту і води на власні потреби, збільшенні продуктивності фільтру.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] ГОСТ 52127-2003. Материалы ионообменные фильтрующие систем очистки водного теплоносителя.

[2] №95109549 А. Способ противоточной регенерации ионитов и устройство для его осуществления / Балаев И.С., Михальцов А.С. - Заявка: 95109549/25, 06.07.1995; Опубл. 10.10.1997).

[3] Копылов А.С., Лавыгин В.М., Очков В.Ф. Водоподготовка в энергетике: Учебное пособие для вузов.- М.: Издательство МЭИ, 2003.- 237 с.

[4] Косигіна І.М. Регенерація іонітів у псевдозрідженому шарі. Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеню канд. техн. наук. Київ 2010.

[5] Кривенко П.В. и др. Строительные материалы. – К.: Высшая школа, 1993. – 388 с.

Lunyaka K.V.

professor of department of heating engineering of the Kherson branch of the National university of shipbuilding the names of the admiral Makarov, Kherson, Ukraine, lunyaka213@ukr.net,

Ways to increase the efficiency of ion exchange filters of water treatment plants

Annotation. *The data allowing to carry out the comparative characteristic of direct-flowing and countercurrent schemes of regeneration of cationite filters by a solution of sodium chloride are received. It is shown that the use of anti-leakage scheme helps to reduce the residual hardness of water, the consumption of salt for the regeneration of cation exchange resin and water for their own needs, increase the productivity of the filter.*

Keywords*: water quality for boiler supply; regeneration of the ion exchange filter; direct-flow and counter-current schemes.*

УДК 621.57

УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛОТЫ ГАЗОВОГО МОДУЛЯ АБСОРБЦИОННОЙ БРОМИСТОЛИТИЕВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНОЙ С ЭЖЕКТОРНОЙ БУСТЕРНОЙ СТУПЕНЬЮ

РАДЧЕНКО А.Н.[1], КАНД. ТЕХ. НАУК, ДОЦЕНТ, РАДЧЕНКО Н.И.[1], ДОК. ТЕХ. НАУК, ПРОФЕССОР, ЦОЙ А.П.[2], КАНД. ТЕХ. НАУК, ПРОФЕССОР, ФОРДУЙ С.Г.[3], КАНД. ТЕХ. НАУК, ЗУБАРЕВ А.А[1], ДОЦЕНТ

[1]Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова; [2]Алматинский Технологический Университет; [3] PepsiCo, Inc

[1]Украина, Николаев; [2]Республика Казахстан, Алматы; [3]Украина, Киев

E-mail: a – nirad50@gmail.com

Аннотация В установках автономного электро-, тепло- и холодообеспечения широко применяются газопоршневые двигатели (ГПД). Теплота, отводимая от ГПД в виде горячей воды с температурой примерно 90 ºС, трансформируется в холод абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной (АБХМ) с понижением температуры воды не более чем на 10…15 ºС. В то же время для поддержания термического состояния ГПД на безопасном уровне температура охлажденной воды на входе двигателя должна быть не выше 70 °С. Избыток тепла сбрасывается в атмосферу радиатором аварийного сброса. Эти потери составляют около 25 %. Предложена система их утилизации после АБХМ эжекторной холодильной машиной. При этом полученный холод можно использовать для дополнительного охлаждения наддувочной газовоздушной смеси ГПД, которую обычно охлаждают радиатором, что при повышенных температурах наружного воздуха может оказаться недостаточным и привести к ухудшению топливной экономичности ГПД. Показано, что при повышенных температурах наружного воздуха дополнительное охлаждение наддувочной газовоздушной смеси ГПД позволяет уменьшить удельный расход топлива и увеличить выработку электроэнергии.

Ключевые слова: абсорбционная холодильная машина, эжекторная холодильная машина, утилизация теплоты

Введение

В установках автономного электро-, тепло- и холодообеспечения все большее распространение находят газопоршневые двигатели (ГПД) [1, 2]. Обычно такие ГПД выпускают в когенерационном исполнении – в виде когенерационных модулей [3, 4], включающих штатные теплообменники нагрева воды (теплоносителя) за счет теплоты, отводимой от выпускных газов утилизационными котлами [5, 6], наддувочной газовоздушной смеси (ГВС), смазочного масла и корпуса двигателя. Традиционно теплота горячей воды с температурой примерно 90 ºС трансформируется в холод абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной (АБХМ) [7, 8]. При этом ее температура снижается не более чем на 10…15 ºС, в результате чего температура обратного теплоносителя, поступающего от АБХМ, составляет 75 °С и даже выше. В то же время для поддержания термического состояния ГПД на безопасном уровне температура обратного теплоносителя, поступающего в теплообменники отвода тепла от корпуса двигателя, должна быть не выше 70 °С [4]. Избыток тепла сбрасывается в атмосферу радиатором (градирней сухого типа) аварийного сброса. Эти потери весьма значительные [6], и их уменьшение обеспечивало бы увеличение выработки холода, который можно было бы использовать как для технологических нужд, так и для охлаждения воздуха на входе ГПД [9, 10] и наддувочной ГВС, которое обычно осуществляется радиатором и при повышенных температурах наружного воздуха оказывается недостаточным для поддержания температуры ГВС на уровне не более 45…50 ºС. Превышение этой температуры приводит к ухудшению топливной экономичности ГПД (увеличению удельного расхода топлива, падению мощности) [11], а свыше 55 ºС – к аварийному отключению двигателя. При этом целесообразно задействовать как традиционные технологии охлаждения воздуха на входе газовых турбин в АБХМ, так и с использованием струйных аппаратов – эжекторов в ХМ комбинированного абсорбционно-эжекторного типа [12] с применением низкокипящих рабочих тел (хладонов) и способов интенсификации теплообмена при кипении хладонов в воздухоохладителях [13, 14].

Цель исследования – сокращение потерь теплоты тригенерационной установки автономного энергообеспечения с АБХМ путем глубокой ее утилизации в ЭХМ с охлаждением наддувочной ГВС ГПД тепла обратного теплоносителя и повышения топливной экономичности ГПД.

Объекты и методы исследования

Объектом исследования является система утилизации теплоты газопоршневых модулей (ГПМ) тригенерационной установки автономного энергообеспечения, обеспечивающая сокращение потерь теплоты при ее трансформации в холод, используемый для охлаждения наддувочной ГВС.

При разработке усовершенствованной системы трансформации тепла когенерационного ГПД использованы данные мониторинга установки автономного электро-, тепло- и холодообеспечения завода ООО "Сандора"–"Pepsico Ukraine" (Николаев, Украина). Тригенерационная установка включает два когенерационных ГПД JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (электрическая мощность одного ГПД 1400 кВт, тепловая мощность 1500 кВт), АБХМ AR-D500L2 Century (холодопроизводительностью 2000 кВт) и два центральных кондиционера CIC Jan HREBEC (Чехия) 1LG4223-8AB60 (холодопроизводительностью по 350 кВт и объемным расходом воздуха по 60000 м^3 /ч каждый). Отвод теплоты от воды, охлаждающей наддувочную ГВС ГПД и АБХМ, осуществляется системами оборотного охлаждения с градирнями типа Evapco.

Резервы утилизации теплоты оценивали по количеству теплоты обратного теплоносителя после АБХМ, сбрасываемой в атмосферу радиатором аварийного сброса, и рассчитывали из тепловых балансов, составленных по расходу и температурам теплоносителя (горячей воды) на выходе из ГПД, АБХМ и на входе в ГПД, измеряемым в ходе мониторинга.

Тепловые характеристики АБХМ и градирен брали по данным фирм-изготовителей [6], а ЭХМ – по разработанным авторами программам.

Влияние охлаждения циклового воздуха на топливную экономичность ГПД (удельный расход топлива) оценивали по данным мониторинга двигателя с использованием разработанных авторами методик статистической обработки его результатов [8]. При этом определяли изменение удельного расхода топлива, приходящееся на 1 ºС изменения температуры циклового воздуха ГПД.

Тепловую эффективность систем утилизации теплоты оценивали тепловым коэффициентом, рассчитываемым как отношение вырабатываемой холодопроизводительности к располагаемой теплоте горячей воды, отводимой от ГПД.

Текущий эффект от охлаждения наддувочной ГВС за счет использования в разработанной системе утилизации дополнительно выработанного холода оценивали по уменьшению удельного расхода топлива ГПД по сравнению с традиционной системой радиаторного охлаждения ГВС.

Цель исследования – совершенствование системы утилизации тепла когенерационного ГПД тригенерационной установки автономного энергообеспечения в направлении сокращения потерь тепла обратного теплоносителя и повышения топливной экономичности ГПД.

Результаты и их обсуждение

1.1. Исследование базовой традиционной системы утилизации теплоты когенерацоннного газопоршневого модуля с абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной

Схема существующей системы трансформации теплоты когенерационного модуля ГПД JMS 420 GS в АБХМ приведена на рис. 1. Теплота, отведенная от выпускных газов ГПД в утилизационном котле (УК), ГВС в высокотемпературной ступени охладителя наддувочной смеси (ОНВ$_{ВТ}$), от охлаждающей воды рубашки двигателя и смазочного масла, используется в АБХМ для производства холода в виде холодной воды с температурой t_x = 7…10 °С (рис. 1).

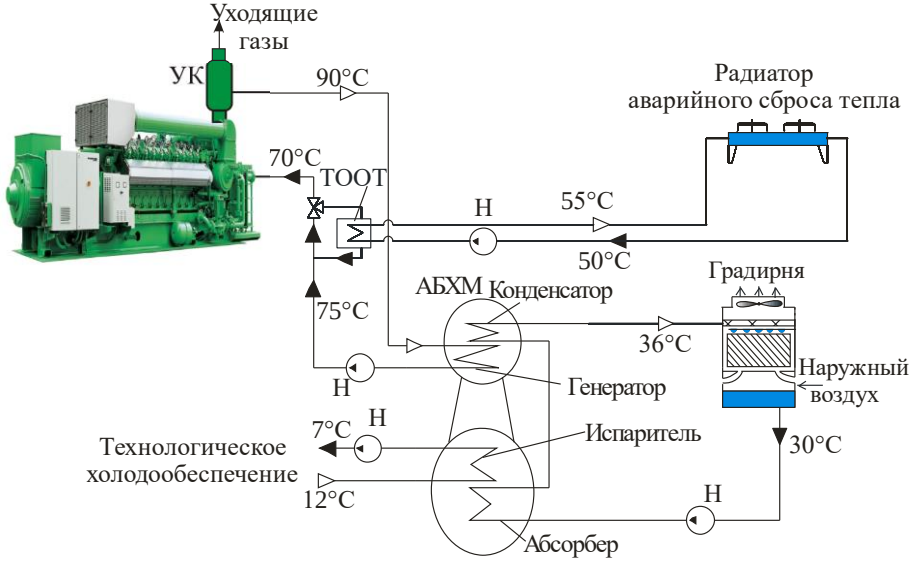


Рисунок 1 – Схема типовой системы трансформации теплоты ГПД в АБХМ: УК – утилизационный котел; ТООТ – теплообменник охлаждения обратного теплоносителя; Н – насос

Результаты обработки данных мониторинга в течение τ = $12^{\underline{00}}$ – $24^{\underline{00}}$ (28.07.2017) для базового варианта по температурам теплоносителя приведены на рис. 2.

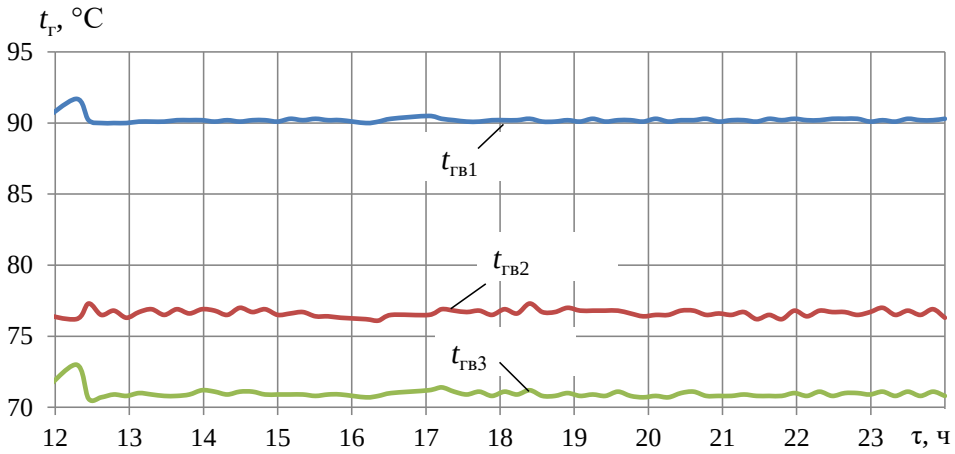


Рисунок 2 – Температуры горячей воды $t_{гв1}$ на входе АБХМ, обратной воды после АБХМ $t_{гв2}$ и охлажденной обратной воды на входе в ГПД $t_{гв3}$ в течение τ = $12^{\underline{00}}$ – $24^{\underline{00}}$ (28.07.2017) для базового варианта по данным мониторинга

На рис. 3 приведены графики текущих значений разности температур горячего теплоносителя (горячей воды) на входе и выходе из АБХМ, которые характеризуют теплоту, трансформированную в АБХМ в холод, и температур обратного теплоносителя после АБХМ на входе и выходе из ТООТ, а также охлажденного в ТООТ путем аварийного сброса теплоты в атмосферу радиатором из-за ограничения по температуре обратного теплоносителя на входе в ГПД $t_{гв3}$ =70 °С, согласно требованиям фирм-производителей ГПД.

