НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
імені адмірала Макарова

ІННОВАЦІЇ В СУДНОБУДУВАННІ ТА ОКЕАНОТЕХНІЦІ

МАТЕРІАЛИ

X МІЖНАРОДНОЇ НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ

26 – 28 вересня 2019 року

Том І

Миколаїв ■ НУК ■ 2019

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА
МИКОЛАЇВСЬКА ОБЛАСНА ДЕРЖАВНА АДМІНІСТРАЦІЯ
ПІВДЕННИЙ НАУКОВИЙ ЦЕНТР НАН УКРАЇНИ
ГОЛОВНЕ УПРАВЛІННЯ ДЕРЖАВНОЇ СЛУЖБИ З НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЙ УКРАЇНИ
У МИКОЛАЇВСЬКІЙ ОБЛАСТІ
ДП «ДОСЛІДНО-ПРОЕКТНИЙ ЦЕНТР КОРАБЛЕБУДУВАННЯ»
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ»
ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ МОРСЬКИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ХАРБІНСЬКИЙ ІНЖЕНЕРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (КИТАЙ)
УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ ЦЗЯНСУ (КИТАЙ)
ГДАНСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ПОЛЬЩА)
ЗАХІДНО-ПОМЕРАНСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ПОЛЬЩА)
КОШАЛІНСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ПОЛЬЩА)
БАТУМСЬКИЙ НАВЧАЛЬНО-НАВІГАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ГРУЗІЯ)
МОРСЬКЕ ІНЖЕНЕРНЕ БЮРО
АТ «ЗАВОД «ЕКВАТОР»
КОМПАНІЯ «АМІКО ГРУПП»
ДП «ДЕЛЬТА-ЛОЦМАН»
ТОВ "ЮСК СЕРВИС"
ТОВ «ЕВЕРІ»

ІННОВАЦІЇ В СУДНОБУДУВАННІ ТА ОКЕАНОТЕХНІЦІ

МАТЕРІАЛИ

X міжнародної науково-технічної конференції

Том 1.

26 – 28 вересня 2019 р.

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

Миколаїв, НУК, 2019

УДК 001.895:629.5
И66

ОРГАНІЗАТОРИ

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА
МИКОЛАЇВСЬКА ОБЛАСНА ДЕРЖАВНА АДМІНІСТРАЦІЯ
ПІВДЕННИЙ НАУКОВИЙ ЦЕНТР НАН УКРАЇНИ
ГОЛОВНЕ УПРАВЛІННЯ ДЕРЖАВНОЇ СЛУЖБИ З НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЙ УКРАЇНИ
У МИКОЛАЇВСЬКІЙ ОБЛАСТІ
ДП «ДОСЛІДНО-ПРОЕКТНИЙ ЦЕНТР КОРАБЛЕБУДУВАННЯ»
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ»
ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ МОРСЬКИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ХАРБІНСЬКИЙ ІНЖЕНЕРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (КИТАЙ)
УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ ЦЗЯНСУ (КИТАЙ)
ГДАНСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ПОЛЬЩА)
ЗАХІДНО-ПОМЕРАНСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ПОЛЬЩА)
КОШАЛІНСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ПОЛЬЩА)
БАТУМСЬКИЙ НАВЧАЛЬНО-НАВІГАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ (ГРУЗІЯ)
МОРСЬКЕ ІНЖЕНЕРНЕ БЮРО
АТ «ЗАВОД «ЕКВАТОР»
КОМПАНІЯ «АМІКО ГРУПП»
ДП «ДЕЛЬТА-ЛОЦМАН»
ТОВ "ЮСК СЕРВИС"
ТОВ «ЕВЕРІ»

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

Відповідальний за випуск:
Блінцов Володимир Степанович

Інновації в судобудуванні та океанотехніці : Матеріали X Міжнародної
И66 науково-технічної конференції. у 2 томах. Т. 1 — Миколаїв : НУК, 2019. — 628 с.

ISBN 978-966-321-368-2

У збірнику наведені матеріали X 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 978-966-321-368-2

© Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, 2019

ПЛЕНАРНЕ ЗАСІДАННЯ

УДК 629.5.01

ЩОДО ПРОЕКТУВАННЯ «НАДПОВНИХ» БАГАТОЦІЛЬОВИХ СУХОВАНТАЖНИХ СУДЕН ПРОЕКТУ RSD59

***Єгоров Геннадій Вячеславович, д.т.н., проф., генеральний директор*[1],**
***Тонюк Валерій Іванович, технічний директор, головний конструктор*[1]**
[1] *Морське Інженерне Бюро*
[1] Україна, Одеса
[1] egorov@meb.com.ua, [2] vit@meb.com.ua

Анотація. *Обґрунтовано головні характеристики суховантажних суден «Дніпро / Волго-Дон макс» класу проекту RSD59 типу «Пола Макарія». Показане, що побудовані в 2018 і першій половині 2019 року десять таких «надповних» багатоцільових суден проекту RSD59 не мають аналогів у світі й суттєво за своїми техніко-економічними параметрами кращі всіх наявних на вітчизняному ринку суден.*

Ключові слова*: суховантажне судно; судно змішаного плавання; проектування; основні характеристики; коефіцієнт повноти; економіка.*

Всегда интересно сравнивать работу судов разных проектов в одних и тех же условиях. Это позволяет достаточно объективно увидеть их отличия. Можно вспомнить, как винтовой фрегат «Принстон» на испытаниях отбуксировал своего колесного собрата «Грейт Уэстерн». В условиях одной и той же линии, одинаковых путевых условиях и на одном и том же грузе работают сухогрузное судно проекта RSD49, спроектированное на основе обводов классической танкерной серии Бюро типа «Армада», и «сверхполное» сухогрузное судно проекта RSD59, выполненное на основе корпуса танкера RST27. При этом RSD59 по своим характеристикам (в особенности, по грузоподъемности и управляемости) намного превзошел своего предшественника.

Сегодня наиболее заметным явлением в воднотранспортной отрасли является массовая постройка необычных для всей практики мирового судостроения «сверхполных» танкеров смешанного река-море плавания проекта RST27 и созданных на их базе комбинированных судов (танкеров-площадок) проекта RST54, танкеров – химовозов проектов RST27M и RST12C [1-3]. Действительно, трудно не заметить, как с 2012 года были поставлены 54 судна этих проектов. Такие темпы и такая массовая серия были характерны для лучших периодов советского судостроения и это, конечно, очень достойное сравнение для сегодняшних отечественных верфей.

Судно «Пола Макария» проекта RSD59 было первым сухогрузным судном, которое получило «сверхполные» обводы.

Архитектурно-конструктивный тип судна проекта RSD59 – стальной однопалубный, двухтрюмный теплоход, с двумя полноповоротными винто-рулевыми колонками, с баком и ютом, с кормовым расположением жилой рубки и машинного отделения, с двойным дном высотой 980 мм и двойными бортами шириной 2330 мм в районе грузовых трюмов,. с цилиндрической носовой и транцевой кормовой оконечностью с полутоннелями и скегом, с люковыми закрытиями съемного типа, с носовым подруливающим устройством (см. рисунок 1).

Теоретический корпус судна имеет цилиндрическую вставку протяженностью 0,68 L. Специальная форма кормовой оконечности оптимизирована под размещение ВРК. Движение и управляемость судна обеспечивается двумя кормовыми полноповоротными ВРК с винтами фиксированного шага диаметром 1900 мм в насадках. Привод к ВРК от главных дизелей осуществляется через механическую Z-передачу.

В носовой оконечности с высоким и развитым по длине баком расположены форпик, шахта лага и эхолота, шкиперская, станция гидравлики, малярная, палубная кладовая, а также носовое подруливающее устройство мощностью 230 кВт.

В кормовой оконечности судна расположены МО и развитая высокая надстройка юта. Двухъярусная кормовая рубка со служебными и жилыми помещениями для размещения экипажа численностью 11 чел. (14 мест + лоцман) спроектирована с учетом обеспечения ограниченного надводного габарита судна (13,8 м при осадке 3,00 м).

Применение продольной системы набора палуб, бортов и днища в средней части в сочетании с увеличением поперечной шпации и одновременном уменьшении шпации продольного набора обеспечило более полное участие пластин корпуса в общем изгибе и лучшее восприятие локальных нагрузок при швартовках, сохранение приемлемого внешнего вида.

Для размещения экипажа численностью 11 человек, предназначаются 3 одноместные блок-каюты и 8 одноместных кают с санузлом и душем, каюта для лоцмана. В трех одноместных каютах имеется по одному резервному месту. Общее число мест (включая 3 резервных и лоцмана) – 15. На судне также предусмотрена санитарная каюта и офис.

Спроектированное судно по энергозатратам на единицу транспортной производительности лучше, чем проекты RSD49 и 006RSD05, выполненные на основе обводов «Армад», и заметно лучше, чем сухогрузные суда типа «Волга» и «Русич».

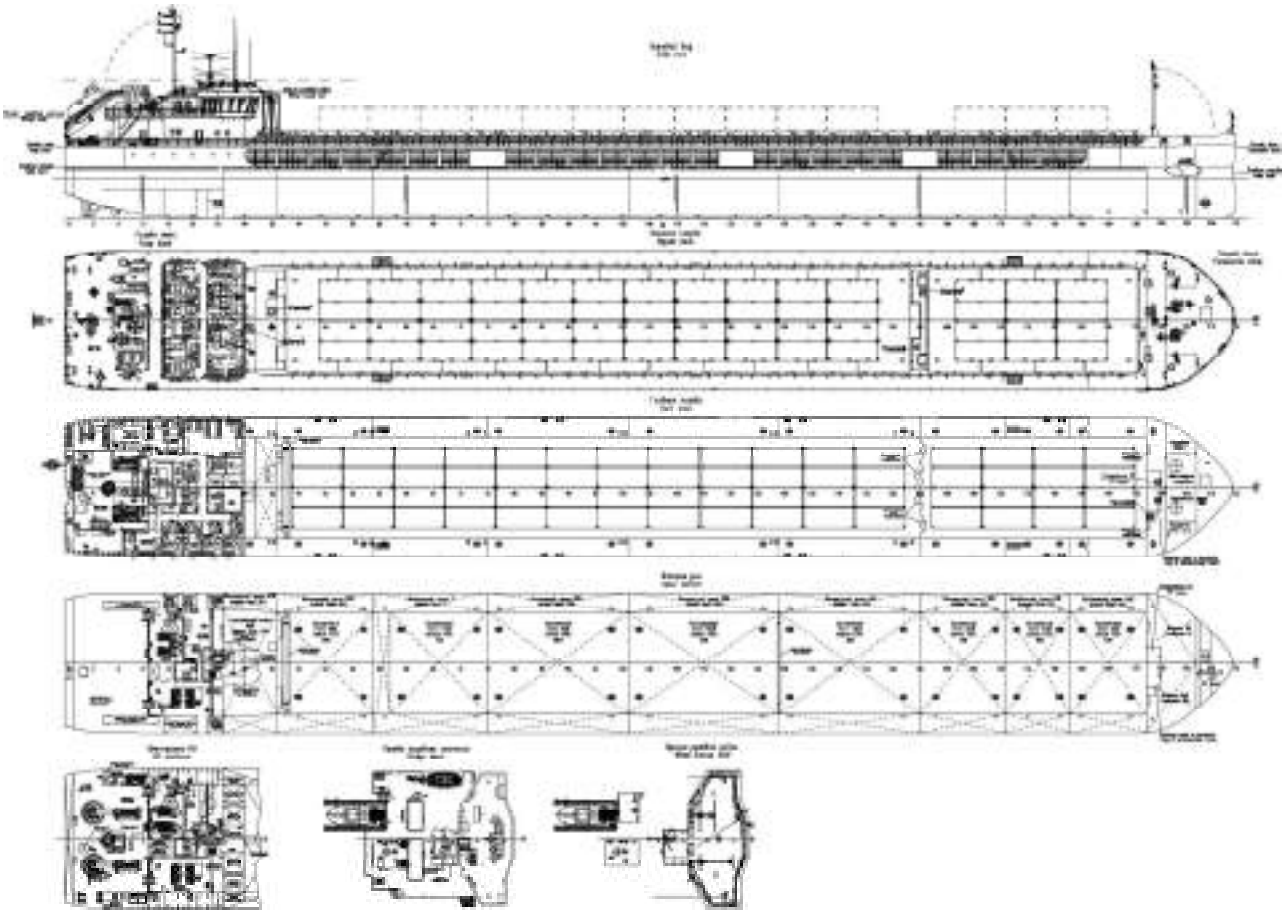


Рисунок 1. Схема общего расположения сухогрузного судна проекта RSD59

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 тонн в сравнении с «Невой-Лидером» и до 1495 тонн в сравнении с «Волгой»), при примерно одинаковой массе порожнем и пакете оборудования, то преимущество нового концепта RSD59 типа «Пола Макария» становится подавляющим.

Заключение. Построенные в 2018 году и первой половине 2019 года десять «сверхполных» многоцелевых сухогрузных судов «Днепро / Волго-Дон макс» класса проекта RSD59 не имеют аналогов в мире

и существенно по своим технико-экономическим параметрам лучше всех имеющихся на отечественном рынке судов.

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:

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

REFERENCES

[1] Egorov, G. (2015). *Inland-waterways vessels, mixed (river-sea) navigation and coastal ships for the transportation of oversized and heavy cargoes*. Maritime Market, No 3(53), 22-31 (in Russian).
[2] Egorov, G. & Shablikov, N. (2016). *The mass building of the "super-fat" river-sea going cargo vessels*. Maritime Market, No 3(57), 20-31 (in Russian).
[3] Egorov, G. & Tonyuk, V. (2014). *Multipurpose dry-cargo vessels of "Volgo-Don max" class of 7150 DWT RSD49 project of "Neva-Leader" type*. Sudostroenie, No 2, 9-17 (in Russian).

Egorov Gennadiy, Tonyuk Valeriy

About design of "superfull" multipurpose dry-cargo vessels of RSD59 project

Text of the annotation. *Main characteristics of RSD59 dry-cargo vessels of "Dnepro / Volgo-Don max" class of "Pola Makaria" type are grounded. It is shown that ten such RSD59 "superfull" multi-purpose vessels built in 2018 and first half-year of 2019 have no analogues in the world and significantly in technical and economic parametres better than all available vessels on native market.*

Keywords: dry-cargo vessel; river-sea vessel; design; main characteristics; block coefficient; economy.

Егоров Геннадий Вячеславович, Тонюк Валерий Иванович

О проектировании «сверхполных» многоцелевых сухогрузных судов проекта RSD59

Текст аннотации. *Обоснованы главные характеристики сухогрузных судов «Днепро / Волго-Дон макс» класса проекта RSD59 типа «Пола Макария». Показано, что построенные в 2018 и первой половине 2019 года десять таких «сверхполных» многоцелевых судов проекта RSD59 не имеют аналогов в мире и существенно по своим технико-экономическим параметрам лучше всех имеющихся на отечественном рынке судов.*

Ключевые слова: сухогрузное судно; судно смешанного плавания; проектирование; основные характеристики; коэффициент полноты; экономика.

Столетию Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова посвящается

УДК 629.5

НЕЛОКАЛЬНАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ В СРЕДНЕМ КВАДРАТИЧЕСКОМ СУДНА В ШТОРМОВЫХ УСЛОВИЯХ ПЛАВАНИЯ

Некрасов Валерий Александрович, д.т.н. проф.
Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова,
г. Николаев, Украина
valery.nekrasov@nuos.edu.ua

Аннотаци*я. Рассмотрено судно, расположенное лагом к интенсивным ветро-волновым воздействиям. Предложены методы исследования его нелокальной устойчивости в среднем и нелокальной устойчивости в*

среднем квадратическом. Отражена связь предложенных методов исследования устойчивости с традиционными методами исследования остойчивости судов при больших углах наклонений. Обнаруженная связь определяет предложенные методы как развитие традиционных подходов детерминистической теории остойчивости, перевод их в класс случайных функций. Это обстоятельство имеет значение для развития теории остойчивости судов и формирования требований к их остойчивости на вероятностной основе.

Ключевые слова: *судно; ветро-волновой режим; остойчивость; локальная устойчивость в среднем квадратичном; нелокальная устойчивость в среднем квадратичном*

Введение. Работа посвящена развитию методов определения вероятностных характеристик процессов нелинейной качки судов и их устойчивости на основе применения методов теории марковских процессов. Впервые это направление было открыто В.А. Некрасовым [1]. Наиболее полное изложение применения упомянутых методов к решению проблем определения вероятностных характеристик качки судов и их устойчивости приведено в монографии В.А. Некрасова [2]. В этой работе для определения наиболее полных характеристик процессов качки судов – плотностей вероятностей, используются кинетические уравнения и уравнения характеристических функций, которые затем применяются для построения систем уравнений статистических моментов. Показывается, что с помощью уравнений для статистических моментов можно выполнить исследование устойчивости процессов качки судов не только при малых, но и при больших наклонениях. Это направление развивалось в основном в СССР [9,10] и в Украине [11,12]. Данная работа продолжает формирование обнаруженных в [2] методов исследования нелокальной устойчивости судов в рамках корреляционной теории случайных функций, т.е. теории, оперирующей только двумя первыми статистическими моментами этих функций. Для этого вводятся понятия нелокальной устойчивости в среднем и нелокальной устойчивости в среднем квадратическом. Приводятся критерии этих видов устойчивости и соотношение между ними. Решение проблемы доводится до практического ее применения – вычисления показателя конструктивной надежности судна по отношению к ветро-волновым воздействиям района его эксплуатации.

1. Методы традиционной теории остойчивости судов при больших углах крена

1.1 Исследование остойчивости судна при действии стационарно приложенного (СП) кренящего момента. Обычно это исследование локальной устойчивости положения равновесия судна под действием стационарно приложенного кренящего момента при угле крена θ, которое выполняется методом дополнительных малых возмущений. Нелокальная устойчивость исходного ($\theta \equiv 0$) положения равновесия судна на тихой воде при наращивании величины кренящего момента от $\theta = 0$ до опрокидывания судна определяется областью существования решений уравнения действующих моментов.

1.2 Исследование остойчивости судна при действии динамически приложенного кренящего момента. При действии динамически приложенного (ДП) кренящего момента область нелокальной устойчивости судна (область сохранения положения судна в окрестности равновесия на тихой воде $\theta \equiv 0$) определяется областью существования вещественных решений уравнения работ (энергий) действующих моментов.

Таким образом, традиционное исследование остойчивости судна и определение границ $\Gamma_с$ и $\Gamma_д$ областей нелокальной остойчивости судна при действии стационарных и нестационарных внешних возмущений использует:

- нелинейное уравнение наклонений судна под действием кренящих моментов

$$(I_{xx} + \mu_{44})\ddot{\theta} + M_в(\theta) = M_{кр}(t); \quad (1)$$

- уравнение его равновесия при стационарном действии внешних сил для определения границы $\Gamma_с$ в виде

$$M_в(\theta)_{max} - M_{кр} = 0; \quad (2)$$

- уравнение работ кренящего и восстанавливающего моментов (энергии внешнего воздействия и потенциальных ресурсов судна) при динамическом действии кренящего момента для определения границы $\Gamma_д$ в следующем представлении:

$$A_x(\theta)_{max}\Big|_0^{\theta_{\pi max}} - A_{xp}\Big|_0^{\theta_{\pi max}} = 0; \quad (3)$$

2 Метод решения проблемы остойчивости судна в условиях шторма как проблемы локальной и нелокальной устойчивости в среднем квадратическом этой динамической системы при постоянном действии случайных возмущений

2.1 Основные положения

Метод использует:

- стохастические нелинейные дифференциальные уравнения, моделирующие процессы ветро-волновых воздействий и качки судна, которые построены на основе представления действующих сил отрезками многомерных рядов Тейлора по степеням перемещений и скоростей судна и таких же кинематических характеристик ветро-волновых полей в окрестности положения равновесия судна на тихой воде [2,3];

- исходные возмущения в стохастических моделях внешних ветро-волновых воздействий, представленные в виде «белых шумов» в смысле Стратоновича [4], т.е. в виде случайных процессов с конечным значением мощности;

- условия теоремы Гермаидзе-Красовского об устойчивости динамической системы при постоянно действующих возмущениях, ограниченных в среднем [5].