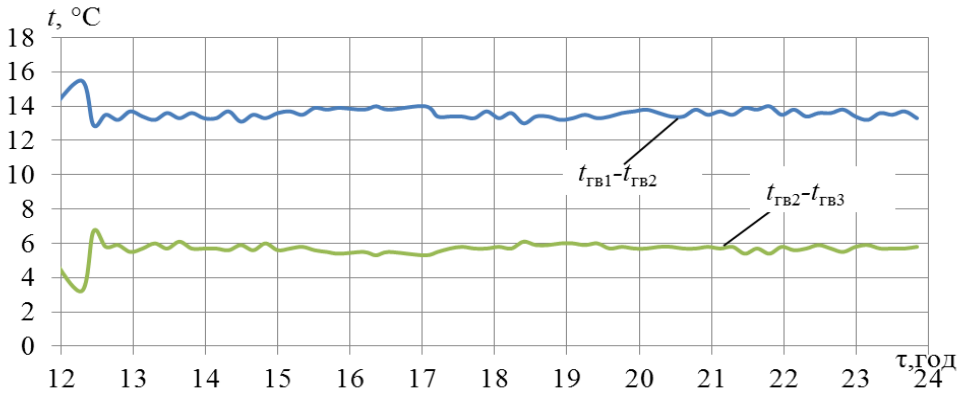


Рисунок 3 – Значения разности температур горячей и охлажденной в АБХМ воды $t_{гв1} – t_{гв2}$ и обратной воды в охладителе ТООТ $t_{гв2} – t_{гв3}$ для базового варианта по данным мониторинга

Из рис. 3 видно, что только часть теплоты, которая отводится от двигателя и определяется разностью температур $t_{гв1} – t_{гв2}$ = 14…15 °С, трансформируется в АБХМ в холод, тогда как вся располагаемая теплота характеризуется разностью температур $t_{гв1} – t_{гв3}$ = 20 °С.

По результатам мониторинга системы трансформации сбросной теплоты газового двигателя JMS 420 GS-N.LC GE фирмы Jenbacher в АБХМ AR-D500L2 фирмы Century, приведенным на рис. 2 и 3, были рассчитаны тепловые потоки в системе трансформации теплоты в холод, представленные на рис. 4.

Значения общего количества теплоты $Q_{г.ГД}$ горячего теплоносителя, отведенной от двух ГПД, теплоты, трансформированной в АБХМ в холод, $Q_{г.А}$, и потерь теплоты $Q_{г.п}$ в системе возврата теплоносителя в ГПД приведены на рис. 4.

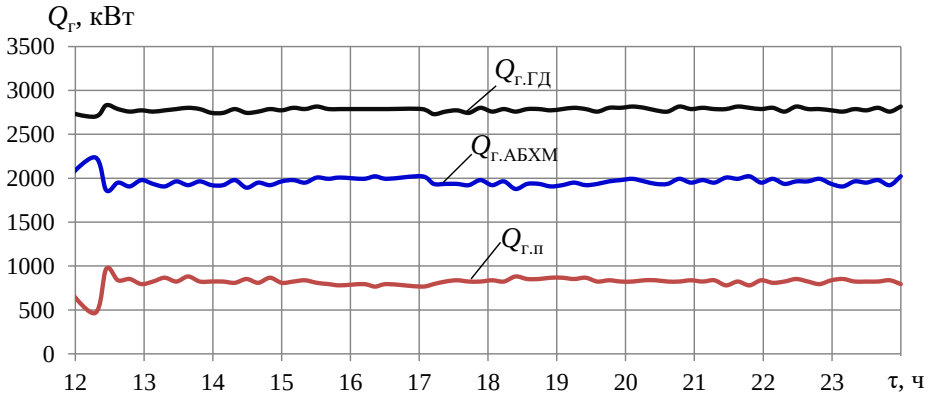


Рисунок 4 – Значения общего количества теплоты $Q_{г.ГД}$ горячего теплоносителя, отведенной от двух ГПД, теплоты, трансформированной в АБХМ в холод, $Q_{г.АБХМ}$, и потерь теплоты $Q_{г.п}$ для базового варианта по данным мониторинга

Как видно из графиков на рис. 4, общее количество теплоты, получаемой от двигателя в виде горячей воды с температурой $t_г$ = 90°С, составляет $Q_{г.гд} \approx$ 2800 кВт, из которой в АБХМ используется только часть, $Q_{г.АБХМ} \approx$ 2000 кВт. В то же время из-за ограничения по температуре обратного теплоносителя на входе в ГД $t_{гв3}$ =70 °С в теплообменнике ТООТ и радиаторе аварийного сброса от него отводится избыток (потери) теплоты $Q_{г.п} \approx$ 800 кВт. Таким образом, потери теплоты $Q_{г.п}$ /$Q_{г.ГД}$ составляют почти 30 % общего ее количества $Q_{г.ГД}$, отведенного от ГПД.

С учетом температуры горячего теплоносителя $t_{гв1}$ (рис. 2) и температуры конденсации $t_к$ водяного пара в АБХМ, которая определяется, исходя из значений температуры воды $t_{о.в}$, охлаждающей конденсатор и генератор пара-десорбер АБХМ, как $t_к = t_{о.в}$ + 3 °С, были рассчитаны значения теплового коэффициента АБХМ AR-D500L2 фирмы Century $\zeta_{АБХМ}$ и всей системы трансформации теплоты $\zeta_{СТб}$ для базового варианта (рис. 5).

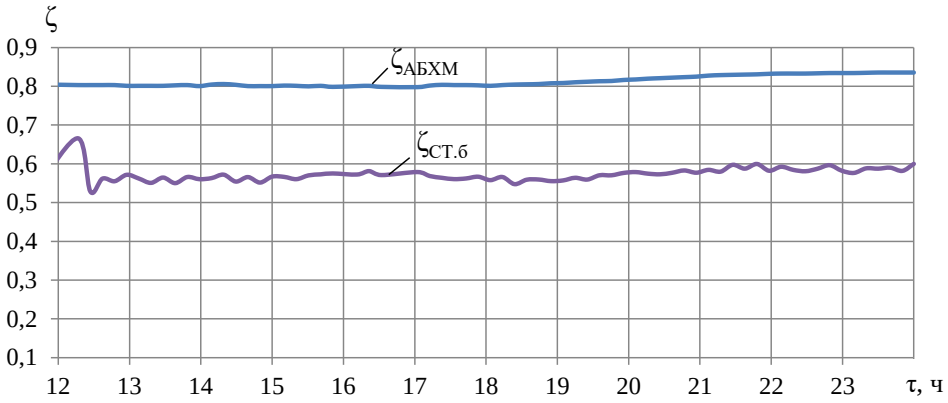


Рисунок 5 – Значения теплового коэффициента АБХМ AR-D500L2 фирмы Century $\zeta_{АБХМ}$ и всей системы трансформации $\zeta_{СТб}$ для базового варианта по данным мониторинга

По результатам мониторинга были рассчитаны также текущие значения холодопроизводительности АБХМ $Q_{0.АБхм}$ и потенциально возможного количества холода $Q_{0.втр}$, который можно было бы получить трансформацией в АБХМ (при тепловом коэффициенте $\zeta_{АБХМ}$ = 0,7) сбросной теплоты $Q_{г.п}$ (рис. 4) базовой системы трансформации (рис. 6).

2. Двухступчатая абсорбционно-эжекторная система трансформации теплоты газопоршневого модуля с охлаждением наддувочной газовоздушной смеси

Разработано схемо-техническое решение двухступенчатой абсорбционно-эжекторной системы утилизации теплоты в АБХМ и ЭХМ на низкокипящем рабочем теле (НРТ), например R142B глубокой утилизации теплоты (рис. 6).

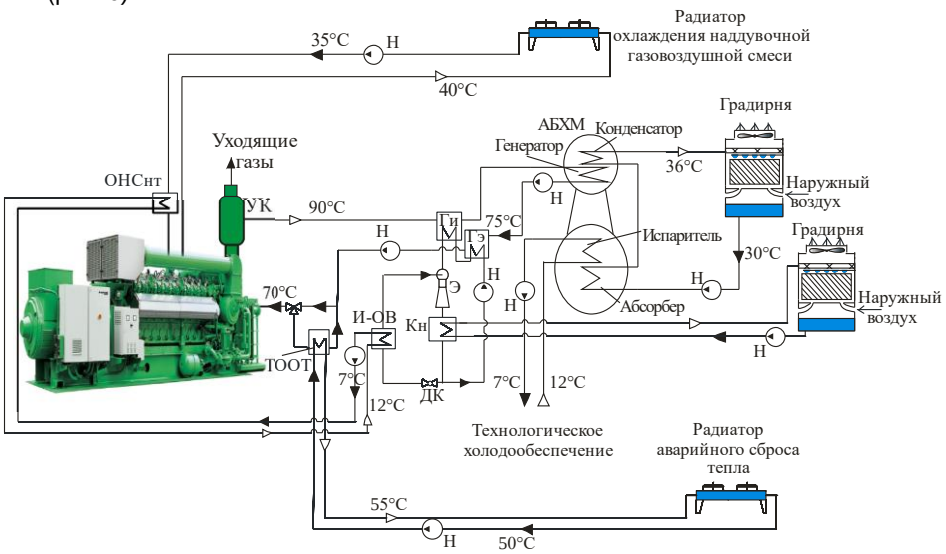


Рисунок 6 – Схема двухступенчатой абсорбционно-эжекторной системы трансформации сбросной теплоты когенерационного модуля JMS 420 GS с ЭХМ после АБХМ по горячей воде: УК – утилизационный котел; ТООТ – теплообменник охлаждения обратного теплоносителя; Н – насос; $ОНС_{нт}$ – охладитель наддувочной газовоздушной смеси низкотемпературный; Э – эжектор; И-ОВ –испаритель-охладитель воды; Кн – конденсатор; $Г_и$ и $Г_э$ – испарительная и экономайзерная секции генератора паров хладона ЭХМ; ДК – дроссельный клапан

Тепловые нагрузки (теплота горячего теплоносителя от ГПД): АБХМ $Q_{гА}$; ЭХМ $Q_{гЭ} = Q_{г.п}$; АЭХМ $Q_{гАЭ} = Q_{гА} + Q_{гЭ} = Q_{гА} + Q_{г.п}$.

Холодопроизводительность ЭХМ $Q_{0.ЭХМ}$; АБХМ $Q_{0.Аб}$; АЭХМ $Q_{0.Аб+ЭХМ} = Q_{0.Аб} + Q_{0ЭХМ}$.

Значения тепловых коэффициентов АБХМ $\zeta_{АБХМ}$, ЭХМ $\zeta_{ЭХМ}$, а также базовой системы трансформации сбросной теплоты только в АБХМ $\zeta_{СТАб}$ и двухступчатой абсорбционно-эжекторной системы с АБХМ и ЭХМ $\zeta_{СТ.Аб+ЭХМ}$ даны на рис. 7.

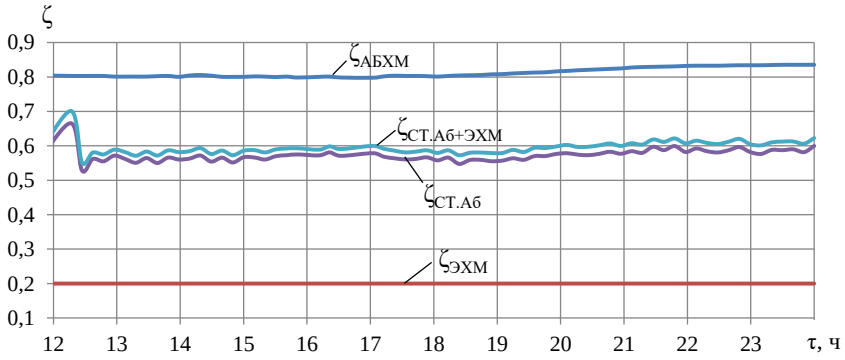


Рисунок 7 – Значения тепловых коэффициентов АБХМ $\zeta_{АБХМ}$, ЭХМ $\zeta_{ЭХМ}$, а также базовой системы трансформации сбросной теплоты только в АБХМ $\zeta_{СТАб}$ и двухступенчатой абсорбционно-эжекторной системы с АБХМ и ЭХМ $\zeta_{СТ.Аб+ЭХМ}$

Значения холодопроизводительности базовой системы трансформации сбросной теплоты только в АБХМ $Q_{0.Аб}$, дополнительно в ЭХМ $Q_{0.ЭХМ}$ и двухступенчатой абсорбционно-эжекторной системы с АБХМ и ЭХМ $Q_{0.Аб+ЭХМ}$ приведены на рис. 8.