2.2 Уравнения для вероятностных характеристик движения судна

Изложенные предпосылки приводят к тому, что в общем случае система нелинейных дифференциальных уравнений качки судна при действии ветра и волн записывается в виде:

$$\frac{dY}{dt} = F(Y, X, \psi, t) \quad (4)$$

где $\boldsymbol{\psi}(t)$ **–** вектор «белых шумов»; $\boldsymbol{X}(t)$– вектор процессов ветро-волновых воздействий; $\boldsymbol{Y}(t)$– вектор процессов качки судна.

В первом приближении определение вероятностных характеристик процессов качки судна $\boldsymbol{Y}(t)$ и исследование устойчивости осуществляется в рамках корреляционной теории случайных функций, оперирующей двумя типами статистических моментов – первого и второго порядков.

Для этого на основе стохастических уравнений движения (4) рассматриваемой динамической системы судно-возмущенные среды строится, в общем случае бесконечная, система уравнений для статистических моментов. Построение системы осуществляется или с помощью уравнения для характеристической функции, при аддитивно входящих белых шумах, или с помощью уравнения Фоккера–Планка–Колмлгорова [2]. Наличие нелинейностей в уравнениях движения (4) приводит к появлению в подсистемах уравнений для статистических моментов первых двух порядков статистических моментов высших порядков, что требует замыкания этих подсистем. Замыкание подсистем осуществляется в первом приближении путем выражения статистических моментов высших порядков через статистические моменты низших порядков с помощью соотношений между моментами нормального распределения. В результате образуется следующая система нелинейных дифференциальных уравнений:

$$\frac{d\alpha_1}{dt} = Q_1(\alpha_1, \mu_2, G_1, G_2, t); \quad (5)$$

$$\frac{d\mu_2}{dt} = Q_2(\alpha_1, \mu_2, G_1, G_2, t), \quad (6)$$

где $\boldsymbol{\alpha}_1(t)$ - вектор статистических моментов первого порядка, т.е. вектор математических ожиданий процессов движения составляющих динамической системы судно - окружающие среды; $\boldsymbol{\mu}_2(t)$-вектор центральных моментов второго порядка, включающий в себя дисперсии и взаимные корреляционные моменты процессов динамической системы; $\boldsymbol{G}_1(t)$ и $\boldsymbol{G}_2(t)$ векторы коэффициентов интенсивности первого и второго порядков, характеризующие средние значения и средние мощности действующих возмущений, в простейших случаях представленных случайными функциями с не дифференцируемыми реализациями – «белыми шумами» $\boldsymbol{\psi}(t)$.

По сравнению с характерными временными постоянными судна – периодом его свободных колебаний и временем их релаксации, шторм развивается очень медленно – квазистационарно. Вследствие квазистационарности случайных процессов ветро-волновых воздействий в условиях шторма система

дифференциальных уравнений для статистических моментов (5) преобразуется в следующую систему нелинейных алгебраических уравнений:

$$Q_1(\alpha_1, \mu_2, G_1, G_2) = 0; \quad (7)$$

$$Q_2(\alpha_1, \mu_2, G_1, G_2) = 0, \quad (8)$$

Решение системы алгебраических уравнений (7) – (8) при заданной интенсивности внешнего воздействия $G_1^{(0)}$, $G_2^{(0)}$ определяет стационарный режим качки судна со средними значениями $\alpha_1^{(0)}$ и статистическими моментами второго порядка $\mu_2^{(0)}$.

Решение системы уравнений (7) – (8) отыскивается с помощью методов нелинейного программирования [6], применяемых в задаче безусловной минимизации целевой функции

$$\Phi r_1(\alpha_1, \mu_2) = Q_1^2(\alpha_1, \mu_2) + Q_2^2(\alpha_1, \mu_2) \to \min \quad (9)$$

при фиксированных значениях $G_1^{(0)}$, $G_2^{(0)}$ и вариациях независимых переменных $\alpha_1^{(0)}$, $\mu_2^{(0)}$.

2.3 Исследование локальной устойчивости стационарных режимов качки судна

В рассматриваемый стационарный режим качки судна вводятся малые возмущения и статистические моменты $\alpha_1^{(0)}$, $\mu_2^{(0)}$ приобретают дополнительные приращения $\Delta\alpha_1(t)$ и $\Delta\mu_2(t)$.

Значения дополнительных приращений моментов $\Delta\alpha_1(t)$ и $\Delta\mu_2(t)$ определяются решением системы уравнений

$$\frac{d\Delta\alpha_1}{dt} = \frac{dQ_1}{d\alpha_1}\Delta\alpha_1 + \frac{dQ_1}{d\mu_2}\Delta\mu_2; \quad (10)$$

$$\frac{d\Delta\mu_2}{dt} = \frac{dQ_2}{d\alpha_1}\Delta\alpha_1 + \frac{dQ_2}{d\mu_2}\Delta\mu_2, \quad (11)$$

Для этой системы дифференциальных уравнений отыскиваются корни λ_{il}, i = 1,2; l = 1, 2, 3, … , N характеристического уравнения

$$Ch(\lambda) = 0. \quad (8)$$

В соответствии с теорией Ляпунова [6] стационарный режим качки судна, определяемый вероятностными характеристиками $\alpha_1^{(0)}$, $\mu_2^{(0)}$, устойчив, если вещественные части корней характеристического уравнения (8) отрицательные $\mathrm{Re}[\lambda_{il}] < 0$.

В соответствии с принятой терминологией [8], если решение подсистемы уравнений для математических ожиданий (5) удовлетворяет требованиям устойчивости по Ляпунову, то решение исходных дифференциальных уравнений (4) называется устойчивым в среднем. Соответственно устойчивым в среднем является и процесс качки судна. Если требованиям устойчивости по Ляпунову удовлетворяет решение уравнений для статистических моментов второго порядка, то решение исходных дифференциальных уравнений (4) называется устойчивым в среднем квадратическом. Из устойчивости в среднем квадратическом следует устойчивость в среднем [8]. Очевидно, что во всех случаях имеется ввиду локальная устойчивость режимов качки судна.

2.4 Исследование нелокальной устойчивости судна при действии случайных ветро-волновых возмущений

Рассматривается судно, локально устойчивое в положении равновесия на тихой воде при $\theta = 0$. Исследование нелокальной устойчивости этого положения равновесия судна $\theta \equiv 0$ в условиях шторма может быть осуществлено путем поэтапного увеличения в уравнениях качки судна (4) интенсивностей действующих ветро-волновых возмущений. Очевидно, что такое увеличение без потери устойчивости, как и в традиционной теории остойчивости судов, представленной уравнениями (1) – (3), может реализовываться только в области существования вещественных решений системы уравнений для статистических моментов (7) – (8). В этих областях характеристики традиционной остойчивости судна представлены поверхностями, имеющими экстремумы. Поэтому предел вещественности решений и, соответственно, граница Γ области нелокальной устойчивости Ω будет находиться в экстремумах этих поверхностей.

В связи с этим, определение границы Γ_1 области нелокальной устойчивости в среднем Ω_1 положения равновесия судна $\theta \equiv 0$, как границы области устойчивости среднего значения угла крена α_1, осуществится с помощью использования необходимого условия экстремума поверхности Q_1, представленного в виде

$$\frac{\partial Q_1(\alpha_1, \mu_2, G_1, G_2)}{\partial \alpha_1} = 0. \qquad (12)$$

Второй основной характеристикой бортовой качки является дисперсия бортовых колебаний μ_2. Следовательно, граница Γ_2 области нелокальной устойчивости судна в среднем квадратическом Ω_2 отыщется с помощью соотношения, определяющего экстремум поверхности Q_2:

$$\frac{\partial Q_2(\alpha_1, \mu_2, G_1, G_2)}{\partial \mu_2} = 0, \qquad (13)$$

и для ряда сочетаний интенсивности действующих ветро-волновых возмущений $G_1^{(0)}$, $G_2^{(0)}$ определится в результате решения соответствующей последовательности задач нелинейного программирования с целевой функцией

$$OF_2(\alpha_1, \mu_2, G_1, G_2) = Q_1^2(\alpha_1, \mu_2, G_1, G_2) + Q_2^2(\alpha_1, \mu_2, G_1, G_2) + \left(\frac{\partial Q_2(\alpha_1, \mu_2, G_1, G_2)}{\partial \mu_2}\right)^2 \to \min \qquad (14)$$

при вариациях независимых переменных $\alpha_1^{(0)}$, $\mu_2^{(0)}$, $G_1^{(0)}$ или $G_2^{(0)}$.

В работе [3] показано, что следует рассматривать области нелокальной устойчивости Ω_1, Ω_2 и их границы Γ_1, Γ_2 не только в пространстве кинематических характеристик α_1, μ_2, но и в пространстве параметров действующих возмущений G_1, G_2.

Если основными параметрами действующих ветро-волновых возмущений являются: $\bar{V}$ – средняя скорость ветра на уровне 10 м; $H_{1/3}$ – значительная высота волнения, т – средний период волнения, то области нелокальной устойчивости Ω_1, Ω_2 и их границы Γ_1, Γ_2 следует рассматривать как функции переменных $\bar{V}, H_{1/3}, \tau$. Такие зависимости устанавливаются в результате решения последовательности задач нелинейного программированя с целевой функцией (14).

2. Метод определения надежности судна при нарушениях нелокальной устойчивости в среднем квадратическом

Рассматриваются отказы судна, связанные с его опрокидыванием под действием ветра и волнения, т.е. отказы, связанные с нелокальной неустойчивостью.

В этом случае для *k*–ого состояния весовой нагрузки и курсового угла φ встречи судна с ветром и волнением в *l*-ом географическом районе его эксплуатации, погодные условия в котором определяются совместной плотностью вероятности долговременного (режимного) распределения характеристик ветра и волнения $f(\bar{V}, H_{1/3}, \tau)$, вероятность нелокальной устойчивости судна в среднем квадратическом $P_{kl}(\varphi)$ определяется выражением

$$P_{kl}(\varphi) = \int_0^{\tau_2(\bar{V}, H_{1/3}, \tau)} \iint f(\bar{V}, H_{1/3}, \tau) d\bar{V}\, dH_{1/3}, d\tau, \qquad (15)$$

\

где $\Gamma_2(\bar{V}, H_{1/3}, \tau)$ - граничная поверхность области Ω_2 $\{\bar{V}, H_{1/3}, \tau\}$ значений параметров ветро-волновых режимов, выдерживаемых судном.

3 Пример решения проблемы нелокальной устойчивости в среднем квадратическом

Рассматривается перегруженный рабочий катер длиной 18 м при водоизмещении $\Delta = D = 631$ кН, расположенный лагом к ветру и волнению ($\varphi = 90$ град.) в погодных условиях Черного Моря. Предполагается, что частотная полоса пропускания этого судна относительно мала, поэтому его бортовая качка осуществляется в соответствии с уравнением

$$(I_x + \mu_{44})\ddot{\theta} + \lambda_{44}^{(1)}\dot{\theta} + \lambda_{44}^{(3)}\dot{\theta}^3 + Dh\theta + Dh_3\theta^3 = M_h^{wind}(\bar{V}) + M_h^{wave}(H_{1/3}). \quad (15)$$

В этом уравнении кренящий момент от действия ветра $M_h^{wind}(\bar{V})$ является функцией только средней скорости ветра $\bar{V}$ (вклад от пульсационной составляющей ветра является пренебрежимо малым), кренящий момент от действия волн $M_h^{wave}(H_{1/3})$ является белым шумом в смысле Стратоновича [3], т.е. возмущением с конечной мощностью.

Рассматриваемыми характеристиками стационарных режимов нелинейной качки судна являются следующие вероятностные характеристики:

- средние значения угла крена $\mathrm{M}[\theta] = \alpha_{1_1}$ и угловой скорости вращения $\mathrm{M}[\dot{\theta}] = \alpha_{1_2}$;

- статистические моменты второго порядка - дисперсия углов крена $\mathrm{M}[\theta^2] = \mu_{2_{11}}$, дисперсия угловой скорости $\mathrm{M}[\dot{\theta}^2] = \mu_{2_{22}}$ и смешанный статистический момент второго порядка $\mathrm{M}[\theta\dot{\theta}] = \mu_{2_{12}}$.

После выполнения операций представления уравнения (14) системой стохастических дифференциальных уравнений, построения соответствующей системы уравнений для статистических моментов и замыкания этой системы на уровне моментов второго порядка, которые впервые были реализованы в работе [1], получим следующую систему уравнений для определения вероятностных характеристик стационарных режимов бортовой качки:

$$\mathrm{M}[\dot{\theta}] = \alpha_{1_2} = 0;$$

$$\mathrm{M}[\theta\dot{\theta}] = \mu_{2_{12}} = 0;$$

$$-Dh\,\mathrm{M}[\theta] - Dh_3\mathrm{M}[\theta^3] - 3\,Dh_3\mathrm{M}[\theta]\mathrm{M}[\theta^2] + G_1(\bar{V})(I_x + \mu_{44}) = 0;$$

$$\frac{1}{2}(I_x + \mu_{44})\mathrm{M}[\dot{\theta}^2] - \frac{1}{2}\left[Dh\mathrm{M}[\theta^2] + 3\,Dh_3(\mathrm{M}[\theta^2])^2 + 3\,Dh_3(\mathrm{M}[\theta])^2\mathrm{M}[\theta^2]\right] = 0;$$

$$-\lambda_{44}^{(1)}\mathrm{M}[\dot{\theta}^2] - 3\lambda_{44}^{(3)}(\mathrm{M}[\dot{\theta}^2])^2 + \frac{1}{2}G_2(H_{1/3})(I_x + \mu_{44}) = 0, \quad (16)$$

где $G_1(\bar{V})(I_x + \mu_{44}) = \mathrm{M}[M_h^{wind}(\bar{V})] = \rho_A(\bar{V})^2/2c(z_s)(z_s - z_h)A_s$ - средний кренящий момент от действия ветра:

$c(z_s)$ – коэффициент сопротивления воздушному потоку, A_s и z_s – площадь и аппликата центра парусности, z_h - аппликата силы дрейфа;

$G_2(H_{1/3}) = [Dhk(\omega_0)(\omega_0)^2/g]^2 S_\zeta(\omega_0)(I_x + \mu_{44})^{-2}$ - средняя мощность возмущающего момента:

ω_θ – частота малых свободных бортовых колебаний судна, $k(\omega_0)$ – редукционный коэффициент главной части возмущающего момента, $S_\zeta(\omega_0)$ – спектральная плотность волнения.

Физическая интерпретация приведенных уравнений для статистических моментов определяется следующими соотношениями

$$-M_r + M_h = 0; \quad (17)$$

$$-E_h + E_p = 0; \quad (18)$$

$$-P_d + P_w = 0, \quad (19)$$

где $\bar{M}_r$ – среднее значение восстанавливающего момента; $\bar{M}_h$ – среднее значение кренящего момента от действия ветра; $\bar{E}_k$ – средняя кинетическая энергия бортовых колебаний судна; $\bar{E}_p$ – средняя потенциальная энергия положений судна при бортовой качке, $\bar{P}_d$ – средняя мощность диссипации (рассеивания) энергии колеблющимся судном, $\bar{P}_w$ – средняя мощность возмущающего момента, обусловленного действием волнения.

Уравнения (17) – (19) будем называть соответственно уравнением средних моментов, средних энергий и средних мощностей стационарного режима качки судна. Они подобны соотношениям традиционной теории остойчивости судов при больших углах крена – уравнению моментов (2) и уравнению работ (энергий) (3).

Граница области нелокальной устойчивости в среднем квадратическом Γ_2 в рассматриваемом случае определяется максимумом средней потенциальной энергии $\bar{E}_p$, положение которого зависит от среднего угла крена. Значение максимума отыскивается с помощью выражения

$$\frac{\partial Q_2(\alpha_1,\mu_2,G_1,G_2)}{\partial \mu_2} - \frac{\partial \bar{E}_p}{\partial \mu_{2_1}} - \frac{1}{2}\left\{Dh + 6\,Dh_2\mu_{2_1} + 3\,Dh_3(\alpha_{1_1})^2\right\} = 0. \qquad (20)$$

В соответствии с изложенным методом исследования нелокальной устойчивости (остойчивости при больших углах наклонений судна) получено решение системы стационарных уравнений для статистических моментов (16) при поэтапном наращивании интенсивности ветро-волновых возмущений от положения равновесия на тихой воде $\theta = 0$ до потери нелокальной устойчивости в среднем квадратическом. При этом зависимость интенсивности волнения $H_{1/3}$ от интенсивности ветра $\bar{V}$ взята по Пирсону-Московицу. Для уравнений (16) и критерия нелокальной устойчивости в среднем квадратическом (20) результаты получены с помощью решения задачи нелинейного программирования (9) методом обобщенного редуцированного градиента.

Характеристики рассмотренных стадий нарастающей интенсивности ветра и волнения и результаты решения уравнений для статистических моментов (16) представлены рис 1,2.

На рис. 1 приведена диаграмма средних восстанавливающих моментов $\bar{M}_r = f_1(\alpha_{1_1}, \sqrt{\mu_{2_1}})$ как функция среднего угла крена $m\theta = \alpha_{1_1}$ и среднего квадратического отклонения $SD\theta = \sqrt{\mu_{2_1}}$. При $\sqrt{\mu_{2_1}} = 0$ функция $\bar{M}_r = f_1(\alpha_{1_1}, \sqrt{\mu_{2_1}})$ представляет традиционную диаграмму статической остойчивости судна. Рис. 2 представляет зависимость средних потенциальных энергий $2\bar{E}_p = 2f_2(\alpha_{1_1}, \sqrt{\mu_{2_1}})$. На этих же рисунках соответственно нанесены: граница Γ_1 области нелокальной устойчивости в среднем и граница Γ_2 области нелокальной устойчивости в среднем квадратическом положения равновесия судна на тихой воде $\theta \equiv 0$.

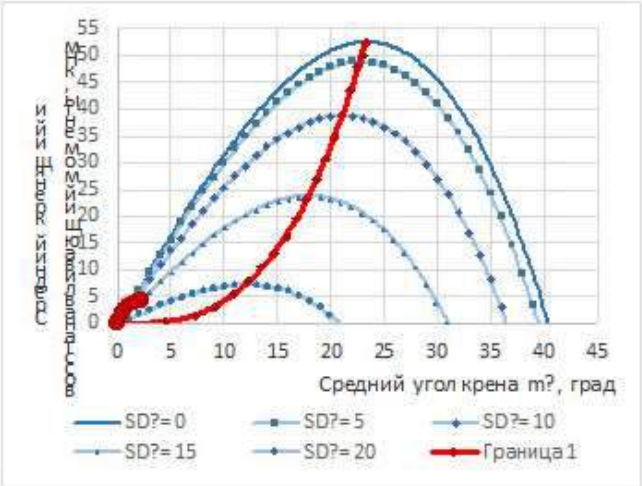


Рисунок 1 – Диаграмма средних восстанавливающих моментов с границей Γ_1 области нелокальной устойчивости в среднем Ω_1 положения равновесия судна на тихой воде $\theta \equiv 0$ и значениями средних кренящих моментов $\bar{M}_{k_1}$ от действия ветра на стадиях нарастания шторма

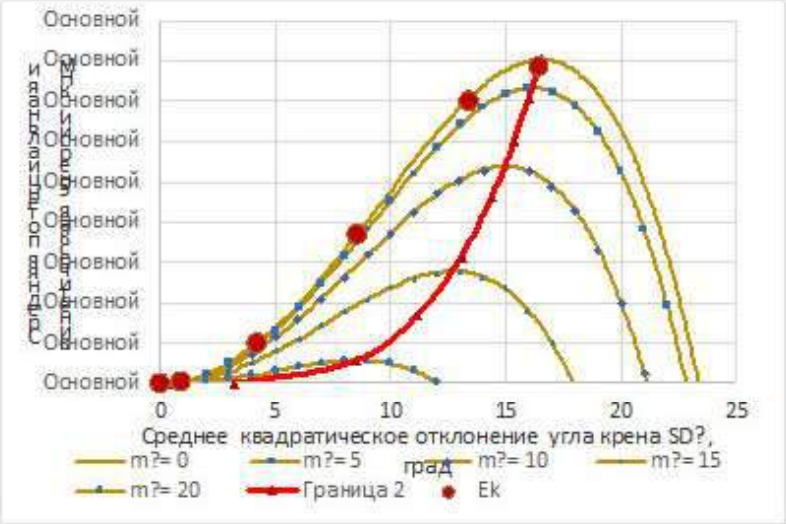


Рисунок 2 – Диаграмма средних потенциальных энергий с границей Γ_2 области нелокальной устойчивости в среднем квадратическом Ω_2 положения равновесия судна на тихой воде $\theta \equiv 0$ и значениями средних кинетических энергий $\bar{E}_{k_2}$ от действия ветра и волнения на стадиях нарастания шторма

На рисунках 3 и 4 поверхности $\bar{M}_{x_1} = f_1(\alpha_{1_1}, \sqrt{\mu_{2_1}})$ и $2\bar{E}_{p_2} = 2f_2(\alpha_{1_2}, \sqrt{\mu_{2_2}})$ вместе с данными решений уравнений для статистических моментов (16) представлены в объеме.