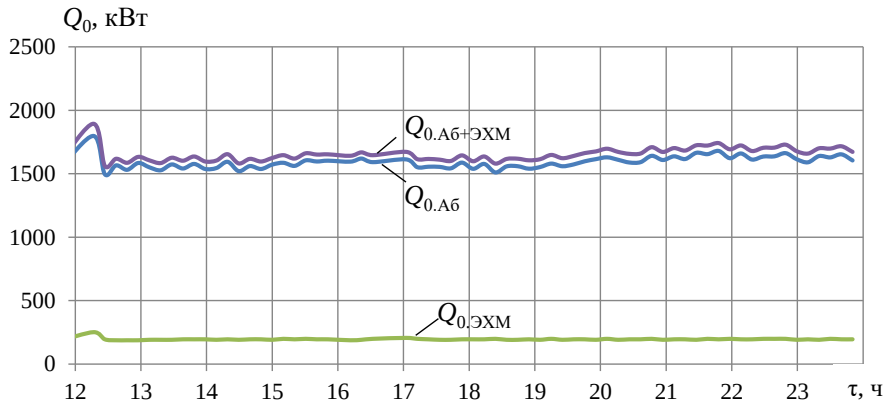


Рисунок 8 – Значения холодопроизводительности базовой системы трансформации сбросной теплоты только в АБХМ $Q_{0.Аб}$, дополнительно в ЭХМ $Q_{0.ЭХМ}$ и двухступенчатой абсорбционно-эжекторной системы с АБХМ и ЭХМ $Q_{0.Аб+ЭХМ}$

Как видно, при $\zeta_Э \approx 0{,}2$ (температурах кипения хладона R142b в испарителе $t_0 = 7$ °С, генераторе $t_{гЭ} =$ 70 °С, конденсации $t_к \approx 25$ °С) значения дополнительной холодопроизводительности, полученной в ЭХМ $Q_{0.ЭХМ}$ трансформацией теплоты, традиционно сбрасываемой радиатором аварийного сброса, составляет $Q_{0.ЭХМ} \approx 200$ кВт.

При повышенных температурах наружного воздуха, например 25...35 °С, и разности температур в радиаторе между водой и атмосферным воздухом примерно 10 °С температура охлаждающей воды на входе низкотемпературной ступени охладителя наддувочного воздуха ($ОНВ_{НТ}$), точнее ГВС, составляет соответственно 35...45 °С, что не позволяет охлаждать наддувочную ГВС ниже 40...45 °С (при разнице температур в $ОНВ_{нт}$ между наддувочной ГВС и водой 10 °С). Это значительно выше той температуры, которая поддерживается в впускном ресивере системой автоматического регулирования (САР) подачи газа в ГПД (40…45 °С), что вызывает переход ГПД на частичные режимы работы с соответствующим увеличением удельного расхода топлива в сравнении с номинальным режимом (для сохранения теплового состояния двигателя на допустимом уровне).

С целью обеспечения эксплуатации ГПД на номинальном или близких к нему режимах без сокращения производства электроэнергии и ухудшения топливной экономичности необходимо поддерживать стабильно низкие температуры наддувочной ГВС $t_{нс}$ в $ОНВ_{нт}$ – не выше 40..45 °С, на которые настроена САР подачи топливного газа в ГПД.

Самым простым вариантом было бы использовать охлаждающую воду от градирни мокрого типа, которой охлаждают уже установленную АБХМ, но не непосредственно для охлаждения ГВС в $ОНВ_{нт}$, а опосредованно – охлаждая воду контура $ОНВ_{НТ}$ в промежуточном пластинчатом ТО, то есть переходя на трехконтурную систему охлаждения наддувочной ГВС вместо традиционной с радиатором – градирней сухого типа.

Однако для того, чтобы поддерживать температуры наддувочного воздуха во впускном ресивере на уровне необходимых 40...45 °С и свести к минимуму работу ГПД на частичных режимах, необходимо дополнительное (к охлаждению в градирне) снижение температуры охлаждающей воды перед ее подачей в $ОНВ_{НТ}$. Для этого целесообразно использовать дополнительную холодопроизводительность, полученную за счет глубокой утилизации теплоты ГПД (рис. 8).

Результаты расчета температуры охлажденной в $ОНВ_{нт}$ наддувочной ГВС с градирней мокрого типа $t_{нс.мг}$ по программе фирмы "Guntner" при текущих значениях температуры мокрого термометра $t_м$ и наружного воздуха $t_{нв}$ на входе градирни мокрого типа в течение суток представлено на рис. 9. Согласно данным производителей градирен температура охлажденной в них воды на 3 °С выше, чем по мокрому термометру $t_м$. Соответствующие величины снижения температуры наддувочной ГВС в $ОНВ_{НТ}$ системы охлаждения с градирней мокрого типа $\Delta t_{нс.мг} = t_{нс.Р} - t_{нп.мг}$ и в $ОНВ_{НТ}$ с ЭХМ $\Delta t_{нс.Э} = t_{нп.Р} - t_{нп.А}$ (тут $t_{нп.А} = 22$ °С).

При этом температура охлаждающей воды на выходе испарителя-охладителя воды (И-ВО) ЭХМ $t_х = t_0 + 5$ °С= 12 °С, где температура кипения $t_0 = 7$ °С, а температура наддувочной ГВС, охлажденной в $ОНВ_{НТ}$, $t_{нс.Э} = t_х + 10$ °С= 12 + 10 °С = 22 °С. Благодаря поддержанию постоянной температуры охлаждающей воды на выходе из И-ВО ЭХМ , т. е. на входе $ОНВ_{НТ}$, температура охлажденной в $ОНВ_{нт}$ наддувочной ГВС

поддерживается постоянной независимо от изменения температуры наружного воздуха $t_{зп}$ на уровне $t_{нс.Э}$ = 22 °С, что значительно ниже температуры 40 °С, на которую настроена САР подачи газа в ГПД.

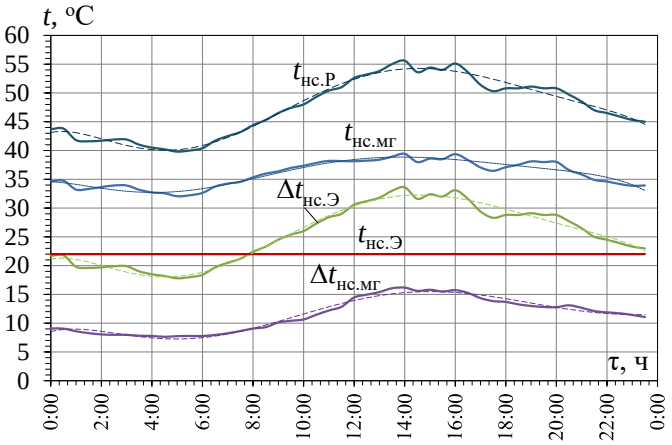


Рисунок 9 – Текущие значения температуры охлажденной в ОНВ$_{НТ}$ наддувочной ГВС: типовой системы с радиатором $t_{нс.Р}$; градирней мокрого типа $t_{нс.мг}$ и с ЭХМ $t_{нс.Э}$, снижения температуры наддувочной ГВС в ОНВ$_{нт}$ для систем охлаждения с градирней мокрого типа $\Delta t_{нс.мг} = t_{нс.Р} - t_{нс.мг}$ и с ЭХМ $\Delta t_{нс.Э} = t_{нс.Р} - t_{нс.Э}$ ($t_{нс.Э}$ = 22 °С) по сравнению с температурой наддувочной смеси $t_{нс.Р}$, охлажденной в ОНВ$_{НТ}$ радиатором в течение суток

Как видно, наиболее глубокое охлаждение наддувочной ГВС обеспечивает система оборотного охлаждения с ЭХМ – на 20...30 °С больше по сравнению с радиатором: $\Delta t_{нс.Э} = t_{нс.Р} - t_{нс.Э}$ = 20…30 °С, а с градирней мокрого типа: $\Delta t_{нс.мг} = t_{нс.Р} - t_{нс.мг}$ = 10…15 °С.

Таким образом, система охлаждения наддувочной ГВС с ЭХМ обеспечивает стабилизацию температуры наддувочной ГВС $t_{нс.Э}$ (независимо от изменения температуры наружного воздуха $t_{нв}$) на уровне $t_{нс.Э}$ = 22 °С, что значительно ниже температуры 40 °С, на которую настроена САР подачи газа в ГПУ. Такая система практически исключает эксплуатацию ГПД на частичных режимах, вызывающих сокращение производства электроэнергии и ухудшение топливной экономичности ГПД. Для этого располагаемой холодопроизводительности ЭХМ $Q_{0.ЭХМ}$ (рис. 8), получаемой за счет глубокой утилизации теплоты обратного теплоносителя, обычно сбрасываемой в атмосферу радиатором аварийного сброса (рис. 1), должно быть достаточно для покрытия ее затрат на дополнительное охлаждение наддувочной ГВС в ЭХМ. Об этом можно судить по результатам расчетов на рис. 10 и 11.

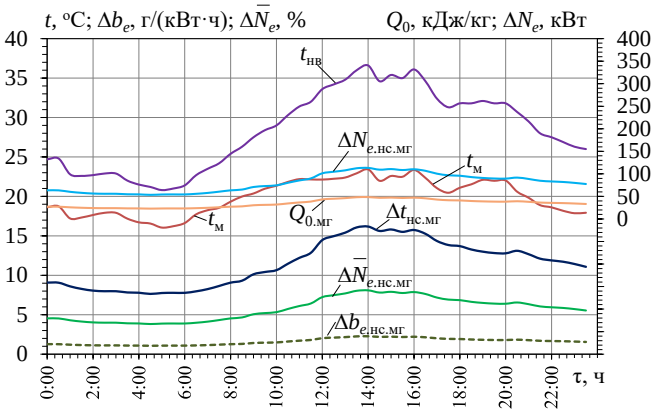


Рисунок 10 – Текущие значения $t_{нв}$ и $t_м$, охлажденной в ОНВ$_{НТ}$ наддувочной ГВС градирней мокрого типа $t_{нс.мг}$, снижения температуры наддувочной ГВС в ОНВ$_{нт}$ для градирни мокрого типа: $\Delta t_{нс.мг} = t_{нс.Р} - t_{нс.мг}$ по сравнению с температурой наддувочной ГВС, охлажденной в ОНВ$_{нт}$ радиатором, соответствующих затрат холодопроизводительности (эквивалентной для градирни мокрого типа) на охлаждение наддувочной ГВС градирней мокрого типа $Q_{0.мг}$, уменьшения удельного расхода топлива $\Delta b_{нс.мг}$ и увеличения электрической мощности $\Delta N_{нс.мг}$ и относительных величин $\Delta N_{нп.мг}$, %

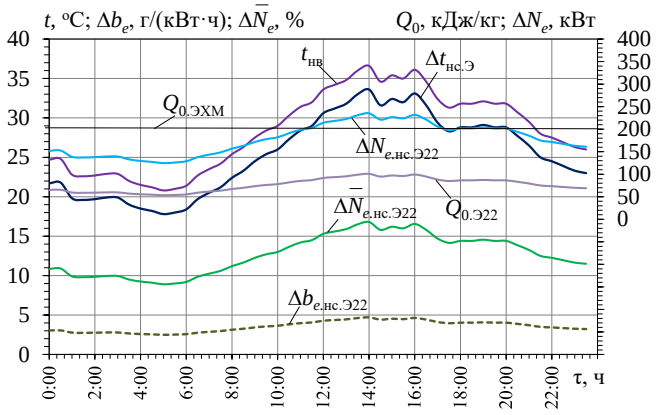


Рисунок 11 – Текущие значения $t_{нв}$, снижения температуры наддувочной ГВС в $ОНВ_{нт}$ в ЭХМ: $\Delta t_{нс.Э22} = t_{нс.Р} - t_{нс.Э22}$ ($t_{нс.Э22}$ = 22 °С) по сравнению с температурой наддувочной ГВС, охлажденной в $ОНВ_{нт}$ радиатором, соответствующих затрат холодопроизводительности ЭХМ $Q_{0.Э22}$, располагаемой холодопроизводительности ЭХМ $Q_{0.ЭХМ}$, уменьшения удельного расхода топлива за счет охлаждения наддувочной ГВС в ЭХМ $\Delta b_{нс.Э22}$ и увеличения электрической мощности $\Delta N_{нс.Э22}$ и в относительных величинах $\Delta N_{нс.Э22}$, %

Как видно, затраты холодопроизводительности ЭХМ на дополнительное охлаждение наддувочной ГВС $Q_{0.Э22}$ меньше располагаемой холодопроизводительности ЭХМ $Q_{0.ЭХМ}$ = 200 кДж/кг (рис.8), получаемой за счет глубокой утилизации теплоты обратного теплоносителя. Дополнительное охлаждение наддувочной ГВС в ЭХМ обеспечивает существенное улучшение топливной экономичности ГПД по сравнению с традиционным охлаждением в радиаторе: уменьшение удельного расхода топлива $\Delta b_{нс.Э22}$ на 3…4 г/(кВт·ч) и увеличение электрической мощности ГПД $\Delta N_{нс.Э22}$ на 10…15 % при повышенных температурах наружного воздуха в летние месяцы.

Заключение

Разработана усовершенствованная система утилизации потерь тепла, что сбрасывается в атмосферу радиатором аварийного сброса в традиционных системах автономного энергообеспечения с АБХМ. Эти потери составляют около 25 %. Предложено утилизировать их эжекторной холодильной машиной, а полученный холод использовать для дополнительного охлаждения наддувочной ГВС ГПД, которую обычно охлаждают радиатором, что при повышенных температурах наружного воздуха оказывается недостаточным и приводит к ухудшению топливной экономичности ГПД. Показано, что дополнительное охлаждение наддувочной ГВС позволяет уменьшить удельный расход топлива и увеличить выработку электроэнергии на 10…12 % по сравнению с традиционным радиаторным охлаждением.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. [1] Elsenbruch, T. Jenbacher gas engines a variety of efficient applications [Текст] / T. Elsenbruch // Bucureşti, October 28. – 2010. – 73 с.

2. [2]GE Jenbacher Company. Economic utilization of Biomass and Municipal Waste for power generation. Some energy lasts for generations / GE Jenbacher Company Overview. – June 13, 2007. – 39 с.

3. [3] Possidente, R. Experimental analysis of microcogeneration units based on reciprocating internal combustion engine [Текст] / R. Possidente, C. Roselli, M. Sasso, S. Sibilio // Energy and Buildings. – 2006. – № 38. – 5 с.

4. [4] Rouse, G. GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype / G. Rouse, M. Czachorski, P. Bishop, J. Patel. – GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI). – January 2006. – 495 с.

5. [5] Radchenko, M. Semi-Empirical Correlations of Pollution Processes on the Condensation Surfaces of Exhaust Gas Boilers with Water-Fuel Emulsion Combustion [Текст] / M. Radchenko, R. Radchenko, V. Kornienko, M. Pyrysunko // In: Ivanov V. et al. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. – 2020. – с. 853-862.

6. [6] Radchenko, M., Enhancing the utilization of gas engine module exhaust heat by two-stage chillers for combined electricity, heat and refrigeration / M. Radchenko, R. Radchenko, O. Ostapenko, A. Zubarev, A. Hrych //

The 5th "International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018". – Jiangsu, Nanjing, China, 2019. – С. 240–244.

7. [7] Mro´z Tomasz, M. Thermodynamic and economic performance of the LiBr–H2O single stage absorption water chiller [Текст] / M. Mro´z Tomasz // Applied Thermal Engineering. – 2006. – № 26. – 7 с.

8. [8] Radchenko, A. Increasing electrical power out-put and fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by absorption chiller scavenge air cooling on the base of monitoring data treatment [Текст] / A. Radchenko, M. Radchenko, A. Konovalov, A. Zubarev // E3S Web of Conferences. HTRSE-2018. – 2018. – № 70, 03011. – 6 с.

9. [9] Radchenko, A. Monitoring the Fuel Efficiency of Gas Engine in Integrated Energy System [Текст] / A. Radchenko, D. Mikielewicz, S. Forduy, M. Radchenko, A. Zubarev // In: Nechyporuk M., Pavlikov V., Kritskiy D. (eds) Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering (ICTM 2019). Advances in Intelligent Systems and Computing. Springer, Cham. – 2020. – № 1113. – С. 363–370.

10. [10] Trushliakov, E. Increasing the Operation Efficiency of Air Conditioning System for Integrated Power Plant on the Base of Its Monitoring / E. Trushliakov, A. Radchenko, S. Forduy, A. Zubarev, A. Hrych // In: Nechyporuk M., Pavlikov V., Kritskiy D. (eds) Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering. Advances in Intelligent Systems and Computing. Springer, Cham. – 2020. – № 1113. – С. 351–360. DOI https://doi.org/10.1007/978-3-030-37618-5_30

RADCHENKO R.N., RADCHENKO N.I., TSOY A.P., FORDUY S.G. , ZUBAREV A.A.

Utilizing the Heat of gas module by an absorption lithium-bromide chiller with an ejector booster stage

Abstract *In integrated electrical, heat and cold supply installations, gas piston engines (GE) are widely used. The heat removed from the GE in the form of hot water with a temperature of about 90 °C is transformed into cold by an absorption lithium-bromide-chiller (ACh) with a decrease in water temperature by no more than 10...15 °C. At the same time, in order to maintain the thermal state of the GE at a safe level, the temperature of chilled water at the inlet of the engine should not be higher than 70 °C. Excessive heat is discharged into the atmosphere by the emergency discharge radiator. These losses are about 25%. A system for their utilization after an ACh in ejector refrigeration chiller is proposed. With this the cold received can be used for additional cooling of the GE charged gas-air mixture, which is usually cooled by a radiator, which at high temperatures can be insufficient and lead to a deterioration in the fuel efficiency of the GE. It is shown that at elevated ambient air temperatures additional cooling of the charged gas-air mixture of the gas engine allows to reduce specific fuel consumption and increase power generation.*

Key words: absorption chiller, ejector chiller, heat recovery

Радченко А.М., Радченко М.І., Цой А.П., , Фордуй С.Г., , Зубарєв А.А,

Утилізація теплоти газового модуля абсорбційною бромистолітієвою холодильною машиною з ежекторним бустерним ступенем

Анотація *В установках автономного електро-, тепло- і холодозабезпечення широко застосовуються газопоршневі двигуни (ГПД). Теплота, що відводиться від ГПД у вигляді гарячої води з температурою приблизно 90 °С, трансформується в холод абсорбційною бромістолітіевою холодильною машиною (АБХМ) з пониженням температури води не більше ніж на 10 ... 15 °С. У той же час для підтримки термічного стану ГПД на безпечному рівні температура охолодженої води на вході двигуна повинна бути не вище 70 ° С. Надлишок тепла скидається в атмосферу радіатором аварійного скидання. Ці втрати становлять близько 25%. Запропоновано систему їх утилізації після АБХМ ежекторною холодильною машиною. При цьому отриманий холод можна використовувати для додаткового охолодження наддувочної газоповітряної суміші ГПД, яку зазвичай охолоджують радіатором, що при підвищених температурах зовнішнього повітря може виявитися недостатнім і привести до погіршення паливної економічності ГПД. Показано, що при підвищених температурах зовнішнього повітря додаткове охолодження наддувочної газоповітряної суміші ГПД дозволяє зменшити питому витрату палива і збільшити вироблення електроенергії.*

Ключові слова: *абсорбційна холодильна машина, ежекторна холодильна машина, утилізація теплоти*

УДК 621.57

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ В РЕАЛЬНЫХ КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Радченко Н.И.[1], док. тех. наук, профессор Радченко А.Н.[1], канд. тех. наук, доцент Цой А.П.[2], канд. тех. наук, профессор Кантор С.А.[3], канд. тех. наук Ткаченко В.С.[1], аспирант
[1]Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова; [2]Алматинский Технологический Университет; [3]АО «Завод «Экватор»
[1]Украина, Николаев; [2]Республика Казахстан, Алматы; [3]Украина, Николаев
E-mail: a – nirad50@gmail.com

Аннотация Эффективность работы систем кондиционирования воздуха (СКВ) зависит от продолжительности их работы и нагрузки на их холодильные машины определенной установленной (проектной) холодопроизводительности. Поскольку эффективность работы железнодорожных СКВ и их холодильных машин зависит от продолжительности их эксплуатации на рейсовой линии, ее можно оценить по выработке холода за рассматриваемый период эксплуатации.

Разработан метод определения рациональной проектной тепловой нагрузки на систему кондиционирования железнодорожного транспорта, соответствующей изменяющимся климатическим условиям и обеспечивающей максимальную выработку холода за период эксплуатации.

Один из наиболее привлекательных резервов повышения эффективности систем кондиционирования воздуха заключается в эффективной работе их воздухоохладителей (испарителей хладагента) при меняющихся тепловых нагрузках в соответствии с текущими климатическими условиями.

Предложенная концепция повышения тепловой эффективности воздухоохладителей с кипением хладагента внутри змеевиков позволяет решить проблему ее снижения из-за неравномерного распределения внешней тепловой нагрузки между змеевиками и меняющихся тепловых нагрузок в целом на воздухоохладители путем рециркуляции жидкого хладагента в воздухоохладителе струйным насосом (инжектором), что обеспечивает исключение конечной стадии испарения хладагента с низкой интенсивностью теплоотдачи к перегретым парам хладагента.

Принцип рециркуляции жидкого хладагента весьма эффективный для воздухоохладителей железнодорожных кондиционеров, на эффективности которых сильно сказываются меняющиеся тепловые нагрузки, обусловленные текущими климатическими условиями эксплуатации на конкретной рейсовой линии.

Ключевые слова: *железнодорожный кондиционер, воздухоохладитель, струйный насос*

Введение

Эффективность эксплуатации систем кондиционирования воздуха (СКВ), в частности, и железнодорожных кондиционеров, зависит от продолжительности их работы и загруженности холодильных машин (ХМ) в соответствии с текущими затратами холодопроизводительности на тепловлажностную обработку воздуха. Чем больше загруженность ХМ и продолжительность работы СКВ в течение определенного периода (месяца, сезона, года), тем больше выработка холода холодильной машиной, т.е. более полно используется установленная (проектная) холодопроизводительность.

Поэтому правомерно оценивать эффективность использования железнодорожных кондиционеров и, соответственно, холодопроизводительности их холодильных машин по выработке холода в соответствии с его текущими затратами при эксплуатации в климатических условиях на конкретных рейсовых линиях за один из наиболее теплых летних месяцев (июль, август).

Вполне очевидно, что максимальной, точнее, близкой максимальной, выработке холода за выбранный период эксплуатации (например, месяц) будет соответствовать рациональная установленная (проектная) холодопроизводительность кондиционеров.

Выбору проектной тепловой нагрузки СКВ посвящено немало исследований в области тригенерационных установок – комбинированной выработки энергии, тепла и холода [1, 2], включая методы согласования режимов их выработки и потребления [3, 4], а также критерии оценки их эффективности [5, 6]. Анализ результатов большинства исследований приводит к заключению, что о правильности выбора рациональной проектной тепловой нагрузки можно судить по годовому эффекту, в частности, в виде сокращения потребления топлива [7, 8], увеличения выработки разных видов энергии [9, 10] как базовых составляющих при оценке экономической эффективности технического решения.

Известные способы выравнивания тепловых нагрузок на змеевики ВО применением направляющих воздушный поток заслонок, подбором подводящих хладагент трубок от распределителя ("паука") также энергозатратны и недостаточно эффективны.

Не дает принципиального решения проблемы снижения тепловой эффективности ВО в реальных условиях эксплуатации при неравномерных по поверхности (змеевиков) ВО и меняющихся (в соответствии с текущими параметрами наружного воздуха) тепловых нагрузках применение современных систем кондиционирования с регулированием расхода хладагента (Variable Refrigerant Flow (VRF) system) [23, 24] и компрессоров регулируемой производительности [25, 26], поскольку поддержание требуемого перегрева паров хладагента на выходе ВО не исключает неэффектиной работы отдельных змеевиков при кипении хладагента в режиме "сухой стенки".

Решением проблемы мог быть переход на насосную циркуляцию хладагента в ВО, тем более, что в железнодорожных кондиционерах уже предусмотрено наличие отделителей жидкости на всасывании компрессора и ресиверов для хранения избыточного хладагента. Насосная циркуляция жидкого хладагента в испарителях обеспечивает эффективную работу крупных промышленных разветвленных систем охлаждения, а также морозильных аппаратов. Но для таких минисистем циркуляции хладагента в компактных железнодорожных кондиционерах применение электронасосов минимальных размеров тоже решение не из дешевых. Весьма перспективным является применение для циркуляции струйных аппаратов (эжекторов) [27, 28], в случае жидкого хладагента – насоса струйного типа (инжектора) [29, 30], который использует потенциальную энергию жидкого хладагента высокого давления на выходе из конденсатора (разность давлений в конденсаторе и испарителе), обычно теряемую при дросселировании жидкого хладагента в ТРВ. Инжекторная рециркуляция жидкого хладагента успешно может быть реализована в воздухоохладителях железнодорожных кондиционеров, в холодильных машинах которых уже предусмотрены отделители жидкости на всасывании компрессора

Цель работы – *разработка* метода определения рациональной тепловой нагрузки на кондиционеры и системы циркуляции хладагента, обеспечивающих их эффективную работу при резко меняющихся климатических условиях на конкретных железнодорожных рейсах.

Объекты и методы исследования

Объектом исследования являются железнодорожные кондиционеры, процессы тепловлажностной обработки воздуха в которых отличаются значительными колебаниями тепловых нагрузок в соответствии с климатическими условиями на конкретных рейсовых линиях и для которых весьма остро стоит проблема повышения тепловой эффективности воздухоохладителей в условиях неравномерной тепловой нагрузки, а также выбора рациональной проектной холодопроизводительности, обеспечивающей покрытие ее текущих затрат при минимальной установленной мощности, соответственно и стоимости, холодильных машин.

Эффективность работы железнодорожных кондиционеров и их ХМ зависит от текущих тепловых нагрузок и продолжительности их работы при разных нагрузках на конкретных рейсовых линиях. Ее целесообразно оценивать по выработке холода в соответствии с его текущими затратами за определенный промежуток времени, к примеру, за летний месяц (июль, август), когда имеют место повышенные тепловые нагрузки.

Предложен метод определения проектной (установленной) холодопроизводительности Q_0 кондиционеров исходя из максимальной (близкой максимальной) выработки холода $\Sigma(Q_0 \cdot \tau)$ в соответствии с его текущими затратами за определенный период эксплуатации τ, час. С целью распространения результатов расчетов на СКВ и ХМ разной холодопроизводительности Q_0 ее представляют в относительном виде как удельную холодопроизводительность $q_0 = Q_0 / G_в$, кВт/(кг/с), или кДж/кг, приходящуюся на единицу массового расхода воздуха $G_в$, кг/с, через ВО.