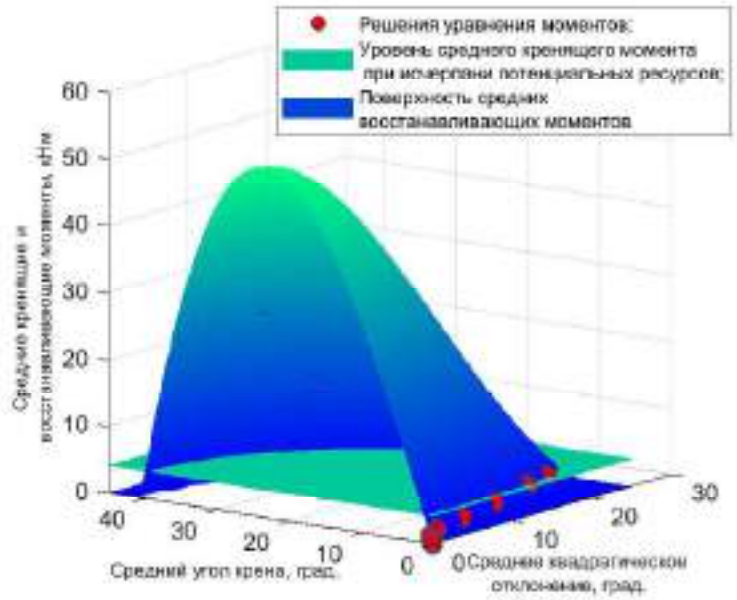


Рисунок 3 – Диаграмма средних восстанавливающих моментов со значениями средних кренящих моментов $\bar{M}_{k_2}$ от действия **ветра** на стадиях нарастания шторма

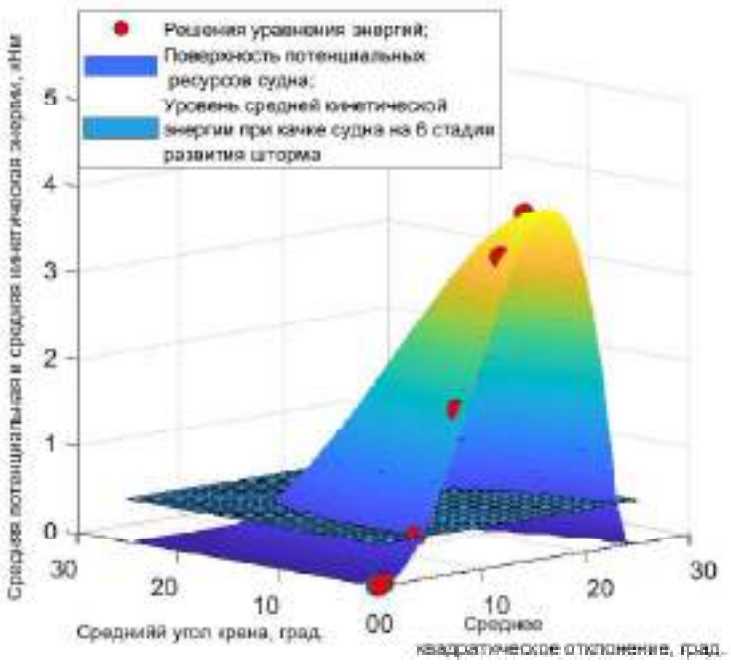


Рисунок 4 – Диаграмма средних потенциальных энергий со значениями средних кинетических энергий $\bar{E}_p$ от действия **ветра и волнения** на стадиях нарастания шторма

Алгоритм отображения области нелокальной устойчивости судна из пространства кинематических характеристик качки в пространство параметров действующих ветро-волновых возмущений, изложенный в работе [3] реализован в рассматриваемом примере при решении последовательности задач для уравнений статистических моментов (16) методом нелинейного программирования с целевой функцией (14). В результате определена граница Γ_2 области нелокальной устойчивости в среднем квадратическом в пространстве параметров ветро-волновых режимов: средней скорости ветра $\bar{V}$, м/с и характерной высоте волнения $H_{1/3}$, м. Эта граница представлена на рис. 5.

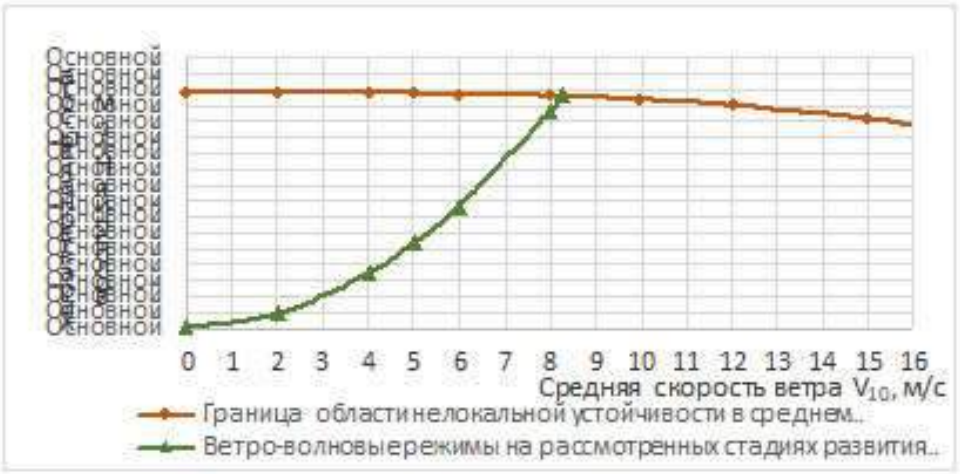


Рисунок 5 – Граница Γ_2 области нелокальной устойчивости в среднем квадратическом и вето-волновые режимы, выдержанные судном на этапах наращивания интенсивности шторма

На этом же рисунке отражена совокупность ветро-волновых режимов, выдержанных судном при поиске границы области существования вещественных решений уравнений (16) с помощью алгоритма нелинейного программирования с целевой функцией (9). В предельной точке задачи с целевой функцией (9) алгоритм решения задачи с целевой функцией (14) привел к тем же результатам. Это означает, что граница области

нелокальной устойчивости в среднем квадратическом является границей вещественных решений уравнений для статистических моментов (16) и на этой границе находится максимум потенциальных ресурсов судна.

4 Пример решения проблемы надежности судна при действии ветра и волнения

Для рассмотренного в предыдущем разделе примера применения метода исследования нелокальной устойчивости определение вероятности нелокальной устойчивости судна $P_{нл}(\varphi)$ при действии ветро-волновых режимов района эксплуатации осуществляется по формуле

$$P_{нл}(\varphi) = \int_0^{\tau_{нл}(\vec{V}, H_{1/3})} \int\int f(\vec{V}, H_{1/3}) d\vec{V} dH_{1/3}. \qquad (21)$$

Схема вычисления рассматриваемого показателя надежности представлена на рис. 8. Он определяется относительным количеством ветро-волновы режимов района эксплуатации, выдержанных судном.

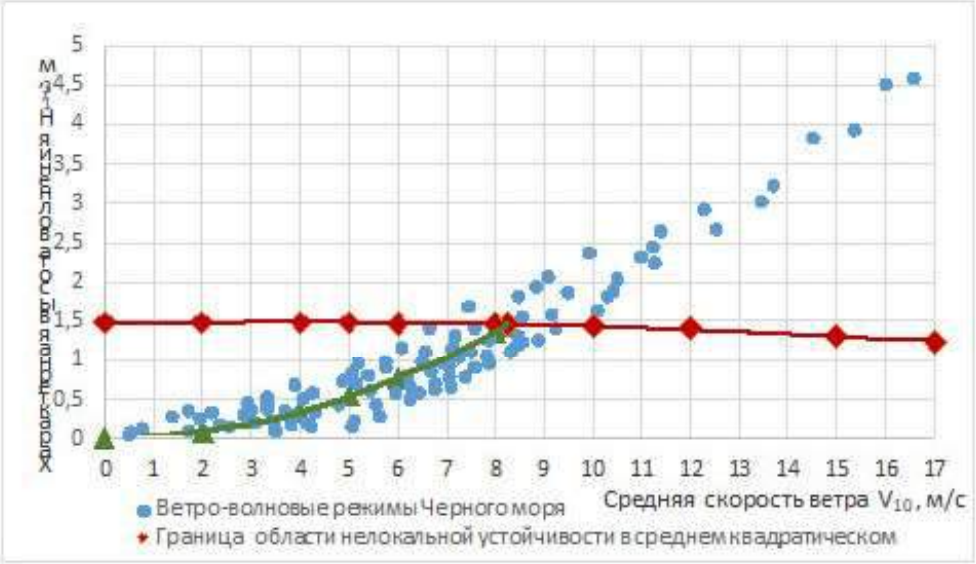


Рисунок 6 – К определению показателя надежности судна в заданном районе эксплуатации - вероятности его не опрокидывания в условиях шторма в соответствии с формулой (21)

В соответствии с теоремой Гермаидзе- Красовского [4] граница области устойчивости динамической системы зависит не только от свойств системы, но и от характера действующих возмущений. В приведенном примере рассмотрены основные свойства процесса нелинейной бортовой качки судна и его нелокальной устойчивости в среднем квадратическом при действии на судно наиболее жесткого волнового возмущения, представленного неддифференцируемой случайной функцией. Для таких случайных функций периодичность и гладкость выборочных функций не имеют места. Поэтому следующий шаг по пути уточнения положения границы области нелокальной устойчивости должен быть связан с учетом, по крайней мере, периодичности выборочных функций, т.е. - с использованием модели волнового режима для которого определяется средний период $\bar{\tau}$. Такая модель вводится с помощью компоненты двумерного марковского процесса со спектром Рахманина [3] и описывающие ее стохастические дифференциальные уравнения добавляются к уравнению бортовой качки судна (20).