Удельная холодопроизводительность q_0, кДж/кг:

$$q_0 = \xi \cdot c_{вл} \cdot \left(t_{нв} - t_{в2}\right),$$

где ξ – коэффициент влаговыпадения; $t_{нв}$ – текущая температура наружного воздуха, °С; $t_{в2}$ – температура охлажденного воздуха, °С; $c_{вл}$ – удельная теплоёмкость воздуха, кДж/(кг·К).

Соответственно выработку холода ХМ за определенный период в соответствии с его затратами на СКВ рассчитывают также в удельных величинах как $\sum(q_0 \cdot \tau)$, кДж·ч/кг, для единичного расхода воздуха через ВО: $G_в$ = 1 кг/с.

Вполне очевидно, что максимальной, точнее, близкой максимальной, выработке холода будет соответствовать рациональная установленная (проектная) холодопроизводительность кондиционеров. Такой подход к выбору установленной (проектной) холодопроизводительности кондиционеров отличается от

общепринятого – по максимальной текущей тепловой нагрузке. При этом используется статистический метод анализа данных по тепловым нагрузкам и их продолжительности путем их выборки для разных величин установленной (проектной) холодопроизводительности кондиционеров, т.е. построением кумулятивной характеристики потребления холода для конкретных рейсовых линий.

Результаты и их обсуждение

1. Тепловые нагрузки на воздухоохладители железнодорожных кондиционеров на рейсовой линии

Текущие значения температуры $t_{нв}$ и относительной влажности $\varphi_{нв}$ наружного воздуха [31, 32] и снижение его температуры $\Delta t_в$ в результате охлаждения до температуры $t_{в2}$ = 15 °С и соответствующей текущей удельной тепловой нагрузки q_0 (удельной холодопроизводительности холодильной машины – при единичном массовом расходе воздуха G_a = 1 кг/с) при охлаждении наружного воздуха до температуры $t_{в2}$ = 15 °С и климатических условиях курсирования поездов по прямому Киев-Херсон (К-Х) и обратному Херсон-Киев (Х-К) маршрутах для 1.08-3.08. 2017 представлены на рис. 1, а для рейсовой линии Херсон-Львов (Х-Л) и Львов-Херсон (Л-Х) за трое суток 1.07-3.07. 2018 – на рис. 2.

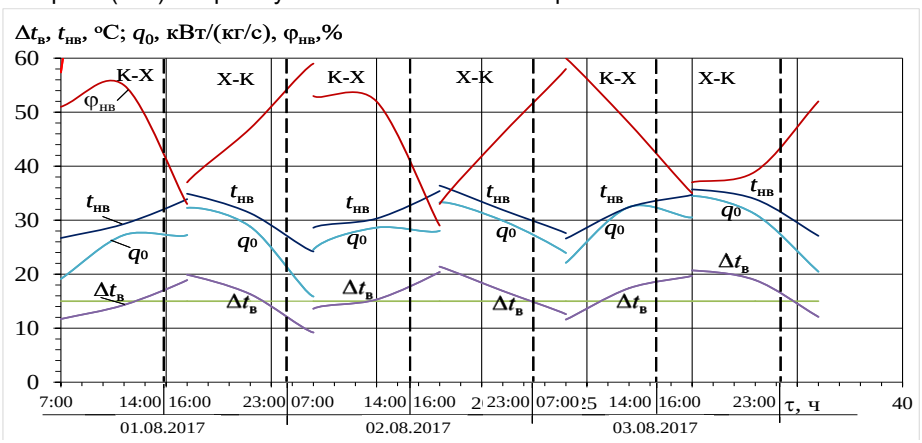


Рисунок 1 – Текущие значения температуры $t_{нв}$ и относительной влажности $\varphi_{нв}$ наружного воздуха, снижения температуры $\Delta t_в$ в результате охлаждения наружного воздуха до $t_{в2}$ = 15 °С и соответствующей удельной тепловой нагрузки (холодопроизводительности) q_0 в течение прямых рейсов Херсон-Львов (Kh-Lv) и обратных рейсов Львов-Херсон (Lv-Kh) за трое суток 1.08-3.08. 2018

Как видно, характер графиков изменения текущих значений удельной тепловой нагрузки (холодопроизводительности) q_0 и снижения температуры Δt_a при охлаждении наружного воздуха до t_{a2} = 15 °С не совпадает из-за разного поведения кривых относительной влажности $\varphi_{нв}$ наружного воздуха и влияния соответствующей скрытой теплоты конденсации водяных паров.

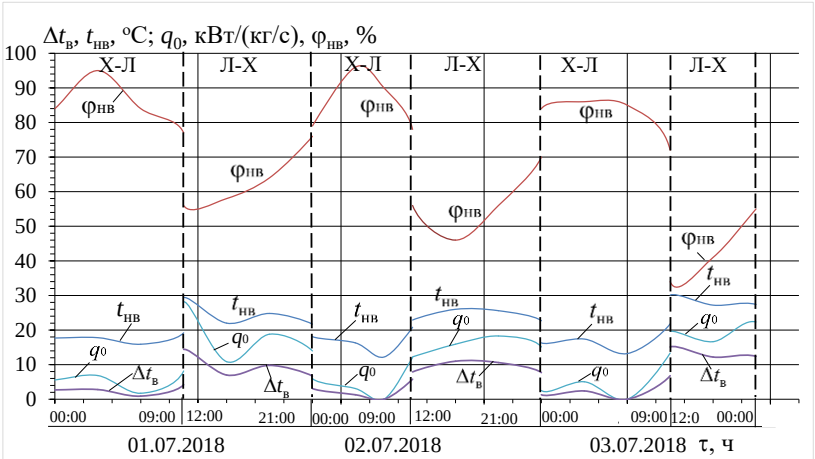


Рисунок 2 – Текущие значения температуры $t_{нв}$ и относительной влажности $\varphi_{нв}$ наружного воздуха, снижения температуры $\Delta t_в$ в результате охлаждения наружного воздуха до $t_{в2}$ = 15 °С и соответствующей удельной тепловой нагрузки (холодопроизводительности) q_0 в течение прямых рейсов Херсон-Львов (Х-Л) и обратных рейсов Львов-Херсон (Л-Х) за трое суток 1.07-3.07. 2018

Существенное изменение текущих удельных тепловых нагрузок q_0 на воздухоохладитель СКВ требуют выбора его рациональной расчетной величины, обеспечивающей максимальную выработку холода в течение рассматриваемого периода времени.

Значительные изменения текущих тепловых нагрузок q_0 на воздухоохладители СКВ ставят остро проблему выбора их рациональной проектной величины, обеспечивающей максимальную выработку (потребление) холода в соответствии с текущими его затратами за рассматриваемый период времени.

Значения месячной выработки холода в относительных величинах $\sum(q_0 \cdot \tau)$ (при массовом расходе воздуха $G_в$ = 1 кг/с) в зависимости от проектной удельной холодопроизводительности $q_0 = Q_0 / G_a$ холодильной машины для охлаждения наружного воздуха до температуры t_{a2} = 15 °С в климатических условиях на рейсовой лини Херсон-Львов и Львов-Херсон за август 2018 года представлены на рис.3, а рейсовой лини Киев-Херсон и Львов-Херсон за июль 2018 года – на рис.4.

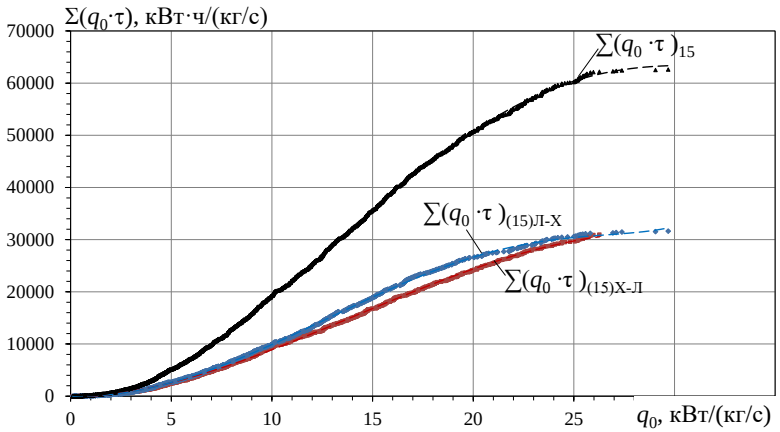


Рисунок 3 – Месячное потребление холода $\sum(q_0 \cdot \tau)_{15}$ при охлаждении наружного воздуха до температуры t_{a2} = 15 °С в зависимости от проектной удельной холодопроизводительности $q_0 = Q_0 / G_a$: $\sum(q_0 \cdot \tau)_{(15)Х-Л}$ – суммарное за все прямые рейсы Херсон-Львов; $\sum(q_0 \cdot \tau)_{(15)Л-Х}$ – суммарное за все обратные рейсы Львов- Херсон, август 2018

Как видно из рис. 3, удельное потребление холода в августе $\sum(q_0 \cdot \tau)$ при охлаждении наружного воздуха до температуры t_{a2} = 15 °С и удельной холодопроизводительности q_0 = 27-28 кДж/кг, или кВт/(кг/с), составляет $\sum(q_0 \cdot \tau) \approx$ 22-23 МДж/(кг/ч) для всех прямых рейсов Херсон-Львов и обратных рейсов Львов-Херсон при монотонном возрастании месячного потребления $\sum(q_0 \cdot \tau)$ в соответствии с увеличением удельной холодопроизводительности q_0 до величины 27-28 кДж/кг.

Из-за незначительного приращения $\sum(q_0 \cdot \tau)$ дальнейшее увеличение удельной холодопроизводительности q_0 свыше 27-28 кДж/кг не приводит к заметному увеличению месячной выработки холода $\sum(q_0 \cdot \tau)$, но требует увеличения размеров холодильной машины и, соответственно, стоимости. Поэтому удельную холодопроизводительность q_0 = 27-28 кДж/кг принимают за рациональную и исходя из нее рассчитывают полную проектную холодопроизводительность Q_0 установленной холодильной машины для соответствующего расхода воздуха через воздухоохладитель

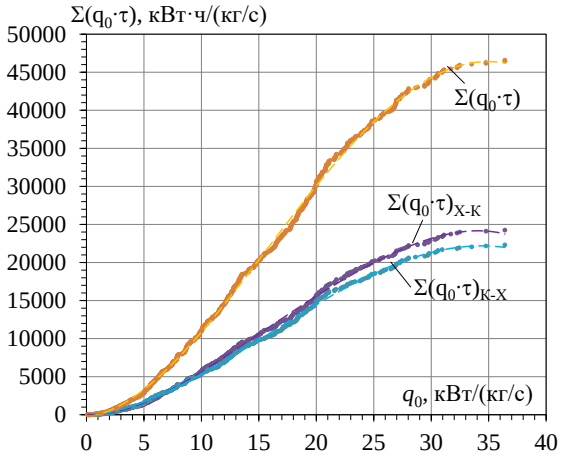


Рисунок 4 – Месячное потребление холода $\sum(q_0 \cdot \tau)$ при охлаждении наружного воздуха до температуры $t_{в2}$ = 15 °С в зависимости от проектной удельной холодопроизводительности q_0 : $\sum(q_0 \cdot \tau)_{К-Х}$ – суммарное за все прямые рейсы Киев-Херсон; $\sum(q_0 \cdot \tau)_{Х-К}$ – суммарное за все обратные рейсы Херсон-Киев, а также суммарное для прямого и обратного рейсов за июль 2017

Как видно, удельное потребление холода в июле $\sum(q_0 \cdot \tau)$ при охлаждении наружного воздуха до температуры $t_{в2}$ = 15 °С и удельной холодопроизводительности q_0 = 32 кДж/кг составляет $\sum(q_0 \cdot \tau) \approx$ 22-24 МДж/(кг/ч) для прямых Киев-Херсон и обратных Херсон-Киев рейсов при монотонном возрастании месячного потребления $\sum(q_0 \cdot \tau)$ в соответствии с увеличением удельной холодопроизводительности q_0 до величины 32 кДж/кг.

Поэтому удельную холодопроизводительность q_0 = 32 кДж/кг принимают за рациональную и исходя из нее рассчитывают полную проектную холодопроизводительность Q_0 установленной холодильной машины для соответствующего расхода воздуха через воздухоохладитель G_a , кг/с: $Q_0 = G_a \cdot q_0$, кВт.

2. Особенности теплообмена при кипении хладагента в змеевиках воздухоохладителей

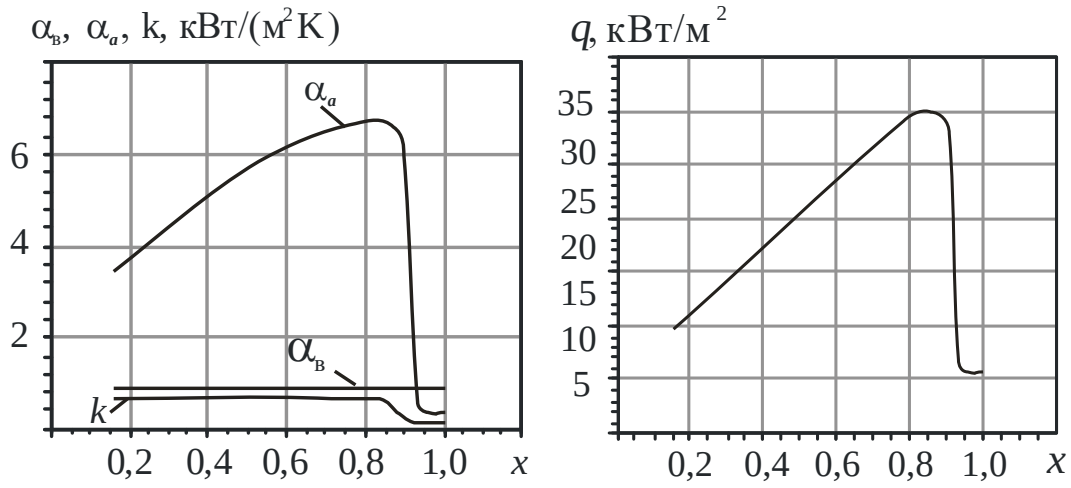
Конвективное испарение хладагента внутри каналов характеризуется резким падением интенсивности теплообмена на завершающей стадии испарения, когда происходит так называемый кризис теплоотдачи второго рода (рис. 5). Это происходит из-за высыхания поверхности внутренней стенки канала при переходе двухфазного потока хладагента из кольцевого режима течения в дисперсный (туман).

В компактных воздухоохладителях с оребренными трубами коэффициент теплоотдачи к хладагенту α_a на заключительной стадии его испарения значительно ниже, чем к воздуху $\alpha_в$. Это приводит к резкому снижению общего коэффициента теплопередачи k и плотности теплового потока q при массовом паросодержании около $x_{cr} \approx 0{,}9$, что соответствует осушению поверхности стенки канала при переходе от кольцевого к дисперсному режиму течения (рис. 5).

Расчеты выполнены для воздухоохладителя с пластинчатым оребрением труб наружным и внутренним диаметрами 12 и 10 мм, температурой воздуха на входе $t_{в1}$ = 25 °С и выходе $t_{в2}$ = 15 °С, температурой кипения хладагента на выходе t_{02} = 0 °С, хладагент *R*142b.

Резкое снижение плотности теплового потока q вызвано падением коэффициента теплоотдачи к кипящему хладагенту α_a , который становится даже ниже коэффициента теплоотдачи к воздуху $\alpha_в$, что приводит к снижению общего коэффициента теплоотдачи k.

С учетом того, что в традиционном воздухоохладителе с ТРВ пар на выходе из воздухоохладителя должен быть перегретым на 5…10 ºС, доля поверхности, приходящейся на завершающуюся стадию кипения и перегрева пара с крайне низкой интенсивностью теплоотдачи составляет около 20-30 %.



(а) (б)

Рисунок 5 – Изменение коэффициентов теплоотдачи к кипящему хладагенту α_a , воздуху $\alpha_в$ и общего коэффициента теплопередачи *k* (**а**) и плотности теплового потока *q*, логарифмической разности температур θ в зависимости от массового паросодержания хладагента *x* (***b***)

Следует отметить, что резкое снижение интенсивности теплоотдачи к хладагенту с переходом от кольцевого к дисперсному течению имеет место для большинства хладагентов.

3. Разработка системы циркуляции хладагента в воздухоохладителях железнодорожных кондиционеров при меняющихся климатических условиях

Для обеспечения интенсивной теплоотдачи по всей длине змеевиков воздухоохладителя следует исключить завершающую стадию испарения с осушением внутренней стенки змеевиков, т.е. обеспечить работу воздухоохладителя с неполным испарением. Неиспарившуюся жидкость необходимо отделять от пара в отделителе жидкости и направлять снова в воздухоохладитель на испарение струйным насосом (инжектором). Такой подход к повышению эффективности работы системы кондиционирования воздуха обеспечивает эффективную тепловлажностню обработку воздуха при реальных меняющихся тепловых нагрузках в соответствии с текущими климатическими условиями.

Для обеспечения интенсивного теплообмена по всей длине змеевиков воздухоохладителя необходимо исключить их концевые участки по ходу хладагента, т.е. на входе воздушного потоку при противотоке, на которых происходит завершающая стадия испарения капель в потоке перегретого пара, движущегося вдоль сухой стенки, т.е. перейти на неполное испарение. Неиспарившуюся капельную жидкость следует сепарировать от пара в отделителе жидкости и снова возвращать струйным насосом (инжектором) на испарение в воздухоохладителе (рис. 6) [15, 30].

Инжектор использует потенциальную энергию жидкого хладагента высокого давления на выходе из конденсатора (разность давлений в конденсаторе и испарителе), которая обычно теряется при дросселировании жидкого хладагента в ТРВ. Инжекторная рециркуляция жидкого хладагента успешно может быть реализована в воздухоохладителях железнодорожных кондиционеров, в холодильных машинах которых уже предусмотрены отделители жидкости на всасывании компрессора.

Эффективность воздухоохладителей определяется плотностью теплового потока q_{Fa} и при его максимальной величине q_{Famax} она максимальная. Плотность теплового потока, отнесенная к площади внутренней поверхности трубы: $q_{Fa} = k\,\theta$, где коэффициент теплоотдачи на стороне хладагента α_a может быть рассчитан по уравнениям [15], а коэффициент $\alpha_в$ теплоотдачи на стороне воздуха, отнесенный к площади внутренней поверхности трубы, θ – логарифмическая разность температур; k − общий коэффициент теплопередачи.

Существование максимального значения плотности теплового потока q_{Famax} обусловлено следующим. С увеличением массовой скорости хладагента ρ*w* коэффициент теплоотдачи к хладагенту α_a и общий коэффициент теплопередачи k увеличиваются. Но падение давления хладагента ΔP и соответствующее снижение температуры кипения хладагента Δt_0 также возрастают. В практике оптимального проектирования испарителей-воздухоохладителей значение температуры кипения хладагента t_{02} на выходе из испарителя (на всасывании компрессора) фиксируют, чтобы сохранить неизменными параметры в других характерных точках холодильного цикла [15]. При фиксированном значении t_{02} увеличение Δt_0 вызывает увеличение

температуры кипения хладагента t_{01} на входе в испаритель и, как следствие, уменьшение логарифмической разницы температур между охлаждаемым воздухом и кипящим хладагентом. Такое противоположное влияние массовой скорости хладагента ρw на k и θ приводит к существованию максимума функции $q_{Fa} = k\theta$ при вполне определенном значении массовой скорости ρw. Это значение и принимают за оптимальное $(\rho w)_{opt}$ (рис.6).

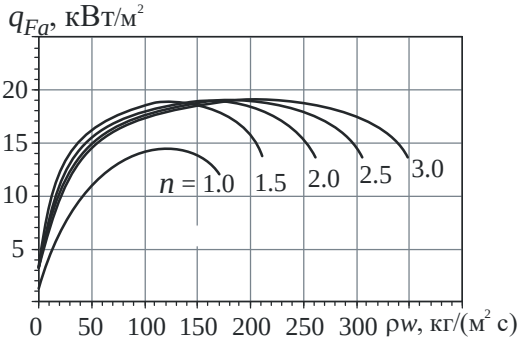


Рисунок 6 – Средние значения плотности теплового потока q_{Fa} в зависимости от массовых скоростей хладагента ρw в змеевиках воздухоохладителя: R142b, $t_{02} = 0$ °C; кратность циркуляции $n = 1.0$ – традиционный ВО с полным испарением хладагента ; $n > 1.0$ – неполное испарение хладагента при рециркуляции жидкого хладагента инжектором При полном испарении хладагента в традиционном воздухоохладителе кратность циркуляции $n = 1/x_2 = 1$, где x_2 – массовое паросодержание хладагента на выходе.

Как видно из рис. 6, рециркуляция жидкого хладагента обеспечивает значительное отклонение массовых скоростей хладагента ρw в змеевиках воздухоохладителя от их оптимального значения без заметного уменьшения теплового потока q. Это означает, что допускаются большие колебания тепловой нагрузки без снижения тепловой эффективности воздухоохладителя.

Как видно, рециркуляция жидкого хладагента в воздухоохладителе с помощью инжектора обеспечивает увеличение теплового потока q на 20…30% по сравнению с обычными воздухоохладителями с полным испарением хладагента и перегретым паром на выходе и допускает большее отклонение массовые скорости хладагента ρw от их оптимальных значений (более чем в два раза) без заметного уменьшения теплового потока q. Это означает, что допускаются большие колебания тепловой нагрузки без снижения тепловой эффективности воздухоохладителя.

Таким образом, рециркуляция жидкого хладагента сокращает влияния неравномерной тепловой нагрузки на эффективность воздухоохладителя и работу кондиционера в целом.

Заключение

Разработан метод определения рациональной проектной тепловой нагрузки на систему кондиционирования железнодорожного транспорта, соответствующей изменяющимся климатическим условиям и обеспечивающей максимальную выработку холода за период эксплуатации.

Предложена концепция повышения тепловой эффективности воздухоохладителей железнодорожных кондиционеров с кипением хладагента в змеевиках путем рециркуляции жидкого хладагента струйным насосом (инжектором), что обеспечивает исключение конечной стадии испарения хладагента с крайне низкой интенсивностью теплоотдачи к перегретым парам хладагента при повышенных тепловых нагрузках на змеевики.

Показано, что рециркуляция жидкого хладагента в воздухоохладителе струйным навосом (инжектором) обеспечивает увеличение плотности теплового потока q на 20… 30% по сравнению с обычными воздухоохладителями с полным испарением хладагента и перегретым паром на выходе и допускает большее отклонение расходов хладагента ρw, соответственно и тепловых нагрузок, от их оптимальных значений почти в два раза) без заметного уменьшения теплового потока q. Следовательно, допускаются большие отклонения тепловой нагрузки без снижения тепловой эффективности воздухоохладителей, что особенно важно для эксплуатации железнодорожных кондиционеров, отличающейся резким изменением климатических условий в течение рейсов.

Список литературы

11. [1]Ortiga, J. Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network [Текст] / J. Ortiga, J.C. Bruno, A. Coronas // Applied Thermal Engineering. – 2013. – № 50. – P. 1536–1542.

12. [2]Khaliq, A. Development and analysis of industrial waste heat based trigeneration for combined production of power heat and cold [Текст] / A. Khaliq, I. Dincer, P. B. Sharma // Journal of Energy Institute. – 2010. – №. 83 (2). – С. 79–85.

13. [3]Marques, R.P. Thermodynamic analysis of trigeneration systems taking into account refrigeration, heating and electricity load demands [Текст] / R. P. Marques, D. Hacon, A. Tessarollo, J. A. R. Parise // Energy and Buildings. – 2010. – № 42. – P. 2323–2330.

14. [4]Forsyth, J.L. Gas turbine inlet air chilling for LNG / J. L. Forsyth // IGT International Liquefied Natural Gas Conference Proceedings. – 2013. – № 3. – С. 1763–1778.

15. [5]Carvalho, M. Multicriteria synthesis of trigeneration systems considering economic and environmental aspects [Текст] / Carvalho M., Lozano M.A., Serra L.M. // Appl. Energy. – 2012. – № 91. – С. 245–254.

16. [6]Rodriguez-Aumente, P.A. District heating and cooling for business buildings in Madrid [Текст] / P. A. Rodriguez-Aumente, M. del C. Rodriguez-Hidalgo, J. I. Nogueira, A. Lecuona, M. del C. Veneg // Applied Thermal Engineering. – 2013. – № 50. – С. 1496–1503.

17. [7]Radchenko, A. Rational designing of gas turbine inlet air cooling system [Текст] / A. Radchenko, L. Bohdal, Y. Zongming, B. Portnoi, V. Tkachenko// Tonkonogyi V. et al. (eds.) Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner-2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. – 2020. – 10 с.

18. [8]Forduy, S. Enhancing the fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by chilling cyclic air / S. Forduy, A. Radchenko, W. Kuczynski, A. Zubarev, D. Konovalov // In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner-2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. – 2020. – 10 с.

19. [9]Radchenko A. Increasing electrical power out-put and fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by absorption chiller scavenge air cooling on the base of monitoring data treatment [Текст] / A. Radchenko, M. Radchenko, A. Konovalov, A. Zubarev // E3S Web of Conferences. HTRSE-2018. – 2018. – № 70, 03011. – 6 с.

20. [10]Trushliakov, E. Statistical approach to improve the efficiency of air conditioning system performance in changeable climatic conditions / E. Trushliakov, M. Radchenko, A. Radchenko, S. Kantor, Y. Zongming // The 5th "International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018". – Jiangsu, Nanjing, China, 2019. – С. 256–260. DOI: 10.1109/ICSAI.2018.8599434.

RADCHENKO N.I., RADCHENKO A.N.,TSOY A.P.,KANTOR S.A.,TKACHENKO V.S.