Последующее построение системы уравнений для статистических моментов первых двух порядков (7)-(8) и решение их предложенным методом позволяет уточнить положение границы области нелокальной устойчивости в среднем квадратическом, как в пространстве кинематических характеристик бортовой качки, так и в пространстве параметров действующих возмущений $\vec{V}$, $H_{1/3}$, $\bar{\tau}$. Это решение позволяет уточнить и показатель надежности, определяемый по формуле (15). Результат уточненного определения границы области нелокальной устойчивости в среднем квадратическом и интерпретация применения формулы (15) для отыскания значения показателя надежности $P_{нл}(\varphi)$ представлены на рис. 7.

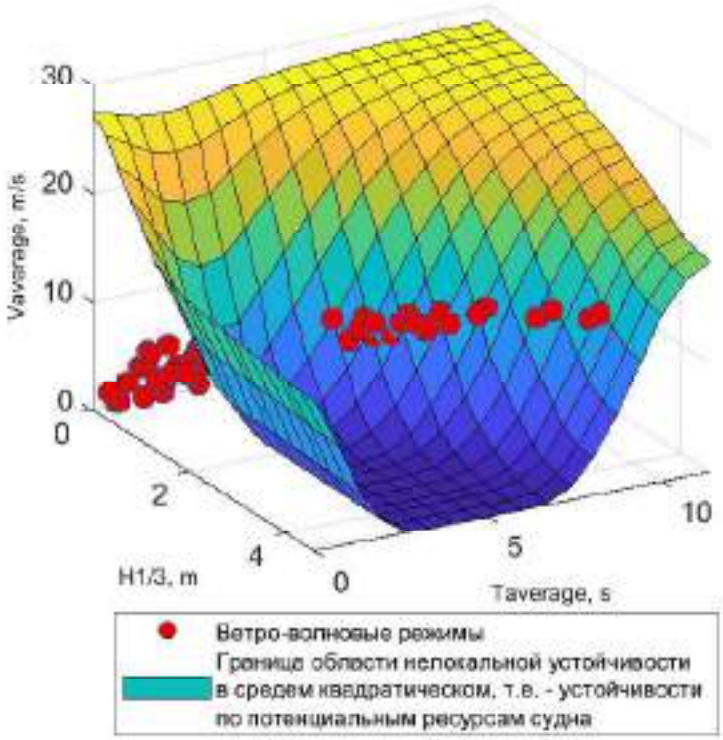


Рисунок 7 – К определению показателя надежности судна в заданном районе эксплуатации - вероятности его не опрокидывания в условиях шторма

Выводы. Применение метода статистических моментов при исследовании стохастической устойчивости судов в условиях интенсивного шторма продолжает традиции теории остойчивости судов при больших углах наклонения, как с точки зрения методов поиска границ областей нелокальной устойчивости, так и с точки зрения физической трактовки исследуемых явлений. Этот метод позволяет выполнить исследование нелокальной устойчивости в среднем и в среднем квадратическом процессов нелинейной качки судна и продолжить процесс исследования в область практического применения теории – в область вычисления показателей конструктивной надежности судна. При этом вычисление показателей надежности осуществляется с учетом максимальных потенциальных возможностей судна.

REFERENCES

[1] Некрасов В.А. *Применение теории марковских процессов к расчету качки судна с жидким грузом*. //Сборник статей «Управляемость и мореходность судов». -Л.: Судостроение, 1969. - Вып.126. – С. 18-24.

[2] Некрасов В.А. *Вероятностные задачи мореходности судов*. – Л.: Судостроение, 1978. - 300 с.

[3] Тихонов, В.И. *Марковские процессы*/ В.И. Тихонов, М.А. Миронов. –М.: Советское радио, 1977. - 488с.

[4] Стратонович Р.Л. *Избранные вопросы теории флуктуаций в радиотехнике*. –М.: Советское радио, 1961. - 588 с.

[5] Красовский, Н.Н. *Некоторые задачи теории устойчивости движения*. –М.: Физматгиз, 1959. -211 с.

[6] Himmelblau D.M. *Applied nonlinear programming*. McGraw-Hill, 1972 – 498 p.

[7] Ляпунов А.М. *Общая задача об устойчивости движения*. - М.-Д.: ГИТТЛ, 1950. -153 с.

[8] Хасьминский Р.З. *Устойчивость систем дифференциальных уравнений при случайных возмущениях их параметров*. М.: Главная редакция физико-математической литературы. 1969.

[9] Некрасов В.А. *Мореходность и техническая устойчивость судна*. // Гидродинамика корабля, Сб. науч. тр. - Николаев, НКИ, 1985. - С.61-72.

[10] Некрасов В.А. *Критерии мореходности и показатели надежности использования судна и его технических средств в заданном районе плавания* // Гидродинамика корабля; Сб. науч. тр. - Николаев: НКИ, 1985. - С. 72-81.

[11] Некрасов В.А. *Безопасность и надежность судов*. //Зб. наук. праць УДМТУ, - Миколаїв: УДМТУ. - 2001. - №5(377). - С.3-8.

[12] Nekrasov V.A. *Nonlocal stability of mobile marine objects*. MAST 2013, Gdansk, Poland. 2013. 8p.

Нєкрасов В.О.

Нелокальна стійкість в середньому квадратичному судна в штормових умовах плавання

Анотація. *Розглянуто судно, розташоване лагом до інтенсивних вітро-хвильових дій. Запропоновано методи дослідження його нелокальної стійкості в середньому та нелокальної стійкості в середньому квадратичному. Відображено зв'язок запропонованих методів дослідження стійкості з традиційними методами дослідження остійності суден при великих кутах нахилу. Виявлений зв'язок визначає запропоновані методи як розвиток традиційних підходів детерміністичної теорії остійності, перевід їх до класу випадкових функцій. Ця обставина має значення для розвитку теорії остійності суден і формування вимог до їх остійності на ймовірнісній основі.*

Ключові слова: *судно; вітро-хвильовой режим; остійність; нелокальна стійкість в середньому квадратичному*

Nekrasov V.A.

Nonlocal stability in the mean square of the ship in storm conditions

Annotation. *Ship situated by the beam to intense wind-wave actions is considered. Methods of studying its nonlocal stability in the mean and nonlocal stability in mean square are proposed. Connection of the proposed methods with traditional methods of ships stability at large angles of inclinations is reflected. The discovered connection defines the proposed methods as the development of traditional approaches of the deterministic stability theory methods, transfer them into a class of random functions. This circumstance is important for the development of the theory of stability of ships and the formation of requirements for their stability on a probabilistic basis.*

Keywords: *ship; wind-wave mode; stability; nonlocal stability in the mean square*

УДК 504.42

НАУКА ПРО ОКЕАН У НАСТУПНОМУ ДЕСЯТИЛІТТІ

О.А. Щипцов, член-кореспондент НАН Украни[1]

О.О. Щипцов, кандидат юридичних наук[2]

[1]Державна установа «Науковий гідрофізичний центр Національної академії наук України»

[2]Державна установа "Держгідрографія"

[1]shchyptsov@nas.gov.ua, [2]office@hydro.gov.ua

Анотація *У доповіді пропонується дайджест документа «Переглянута дорожня карта для Десятиліття Організації Об'єднаних Націй, присвяченого науці про океан в інтересах сталого розвитку», підготовленого Міжурядовою океанографічною комісією ЮНЕСКО. Представлені механізм орієнтації Десятиліття на досягнення соціально значущих результатів, всеосяжні цілі та стратегічні завдання Десятиліття, а також пріоритетні галузі наукових досліджень і розробок. Розглянуто деякі організаційні аспекти підготовчого етапу десятиліття. Дано коментар щодо необхідності формування стратегії розвитку науки про океан в Україні на довгостроковий період.*

Ключові слова: *дорожня карта, Міжурядова океанографічна комісія ЮНЕСКО, Десятиліття, Організація Об'єднаних Націй, наука про океан, сталий розвиток, програмно-цільове планування і управління.*

Загальна частина

На 72-й сесії Генеральна Асамблея Організації Об'єднаних Націй (далі – ГА ООН) у зведеній резолюції щодо Світового океану і морського права [1] постановила: проголосити 10-річний період, який розпочинається 1 січня 2021 року Десятиліттям Організації Об'єднаних Націй, присвяченим науці про океан в інтересах сталого розвитку (далі – Десятиліття), яке буде проводитися в рамках існуючих структур і наявних ресурсів.

Також запропоновано Міжурядовій океанографічній комісії ЮНЕСКО [2] (далі – МОК) підготувати план проведення цього Десятиліття (2021-2030) в консультаціях з державами-членами, спеціалізованими установами, фондами, програмами та органами Організації Об'єднаних Націй, а також іншими міжурядовими організаціями, неурядовими організаціями та відповідними зацікавленими сторонам [3].

Відповідними постановами Кабінету Міністрів України [4] встановлено, що Міністерство освіти і науки України є центральним органом виконавчої влади, відповідальним за виконання зобов'язань (за участю Національної академії наук України), які випливають із членства України в МОК ЮНЕСКО.