Improving the efficiency of railway conditioners in actual climatic conditions of operation

ABSTRACT ***THE OPERATION EFFICIENCY OF AIR CONDITIONING SYSTEMS (ACS) DEPENDS ON A DURATION OF THEIR OPERATION PERIOD AND LOADINGS OF THEIR REFRIGERATION MACHINES OF DEFINITE INSTALLED (DESIGN) REFRIGERATION CAPACITY. SO AS THE OPERATION EFFICIENCY OF RAILWAY ACS AND THEIR REFRIGERATION MACHINES DEPENDS ON A DURATION OF THEIR OPERATION ON THE ROUTE LINE IT CAN BE ESTIMATED BY A REFRIGERATION CAPACITY PRODUCTION FOR THE OPERATION PERIOD CONSIDERED.***

The method to determine the rational design heat load on railway air conditioning system matching the changeable climatic conditions and providing a maximum refrigeration capacity production for the operation period was developed.

One of the most attractive reserves of enhancing the efficiency of air conditioning systems consists in efficient operation of their air coolers (refrigerant evaporators), intended to match varying thermal loads in response to current changeable climatic conditions.

A proposed concept of enhancing heat efficiency of air coolers with boiling refrigerants inside channels is intended to solve the problem of uneven external thermal load distribution between refrigerant coils and changeable current thermal loads on air coolers by over filling all the coils through liquid refrigerant jet pump (injector) recirculation that provides excluding the final stage of refrigerant evaporation with low intensity of heat transfer to superheated vapors.

The principle of over filling all the refrigerant coils by liquid refrigerant injector recirculation is very useful for air coolers of railway air conditioners influenced by varying heat loads during operation at current changeable climatic conditions on the routes.

***Key words**: railway air conditioner, air cooler, injector*

Радченко М.І., Радченко А.М., Цой А.П., Кантор С.А., Ткаченко В.С.

Підвищення ефективності залізничних кондиціонерів у реальних кліматичних умовах експлуатації

***Анотація** Ефективність роботи систем кондиціонування повітря залежить від тривалості їх роботи і навантаження на їх холодильні машини певної встановленої холодопродуктивності. Оскільки ефективність роботи залізничних систем і їх холодильних машин залежить від тривалості їх експлуатації на рейсової лінії, її можна оцінити по виробленню холоду за аналізований період експлуатації.*

Розроблено метод визначення раціональної проектної теплового навантаження на систему кондиціонування залізничного транспорту, відповідної постійно змінюваних кліматичних умов і забезпечує максимальну вироблення холоду за період експлуатації.

Один з найбільш привабливих резервів підвищення ефективності систем кондиціонування повітря полягає в ефективній роботі їх повітроохолоджувачів (випарників холодоагенту) при мінливих теплових навантаженнях у відповідності з поточними кліматичними умовами.

Запропонована концепція підвищення теплової ефективності повітроохолоджувачів з кипінням холодоагенту усередині змійовиків дозволяє вирішити проблему її зниження через нерівномірний розподіл зовнішньої теплового навантаження між змійовиками і мінливих теплових навантажень в цілому на повітроохолоджувачі шляхом рециркуляції рідкого холодоагенту в повітроохолоджувачі струменевим насосом (інжектором), що забезпечує виключення кінцевої стадії випаровування холодоагенту з низькою інтенсивністю тепловіддачі до перегрітою парам холодоагенту.

Принцип рециркуляції рідкого холодоагенту вельми ефективний для повітроохолоджувачів залізничних кондиціонерів, на ефективності яких сильно впливають мінливі теплові навантаження, зумовлені поточними кліматичними умовами експлуатації на конкретній рейсової лінії.

***Ключові слова:** залізничний кондиціонер, повітроохолоджувач, струменевий насос*

ЗМІСТ

ПЛЕНАРНЕ ЗАСІДАННЯ

Єгоров Г.В. Актуальний стан вантажного флоту змішаного плавання. .....

Єгоров Г.В. Особливості роботи водного транспорту США і Европи. .....

Блінцов В.С., Блінцов О. В. Наукова школа «Підводна техніка»: здобутки та перспективи. .....

Парсяк В.Н. Перспективи піднесення наукової діяльності факультету Економіки моря. .....

Козир Б.Ю., Фатєєв М.В. Проблеми становлення та розвитку внутрішнього водного транспорту України.....

Слободян С.О. Харитонов Ю.М. Shipbuilding 4.0: виклики до вищої освіти.....

Некрасов В.А. Принципы организации и пути развития кораблестроительного образования в Украине.....

Секція № 1. ІННОВАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ В СУДНОБУДУВАННІ ТА СУДНОРЕМОНТІ

Щедролосєв О.В., Терлич С.В., Коновалова Г. В., Щедролосєв М. О. Технологічні особливості модульного формування плавучих будинків. .....

Щедролосєв О.В., Терлич С.В., Коновалова Г. В., Щедролосєв М. О. Особливості морехідних якостей одноярусних самохідних будинків на воді. .....

Лугінін О.Є., Терлич С.В., Коршиков Р. Ю. До розрахунку міцності днищових перекриттів з урахуванням особливостей при спусканні та постановці суден в док. .....

Северин В.В., Гладченко Д.С. Модернизация сварочного производства на ООО «СЗ «ОКЕАН» .....

Щедролосєв О.В., Коннов В.М, Узлов О.М., Кириченко К.В. Удосконалення конструктивного вузла з'єднання поперечної діафрагми з днищем понтона композитного плавучого доку. .....

Щедролосєв О.В., Терлич С.В., Коновалова Г. В., Щедролосєв М. О. Стаціонарні житлові споруди на воді: короткий огляд та історичний аналіз. .....

Симутенков И.В., Драган С. В. Наука и производство: достижения и перспективы развития службы главного технолога судостроительного завода «Океан». .....

Яглицький Ю.К. Оцінка сучасних компетенцій застосування новітніх напрямків у екстер'єрі та інтер'єрі яхт. .....

Ткач М. Р., Галинкін Ю. М., Проскурін А. Ю., Золотий Ю. Г., Ключник В. С., Бобильов І. О. Експериментальне дослідження вібраційних характеристик відрізного диска методом електронної спекл-інтерферометрії. .....

Коршиков Р.Ю., Лугінін О. Є., Коршиков Ю.С., Безродня Л. В., Репчинський І. М. Принципи заміни деревини на еластомірні пружні прокладки при проектуванні суднових опорних пристроїв. .....

Секція № 2. СУЧАСНІ МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ У КОНСТРУЮВАННІ І ПРОЕКТУВАННІ СУДЕН ТА ОБ'ЄКТІВ ОКЕАНОТЕХНІКИ

Єгоров Г.В. Сучасні матеріали для новітнього суднобудування. .....

Єгоров Г.В., Єгоров О.Г. Новий Каспійський вантажний флот. .....

Єгоров Г.В., Ільницький І.А. Найбільший побудований залізничний вантажопасажирський пором для Каспійського моря проекту CNF18C. .....

Єгоров О.Г. Європейський річковий круїзний ринок: огляд, особливості, тенденції. .....

Некрасов В.А., Астахова А.О. Оптимизационная задача проектирования парусной яхты. .....

Haibin Wang, Ana Mesbahi, Byongug Jeong, Peilin Zhou. Levelised cost of energy analysis for offshore wind farms – A case study of the New York State development. .....

Nekrasov V.A, Balasundaram Hari Prasad, Chen Lang. Determination of minimum freight rates for sea transportation of grain from the Ukraine to the East and the West directions. .....

Єгоров Г.В., Автутов М.В. Проектування дизель-електричних суден забезпечення-криголамів на прикладі проекту IBSV01. .....

Єгоров Г.В., Ільницький І.А., Тонюк В.І. Проектування та будівництво несамохідних суховантажних суден проектів RDB12 і RDB20.....

Печенюк А.В. Спосіб представлення стройової по шпангоутах у незалежному від загальної повноти вигляді. .....

Єгоров Г.В., Ільницький І.А., Калугін Я.В. Досвід переобладнання танкерів в суховантажні судна. .....

Шарун Г.В., Мехралиев Мурад Ариф оглу, Лю Сиюен, Цуей Шьен О проектировании кормовых аппарелей барж для перевозки грузовых автомобилей. .....

Єгоров Г.В., Автутов М.В., Зарецький О.В. Досвід проектування першого в світі краболову-процесору «ЗЕНІТ».....

Єгоров Г.В., Колесник Д.В., Осадчий Є.А. Аналіз можливості використання газомоторного палива на суднах змішаного плавання і на морських поромах. .....

Єгоров Г.В., Єгоров О.Г. Існуючі штовхачі та буксири для роботи з вантажним флотом: технічний стан, вік, прогнози. .....

Руденко Ю.В. Аналіз методів розпізнавання морських об'єктів в системах морської охорони. .....

Дун Синьшо Метод определения гидродинамических коэффициентов при проектировании телеуправляемых подводных аппаратов. .....

Ma Weizhuang, Hanpanpan· Numerical Simulations of Linearly Stratified Flow around a Submerged Cylinder. .....

Yude Shao Dynamic Simulation on Boil-off Gas Handling for Liquefied Natural Gas-fueled Ship during Bunkering Procedure. .....

Бражник І.Д., Колегаєв М.А., Малахов А.В., Кирис А.В., Горогуля Б.А. Модернізація процесу інертизації вантажних танків на танкерах.....

Дубровский В.А., Король Ю.М., Любицкая Н.Г. Исследование влияния асимметрии корпусов катамаранов на величину коэффициента остаточного сопротивления методами вычислительной гидродинамики. .....

Блінцов В.С., Клочков О.П., Куценко П.С. Класифікаційні ознаки ненаселених прив'язних підводних систем: системний підхід.....

Savchenko Yu. N., Semenenko V. N., Savchenko G. Yu. Peculiarities of supercavitating vehicles' maneuvering. .....

Воропаев Г.А., Розумнюк Н. В. Турбулентный пограничный слой на структурированной поверхности. .....

Семененко В.М., Наумова О.І. Комп'ютерне моделювання вентильованих пристінних каверн при нестаціонарних збуреннях. .....

Масюк С. В., Горбань І. М., Єфремова Н. С. Чисельне моделювання корабельних хвиль у прямокутному каналі. .....

Мороз В.В., Кочін В.О. Експериментальні дослідження буксировочного опору моделі частково розвантаженого за допомогою повітряної подушки катамарана. .....

Коростильов Л.І., Литвиненко Д.Ю., Шарун Г. В. Удосконалення конструкції корпусу траулера проекту 1288 з умови забезпечення втомної міцності. .....

Коростильов Л.І., Мартиченко Я.О. Стійкість плоских елементів конструкції в умовах одночасної дії декількох типів навантажень.....

Коростильов Л. І., Дядюра Є. Ю. Вплив деформацій зсуву на силові і кінематичні параметри згинання балок суднових конструкцій. .....

Приставш С.Ф., Бурдун Є.Т. Удосконалення методу визначення міцності корпусу підводного апарату виготовленого намотуванням в формі тору. .....

Мартиченко Я. О., Коростильов Л. І. Стійкість прямокутних пластин при одночасній дії простих видів навантажень. .....

Урсолов О.І. Визначення навантаження, що діє на валопровід під час руху судна на хвилюванні. .....

Соломонюк Н. С., Копійка С.В. Сполучник для блоків плавучості, виготовлених технологією 3d-друку. .....

Михайлов Б.Н. Концепция векторной жесткости носовых оконечностей судов при столкновениях. .....

Соков В.М. Ефективна ширина вільного фланця суднової балки зі зламом стінки в небезпечному перерізі. .....

Юреско Т.А., Васильєва А.В. Вогнезахисне покриття для металевих суднових конструкцій. .....

Кузнецов А.И., Грабенко А.А. Полиэтилен низкого давления в качестве материала корпусных конструкций малых судов. .....

Бурдун Є.Т., Гейко С. П., Копійка С. В., Ван Чжидун, Дун Синьшо Розробка методики проектування оптимальної схеми армування анізотропної лопаті вітрогенератора з адаптивними властивостями. .....

Суслов С. В., Чечель А. В. Використання моделей обумовлених реакцією хвиль у розрахунках нелінійних хвильових навантажень. .....

Jingxi Zhang, Yiwen Zhang, Deqin Zhu, Study on numerical simulation of initial residual stress rules of typical welded joints of cone-cylinder pressure structure of deep water .....

Секція № 3. НОВІТНІ ТЕХНОЛОГІЇ І МАТЕРІАЛИ В СУДНОВОМУ МАШИНОБУДУВАННІ

Дубовий О.М., Карпеченко А.А., Бобров М.М. Перспективні наукові розробки щодо газотермічного напилення зміцнювальних і відновлювальних покриттів на вироби морської техніки. .....

Казимиренко Ю.О., Лебедєва Н. Ю. Експлуатація конструкцій з метал-скляними захисними покриттями в умовах суднових вібрацій. .....

Дубовий О. М., Макруха Т. О. Дослідження впливу передрекристалізаційної термічної обробки на механічні властивості сталей. .....

Labartkava Al.V., Labartkava An.V., Karpechenko A. A., Bobrov M. N., Tokarieva O. V. Research of wetting angles of active solders over ceramics and kovar .....

Ніколаєв О.Л., Поліщук В.А., Мамонов С. В., Купріянова І.О. Вдосконалення технології обробки на високоточних зубошліфувальних верстатах. .....

Поліщук В.А., Ніколаєв О.Л., Мамонов С.В., Купріянова І.О. Розрахунки точності обробки на верстатах з ЧПУ з урахуванням зносу спряжених поверхонь інструментальних блоків. .....

Лебедев В.А., Лой С.А., Ермолаев Г.В., Матвиенко М.В. Моделирование напряженного состояния плазменых покрытий. .....

Луняка К.В. Способи підвищення ефективності роботи іонітових фільтрів установок водопідготовки. .....

Новошицкий А.В. Технология и оборудование для изготовления модульных конструкций малотоннажных судов. .....

Секція № 4. ІННОВАЦІЙНІ ЗАСОБИ УДОСКОНАЛЕННЯ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК ТА СИСТЕМ

Serbin S.I., Washchilenko N.V., Cherednichenko O.K., Daifen Chen, Yang Zongming Theoretical investigations of the sofc off-gas afterburning process. .....

Горбов В.М., Мітєнкова В.С. Аналіз конфігурації суднових паливних систем зрідженого природного газу. .....

Горячкин В. Ю., Дымо Б. В., Колбасенко О.В. Особенности сжигания водотопливных эмульсий при разных способах ввода воды в зону горения. .....

Сербін С.І., Вілкул С. В., Діасамідзе Б.Т. Теоретичні дослідження утворення токсичних компонентів в двопаливній низькоемісійній камері згоряння ГТД при роботі на газоподібному паливі. .....

Горбов В.М., Соломонюк Д.М., Демишляєв С. В. Визначення раціональних параметрів утилізаційного повітряного контуру газотурбінної установки. .....

Тимошевский Б.Г., Ткач М.Р. Досвід створення новітніх енерготехнологічних установок в науковому центрі "Перспективні енергетичні технології". .....

Тимошевський Б. Г., Митрофанов О. С., Познанський А. С., Проскурін А. Ю. Експериментальний стенд для дослідження дослідного зразка роторно-поршневого двигуна РПД-4,4/1,75. .....

Ткач М. Р., Познанський А. С., Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Особливості конструкцій перспективних роторно-поршневих двигунів. .....

Коробко В.В., Шевцов А.П., Вен Хуабинг Дослідження впливу неоднорідності розподілу температур в матриці на характеристики термоакустичних апаратів. .....

Чередніченко О.К., Мітєнкова В.С., Коробєйнікова Н.В. Підвищення енергоефективності газовозів шляхом застосування технологій термохімічної регенерації. .....

Чередніченко О.К. Використання термохімічних технологій для підвищення енергоефективності суднових енергетичних установок високотехнологічних об'єктів. .....

Вассерман А.А., Слынько А. Г. Усовершенствование термодинамического цикла газотурбинной установки. .....

Кочін В.О., Мороз В.В., Турик В.М. Статичне керування кінематичними параметрами вихідного потоку вихрових камер. .....

Патлайчук В.М., Калюжний Д.В. Дослідження параметрів парогазової установки з низьконапорним парогенератором на основі газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт. .....

Єпіфанов О.А., Димо Б.В., Долганов Ю.А., Анастасенко С.М., Пацурковський П.А., Язловецький А. В. Дослідження робочих процесів та розробка термосифонних економайзерів для котельних агрегатів малої потужності. .....

Моргун С.А. Усовершенствование конечно-элементных моделей рабочих лопаток ГТД. .....

Ткач М. Р., Моргун С.О., Проскурін А. Ю., Галинкін Ю.М., Золотий Ю.Г. Визначення частот та форм резонансних коливань лопаток ГТД методом спеклінтерферометрії. .....

Боду С.Ж., Бобошко В.О. Вплив геомодифікуючих добавок на основі серпентинів дашуківського родовища на трибологічні властивості змащувальних матеріалів. .....

Горячкин В. Ю., Колбасенко О.В., Филипщук А.Н., Дымо Б. В., Шевцов А.П. Исследования кинетики низкотемпературных коррозионных процессов. .....

Горячкин В. Ю., Корниенко В.С., Колбасенко О.В., Филипщук А.Н., Дымо Б. В., Шевцов А.П. Возможности повышения эффективности котлов при сжигании водотопливной эмульсии. .....

Філіпщук О. М., Мустяца Р. В., Чернятін В.В. Застосування електродіалізу для активізації горіння водопаливних емульсій і зниження токсичності димових газів. .....

Філіпщук О. М., Шевцов А.П. Можливості і ефективність використання вторинних водних і паливних ресурсів суден при спалюванні водопаливних емульсій. .....

Кузнецов В.В. Многоуровневая оценка эффективности процессов переноса теплоты в элементах энергетических установок. .....

Кузнецов В.В., Гогоренко А.А., Кузнецова С.А. Перспективные поверхности теплопередачи охладителей наддувочного воздуха судовых дизельных двигателей. .....

Калініченко І.В., Єременко В.В., Кармазін О.С., Качур В.А., Кудрявцев О.О. Оптимізація роботи турбокомпресорів суднових ДГ за рахунок зменшення абразивного зносу елементів проточної частини турбін. .....

Калініченко І.В., Кушнарьов А.А., Молчанов В.С., Одінцов В.Г. Зниження вмісту токсичних речовин NOX у відхідних газах ДВЗ при зміні режиму роботи паливної апаратури. .....

Калініченко І.В., Авраменко П.В., Папікян Б.Г., Трошин А.А., Янковський С.К. Підвищення енергетичної ефективності суднового дизеля при роботі на малих потужностях за рахунок узгодження робочих характеристик турбокомпресора. .....

Тендітний Ю.Г., Тендітна Н.В., Корнієнко В.С., Горячкін В. Ю. Використання програмних засобів для розрахунку ерозійно-корозійного зносу низькотемпературних поверхонь. .....

Горячкін В.Ю. Результати комплексних досліджень фізико-хімічних процесів в котлах при спалюванні водопаливних емульсій. .....

Коновалов Д.В., Максимов В.І., Халдобін В.П. Технологія аеротермопресорного охолодження в системах рециркуляції відхідних газів суднових енергетичних установок. .....

Уваров В.А., Авдюнін Р.Ю., Мисько В.О. Металографічні дослідження сталі ШХ15 після комбінованої магнітно-імпульсної та лазерної обробки. .....

Наливайко В.С., Хоменко В.С., Авдюнін Р.Ю. Дослідження впливу коефіцієнта надлишку повітря .....

Попов А.П., Савенков О.И. О влиянии нелинейной зависимости между деформациями и напряжениями на контактную прочность и весогабаритные показатели зубчатых передач на індикаторний ККД циклу ДВЗ .....

Секція № 5. ХОЛОД НА ТРАНСПОРТІ, В ЕНЕРГЕТИЦІ ТА АГРОПРОМИСЛОВОМУ КОМПЛЕКСІ

Трушляков Є.І., Радченко А.М., Фордуй С.Г., Зубарєв А.А., Кантор С.А., Ткаченко В.С. Аналіз екологічної ефективності систем кондиціювання повітря комбінованого типу. .....

Радченко А.М., Портной Б.С., Кантор С.А., Есін І.П. Оцінка ефективності глибокого охолодження повітря на вході гту тепловикористовуючими холодильними машинами. .....

Трушляков Є.І., Радченко А.М., Кантор, С.А., Ткаченко В.С., Фордуй С.Г., Зонмін Я. Визначення проектної холодопродуктивності системи кондиціювання повітря в конкретних кліматичних умовах і різними методами. .....

Радченко М.І., Трушляков Є.І., Портной Б.С., Кантор, С.А., Зонмін Я. Порівняння характеристик глибокого охолодження повітря на вході ГТУ для різного типу клімату. .....

Радченко Н.И., Радченко А.Н., Цой А.П., Кантор, С.А., Портной Б.С. Повышение эффективности охлаждения воздуха на входе газовых турбин в климатических условиях Казахстана и Украины. .....

Радченко Н.И., Трушляков Е.И., Радченко А.Н., Цой А.П., Щесюк, А.В. Методы определения проектной холодопроизводительности систем кондиционирования наружного воздуха в климатических условиях Украины и Казахстана. .....

Radchenko A., Stachel A., Forduy S., Portnoi B., Rizun O. Analyzing the efficiency of engine inlet air chilling complex with cooling towers. .....

Trushliakov E., Radchenko A., Radchenko M., Kantor S., Zielikov O. The efficiency of refrigeration capacity regulation in ambient air conditioning systems. .....

Radchenko A., Radchenko M., Zongming Y., Kantor S., Portnoi B. Cooling gas turbine inlet air by accumulating and using cooling capacity in booster air cooler. .....

Radchenko M., Trushliakov E., Radchenko A., Kantor S., Tkachenko V. Approach to enhance the energetic efficiency of air conditioning systems by cooling load distribution in ambient air procession. .....

Буданов В.О., Мілованов В.І. Сучасні холодильні компресори. .....

Калініченко І.В., Рець О.Ю. Сокол В.О., Фомкін Д.В. Підвищення екологічних показників суднових ДГ вдосконаленням водно-хімічних показників системи охолодження. .....

Кобалава Г.О. Дослідження ефективності роботи аеротермопресора для проміжного охолодження циклового повітря методом чисельного моделювання. .....

Lytosh O.V. Directions in the development of hermetic compressor units of shipboard equipment of air conditioning and refrigeration. .....

Вассерман А.А., Мальчевский В.П. Эффективность смесей R23/R744 и R41/R744 как рабочих тел холодильных установок. .....

Ярошенко В.М. Ексергетична ефективність холодильних систем. .....

Radchenko M., Radchenko R., Kornienko V., Pyrysunko M. Semi-empirical correlations of pollution processes on the condensation surfaces of exhaust gas boilers with water-fuel emulsion combustion. .....

Kornienko V., Radchenko R., Stachel A., Andreev A., Pyrysunko M. Correlations for pollution on condensing surfaces of exhaust gas boilers with water-fuel emulsion combustion. .....

Kornienko V., Radchenko R., Andreev A., Pyrysunko M., Forduy S. Investigation of rotary cup atomizer characteristics used as afterburning installation in exhaust gas boiler flue. .....

Forduy S., Radchenko A., Kuczynski W., Zubarev A., Konovalov D. Enhancing the fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by chilling cyclic air. .....

Radchenko R., Kornienko V., Pyrysunko M., Bogdanov M., Andreev A. Enhancing the efficiency of marine diesel engine by deep waste heat recovery on the base of its simulation along the route line. .....

Mikielewicz D., Forduy S., Konovalov D., Radchenko M., Zubarev A. Monitoring the fuel efficiency of gas engine in integrated energy system. .....

Radchenko R., Radchenko A., Konovalov D., Zubarev A., Hrych A., Andreev A. Increasing fuel efficiency of gas engine by inlet air chilling. .....

Radchenko M., Trushliakov E., Radchenko A. Enhancing heat efficiency of air coolers of air conditioning systems by injector refrigerant circulation. .....

Коновалов Д.В., Джуринська А.О.Тепловикористовуюча ежекторна холодильна машина із газодинамічним охолодженням робочого тіла. .....

Коновалов Д. В., Кобалава Г. О. Контактне охолодження циклового повітря в циклі ГТУ застосуванням аеротермопресора. .....

Радченко А.М., Грич А.В., Зубарев А.А., Остапенко О.В., Фордуй С.Г. Система кондиціювання автономної теплоелектростанції підприємства харчової промисловості з двоступеневим охолодженням припливного повітря. .....

Луняка К.В., Клюєв О.І., Русанов С.А., Клюєва О.О. Дослідження процесів заряджання та розряджання теплоакумулятора. .....

Радченко А.М., Остапенко А.В., Зубарев А.А., Грич А.В., Фордуй С.Г. Підвищення енергоефективності когенераційного модуля використанням ступеневої ежекторно-абсорбційна системи трансформації скидного тепла. .....

Луняка К.В. Способи підвищення ефективності роботи іонітових фільтрів установок водопідготовки. .....

Радченко А.Н., Радченко Н.И., Цой А.П., Фордуй С.Г., Зубарев А.А. Утилизация теплоты газового модуля абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной с эжекторной бустерной ступенью. .....

Радченко Н.И., Радченко А.Н., Цой А.П., Кантор С.А., Ткаченко В.С. Повышение эффективности железнодорожных кондиционеров в реальных климатических условиях эксплуатации. .....

Наукове видання

ІННОВАЦІЇ В СУДНОБУДУВАННІ ТА ОКЕАНОТЕХНІЦІ

XI міжнародна науково-технічна конференція

24-25 вересня 2020 року

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
м. Миколаїв, проспект Героїв України, 9

МАТЕРІАЛИ КОНФЕРЕНЦІЇ
В 2 частинах
Частина I

(українською, російською, англійською мовами)

Відповідальний за випуск В. С. Блінцов
Комп'ютерна верстка В. В. Торубара

Формат 60×84/8 Ум. друк. арк. 74,2. Тираж 100. Зам. № 18-Ц/2020

Видавець і виготівник Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
просп. Героїв України, 9, м. Миколаїв, 54025
e-mail: publishing@nuos.edu.ua
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2506 від 25.05.2006 р.

ОРГАНІЗАТОРИ

















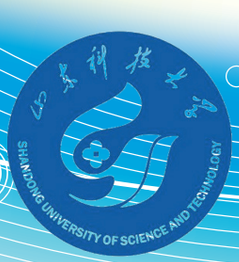






















Науково-дослідна частина
Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова

Просп. Героїв України, 9, м. Миколаїв, 54025
Тел.: (0512) 70-91-04; http://conference.nuos.edu.ua
e-mail: conference@nuos.edu.ua