ОРІЄНТАЦІЯ ДЕСЯТИЛІТТЯ НА ДОСЯГНЕННЯ СОЦІАЛЬНО ЗНАЧУЩИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

Проведення Десятиліття допоможе перетворити наукові знання і наукове розуміння процесів, що відбуваються в морському середовищі, на ефективні заходи, які сприятимуть більш раціональному використанню ресурсів океану, поліпшенню його стану і сталому розвитку загалом [3].

Нижче представлені шість соціально значущих очікуваних кінцевих результатів:

– Чистота океану як наслідок виявлення джерел забруднення, визначення та зниження рівня забруднення, звільнення океану від забруднювачів.

Наше суспільство, що стрімко зростає і стає більш заможним і технологічно розвиненим, здійснює дедалі сильніший вплив як на місцевому, так і на глобальному рівнях на навколишнє середовище, що виражається в дедалі більшому його забрудненні хімічними і фізичними відходами. У рамках Десятиліття буде заохочуватися проведення комплексних досліджень з метою оцінки небезпеки, яку представляють для здоров'я людини і навколишнього середовища сьогоднішні і майбутні види забруднювачів морського середовища. Це дозволить запропонувати нові ідеї щодо зниження впливу, що чиниться на Світовий океан, в тому числі шляхом заохочення переробки відходів, вдосконалення систем поводження з відходами, включно із застосуванням відповідних заходів стимулювання в цій галузі, зміцнення режимів управління, які заохочують застосування стійких моделей виробництва та споживання. До числа забруднювачів океану, що викликають найбільші побоювання, належать: двоокис вуглецю – газ, який є головною причиною зміни клімату і спричиненим цією зміною потеплінням океану, його закисленням і підйомом рівня моря; метан; сільськогосподарські добрива, які забезпечують підвищення виробництва продовольчої сировини, але при цьому є причиною деоксигенації океану; скидання неочищених стічних вод; поширення інвазивних видів; забруднення мікро- і макропластиками.

– Здоровий стан та життєздатність океану як наслідок картування та захисту морських екосистем, оцінки та зниження впливу численних факторів, включно зі зміною клімату, а також підтримування сталого функціонування екосистем океану.

В останні п'ятдесят років спостерігається істотне пришвидшення процесів деградації морських екосистем як результат впливу на океан великого числа стресогенних факторів. З метою підтримки здорового стану і захисту екосистем Світового океану в рамках Десятиліття планується заохочувати проведення міждисциплінарних досліджень, які дозволять оцінити потенційний сукупний вплив стресогенними факторами, що чиниться на океан, його моря, екосистеми і ресурси, заповнити відсутню інформацію, а також запропонувати конкретні заходи, здатні поліпшити сьогоднішню ситуацію і зупинити процес деградації екосистем океану. Крім того, для забезпечення адаптивного підходу і ефективного управління господарством Світового океану поряд з поповненням і актуалізацією відповідної бази наукових знань буде потрібне проведення комплексного картування Світового океану в усіх його аспектах.

– Передбачуваність океану як наслідок здатності суспільства оцінювати поточний і майбутній стан Світового океану, прогнозувати зміни цього стану і вплив, що чиниться в результаті цих змін на благополуччя і умови життя людини.

Величезні простори Світового океану та його складні берегові лінії досі належним чином не охоплені спостереженнями і не повною мірою вивчені. Глибоководні райони як і раніше залишаються тією межею, до якої змогла дійти наука про океан. Передбачається, що в рамках Десятиліття предметом стійких і систематичних спостережень стануть всі океанічні басейни і морські глибини. Це дозволить задокументувати зміни, що відбуваються в океані, задати початкові умови океанічних моделей і отримати критично важливу інформацію з огляду на поліпшення розуміння океану.

Держави і морська бізнес-спільнота дедалі більше потребують такої інформації, необхідної для здійснення господарської діяльності в межах і за межами дії національної юрисдикції. Більш глибоке розуміння сьогоднішнього і майбутнього стану океану дозволить, серед іншого, підвищити ефективність морських перевезень, знизити збитки, які завдають штормові пошкодження і затоплення прибережних міст, забезпечити стійкий рибний промисел, захист коралових рифів, зберегти від деградації інші найважливіші морські екосистеми, а також підвищити ефективність прогнозування клімату. Поряд з цим в рамках Десятиліття планується застосування останніх досягнень в галузі морської робототехніки, а також комбіноване використання даних дистанційного зондування і океанологічних спостережень in situ, що відкриває нові можливості і дозволить знизити експлуатаційні витрати.

– Безпека океану як наслідок захищеності людства від пов'язаних з океаном загроз і безпеки діяльності, здійснюваної людьми в морі та в прибережній зоні.

Пов'язані з океаном небезпечні явища (такі як штормові нагони, цунамі, шкідливе цвітіння водоростей або берегова ерозія) можуть мати катастрофічний характер для населення прибережних районів. Вибухове зростання рекреаційної індустрії в прибережній зоні і розширення економічної діяльності, пов'язаної з морем, призвели до появи величезної кількості організацій, що створюють нові об'єкти інфраструктури, які стають дедалі вразливішими з огляду на екстремальні океанічні явища. Вплив, який чиниться на океан в результаті зміни клімату, у найсерйозніший спосіб позначиться на всіх країнах і на більшості видів діяльності людини.

В рамках Десятиліття буде заохочуватися проведення наукових досліджень, мета яких – знизити до мінімуму вплив різних змін (зменшення небезпеки) шляхом адаптації до них і пом'якшення їхніх наслідків, а також оцінити ступінь соціальної і матеріальної вразливості і краще зрозуміти взаємозв'язок, що існує між змінами природного та антропогенного характеру. У цьому контексті буде також надаватися підтримка у створенні в усіх басейнах комплексних систем попередження про різні загрози, що буде сприяти підвищенню рівня готовності та обізнаності суспільства щодо пов'язаних з океаном небезпек.

– Стійка і ефективна експлуатація океану, що має на увазі адекватне продовольче забезпечення і наявність альтернативних джерел засобів до існування.

Сьогодні наше суспільство більше ніж будь-коли в своїй історії залежить від океану. Світовий океан є життєво важливим джерелом продовольства і засобів до існування для приблизно 500 мільйонів чоловік. Економіка Світового океану належить до числа найбільш перспективних і швидко зростаючих у всьому світі галузей. Проведення Десятиліття покликане поліпшити розуміння нами механізмів взаємовпливу і взаємозалежності між існуючими екологічними умовами і змінами, що відбуваються, між використанням ресурсів і зростанням економіки. Одним із важливих завдань з океаном галузей є документальне підтвердження потенційного негативного впливу змін, що відбуваються, на традиційні і нові види діяльності, пов'язаної з морем, а також наукове підтвердження здатності цих галузей генерувати економічне зростання. Нові дослідження повинні сприяти розробці і змістовному наповненню програм сталого «блакитного» і «зеленого» економічного зростання, а також програм е галузі захисту екосистем.

– Відкритість і доступність океану як можливість доступу всіх держав, зацікавлених сторін і громадян до даних та інформації про океан, а також до морських технологій, і здатність використовувати ці знання як основи для прийняття рішень.

Досягнення перерахованих вище кінцевих результатів значною мірою залежить від повсюдного нарощування потенціалу та готовності держав з різним рівнем добробуту і розвитку спільно використовувати наявні ресурси. Величезний попит на океанографічну інформацію і дані з боку наукових кіл, державних організацій, приватних та громадських структур диктують необхідність кардинальних змін на всіх щаблях океанографічної освіти. Розвиток нових технологій і цифрова революція радикальним чином змінили науку про океан, можливості якої повинні бути тепер використані з метою поширення даних та інформації. Наявність доступу до інформації про океан, розширення взаємодії між науковим співтовариством і суб'єктами суспільного життя, а також здійснення ініціативи «Знання про океан – право кожного» повинні стимулювати більш відповідальну і усвідомлену поведінку всіх громадян і зацікавлених сторін щодо океану та його ресурсів.

ВСЕОСЯЖНІ ЦІЛІ ДЕСЯТИЛІТТЯ

МЕТА 1: Накопичення наукових знань і розвиток науково-технічної бази і партнерської взаємодії, необхідних для стійкого освоєння ресурсів океану.

МЕТА 2: Здійснення морських науково-дослідних програм і надання даних та інформації про океан як основи для вироблення політики, що забезпечує ефективне функціонування морських екосистем в інтересах комплексної реалізації цілей Порядку денного-2030 галузі сталого розвитку.

У Глобальній доповіді про стан океанографії було підкреслено, що на частку науки про океан припадає лише від 0,04% до 4% загальносвітових витрат на цілі НДДКР [5]. У зв'язку з цим найважливіше значення має розвиток нових форм співробітництва і партнерства, які сприяли би більш широкому доступу до наукових даних, сучасного обладнання та технологіям.

СТРАТЕГІЧНІ ЗАВДАННЯ ДЕСЯТИЛІТТЯ

Стратегічними завданнями десятиліття є [3]:

ЗАВДАННЯ (I): Накопичення бази знань про систему океану, її ролі для системи Землі і клімату, включно з людським компонентом, про її біорозмаїття та морське дно на підтримку сталого управління.

ЗАВДАННЯ (II): Створення всеосяжної і відкритої бази наукових даних і потенціалу з метою впровадження екосистемного підходу в управлінні, що сприяє поліпшенню стану морського середовища і розвитку «блакитної» економіки. Особливу увагу буде приділено вивченню соціально-економічних аспектів сталого освоєння ресурсів Світового океану, а також поглибленню розуміння й оцінки сукупного впливу стресогенних чинників.

ЗАВДАННЯ (III): Збереження життя людей і зменшення небезпеки екстремальних погодних явищ і пов'язаних з океаном загроз за допомогою прискореного здійснення програми наукових досліджень і створення допоміжних комплексних систем раннього попередження про різні види загроз, а також підвищення рівня готовності та інформованості населення.

ЗАВДАННЯ (IV): Зміцнення існуючих мереж спостережень за океаном, систем даних та іншої інфраструктури, а також співпраці і партнерських зв'язків, на які вони спираються, з метою забезпечення до 2030 року потреб усіх держав.

ЗАВДАННЯ (V): Істотне зміцнення науково-технічного потенціалу зацікавлених сторін, що займаються питаннями океану, за допомогою розширення доступу та більш усвідомленого використання наукових знань, прискореної передачі морських технологій, професійної підготовки і навчання, а також підвищення рівня знань про Світовий океан з тим, щоб всі зацікавлені сторони мали можливість брати участь у розвитку та прикладному використанні науки про океан і відповідних технологій в інтересах сталого економічного розвитку, виробництва продовольства, раціонального використання ресурсів океану, оцінки його стану та вжиття заходів, пов'язаних зі зміною клімату.

ЗАВДАННЯ (VI): Зміцнення співпраці, координації та інформаційної взаємодії між зацікавленими сторонами, включно з приватним сектором, при здійсненні морських науково-дослідних програм, а також оперативне надання нових та отриманих раніше наукових даних в розпорядження директивних органів і органів, що визначають політику в контексті здійснення згаданого вище Порядку денного-2030 і в більш широкому контексті.

ПОЧАТКОВІ ПРІОРИТЕТНІ ГАЛУЗІ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ І РОЗРОБОК ДЕСЯТИЛІТТЯ

Детальна карта (цифровий атлас) Світового океану.

Ця галузь виходить далеко за рамки топографії рельєфу морського дна, а її значимість найкращим чином ілюструє брак структурних глибинних карт Світового океану, що так гостро відчувається сьогодні. Сучасна супутникова карта океану забезпечує роздільну здатність 2-5 км, однак такою роздільною здатністю на сьогодні охоплено трохи більше 5 відсотків поверхні Світового океану. Як наслідок, наявна на сьогодні карта океанів не містить інформації про багато значущих елементах підводного ландшафту. Щодо сьогоднішнього рівня знань про океан, то в недавніх ситуаціях, пов'язаних зі зникненням літаків, пошуково-рятувальні служби не мали інформації навіть про точні глибини в районах робіт, що мали проводитися [3].

Точної карти океанів потребують, серед інших, судноплавні компанії і транспортні організації, метеослужби та укладачі прогнозів стану океану, рибна промисловість і керівники компаній, що займаються експлуатацією морських ресурсів, прибережні міста і громади, яким загрожує підвищення рівня моря, цунамі, тропічні циклони. Морське просторове планування – одна з можливостей відобразити на одній карті велике число взаємозалежних видів морської діяльності. Аналогічний підхід застосовується і щодо прибережної зони.

Всеосяжна система спостережень за океаном.

Океанографічні спостереження є ключем до розуміння погоди, клімату і майбутнього стану морських екосистем і ресурсів океану. Глобальна система спостережень за океаном (далі – ГССО) в її нинішньому вигляді підходить для відстеження фізичних змінних стану верхньої двокілометрової товщі води та поверхневої зони океану. Підвищення щільності мережі спостережень, а також розширення спектра відстежуваних параметрів, особливо в акваторії Південного океану і в Арктичному регіоні, спостереження за якими в даний час ведеться явно недостатньо, сприятливо позначиться на стані всього комплексу морських наук та їхньому прикладному застосуванні. Проведення Десятиліття має сприяти встановленню режиму міжнародного співробітництва, що

забезпечить охоплення спостереженнями всіх основних океанічних басейнів планети на всіх глибинах в рамках існуючої глобальної системи спостережень за океаном, в забезпеченні функціонування якої повинні, серед інших, брати участь держави регіону, що належать до басейну.

Кількісна оцінка стану та функціонування морських екосистем як основа для раціонального управління ними та їхньої адаптації.

Створений в рамках проекту «Перепис морського життя» реєстр морських біологічних видів є надзвичайно корисним джерелом наукових знань про те, які живі організми жили, живуть і будуть жити в океані. Незабаром на експериментальній основі почне функціонувати біологічний компонент ГССО. Ґрунтуючись на цих досягненнях, Десятиліття має сприяти створенню можливостей для візуального, практично в режимі реального часу, спостереження за життям в океані за допомогою новітніх технологій, які протягом Десятиліття будуть удосконалені і стануть буденними. Завдяки новим знанням генетичної науки в діапазоні від вірусів до величезних китів і про те, як всі ці види взаємодіють один з одним, ми зможемо побачити багато чого з того, що в минулому не могли кількісно виміряти або оцінити.

Постійно з'являються нові інструментарії, які замінять дослідження, що вимагають класичних лабораторних умов, а нові лабораторії мобільного типу будуть не просто здійснювати збір зразків, а видавати кінцевий результат аналізу. Комбіноване застосування сучасних методів дозволяє здійснювати безперервне відстеження характеристик мікро-, макро- і мегакомпонентов морської екосистеми і давати оцінку їхнього стану. Нові технології допоможуть дослідникам покращити розуміння механізмів функціонування глибоководних екосистем, оцінити сукупний вплив стресогенних факторів Світового океану.

Портал даних і інформації.

Взаємозв'язок, що існує між представленими вище питаннями, очевидний. Забезпечення відкритого для всіх доступу до ефективно функціонуючого інформаційного порталу і глобальне поширення представлених на ньому даних створить умови для успішного розвитку різних галузей науки, а також для проведення наукових досліджень і здійснення відкриттів навіть на основі вже наявної інформації, не вдаючись до додаткових експериментальних даних.

Використання нових інформаційних технологій повинно вивести океанографію в світ «великих даних». IT-спільнота, що динамічно розвивається, заявляє про свою готовність надати технологічну підтримку проведенню необхідних наукових досліджень і розробок.Функціональна сумісність учасників і користувачів глобальної бази даних повинна буде забезпечуватися за допомогою загальновизнаних і створених саме для цієї мети механізмів, таких як система міжнародного обміну океанографічними даними та інформацією.

Океанська компонента комплексної системи попередження про різні загрози.

На сьогодні існує декілька не пов'язаних одна з одною систем попередження про потенційні загрози з боку океану. Деякі з них є діючими (наприклад, система попередження про цунамі), інші перебувають у незавершеному стані (система попередження про штормові нагони), треті лише створюються (шкідливе цвітіння водоростей). У Сендайській рамковій програмі зі зниження ризику лих [6] було недвозначно підтверджено і наголошено на необхідності зміцнення і внутрішнього узгодження існуючої системи попередження про небезпечні явища. Ефективність системи попередження залежить від обізнаності щодо існуючих загроз, а також від наявності відповідного плану і системи оповіщення на випадок надзвичайних обставин. Населення, яке перебуває під потенційними загрозами, має вміти належним чином реагувати при подачі відповідного сигналу. Відповідне попередження, тільки-но воно надійшло, має супроводжуватися своєчасними, повномасштабними і грамотно вибудованими заходами реагування. Подібне поєднання дій і завдань передбачає обов'язкову участь одразу кількох відповідальних установ.

Океан у системі спостереження Землі, дослідження і прогнозування, використання потенціалу соціальних і гуманітарних наук та економічна оцінка.

Океанографія входить до комплексу наук про Землю. ГССО є одним із спонсорів Глобальної системи спостережень за кліматом і в більш широкому сенсі – учасником системи спостереження Землі. Для того щоб мати можливість вивчати і прогнозувати майбутній стан Світового океану, необхідно, щоб проблеми дослідження океану були включеними до різних моделей системи Землі. В міру збільшення часового горизонту прогнозів дедалі складнішою стає методика, необхідна для аналізу і розшифровки передбачуваності компонентів системи Землі, що взаємодіють один з одним. Стан виробничих галузей, зміни, що відбуваються в суспільстві, загальноекономічна ситуація – всі ці аспекти зрештою повинні бути враховані при здійсненні спостережень та моделюванні прогнозів. Ця нова природничо-наукова дисципліна потребує ефективної океанської компоненти.

Крім того, існує незадіяний потенціал в галузі океанографічних спостережень і моделювання, який також міг би допомогти вдосконалити ряд важливих для людини послуг. Дедалі більш регламентованою і взаємозалежною стає діяльність в прибережних зонах і в відкритому морі. На сьогодні потенціал в галузі моделювання і прогнозування стану океану, який відповідав би таким новим вимогам, поки не створено. З цієї точки зору Десятиліття могло б сприяти залученню розрізнених на сьогодні груп і професійних співтовариств, що опікуються розробкою моделей, до визначення параметрів майбутньої масштабованої системи спостережень за океаном і прогнозування його стану.

Створення потенціалу, пришвидшена передача технологій, професійна підготовка та навчання, поширення знань про океан.

Всі перераховані вище галузі наукових досліджень і розробок покликані вивести науку про океан на новий сучасний рівень. Вони сприятимуть зміцненню її потенціалу та перетворенню на інформаційний і скеровуючий інструмент сталого розвитку. Десятиліття має сприяти розширенню діяльності в галузі створення потенціалу, професійної підготовки і навчання, а також запустити механізми передачі морської технології. Одним із результатів діяльності в рамках Десятиліття має стати суттєва активізація зусиль в галузі поширення знань про океан серед різних груп населення. Необхідно розробити амбітну програму заходів, спрямованих на підвищення рівня знань людей про океан.

ПІДГОТОВЧИЙ ЕТАП ДЕСЯТИЛІТТЯ

Цілі підготовчого етапу:

- розробка та узгодження механізмів управління як для етапу планування, так і безпосередньо для Десятиліття;
- визначення форми і структури Десятиліття;
- взаємодія та консультації з відповідними громадами, пов'язаними з Десятиліттям;
- розробка плану мобілізації ресурсів (бізнес-плану) для Десятиліття;
- поширення серед всіх зацікавлених сторін інформації про цілі, завдання та очікувані результати Десятиліття;
- розробка плану проведення Десятиліття.

Важливу роль також відіграватиме надання державам-членам та іншим основним зацікавленим сторонам регулярної звітності з питань підготовки плану проведення Десятиліття. Воно має супроводжуватися неофіційним наданням звітності ключовим зацікавленим сторонам на регіональному та національному рівнях, зокрема – потенційним донорам.

Консультації з державами-членами і надання їм звітності повинні відбутися на різних рівнях і на кількох стадіях підготовчого етапу, а саме [3]:

– держави – члени МОК та інші зацікавлені сторони матимуть можливість номінувати наукових експертів для участі в глобальних/регіональних навчально-практичних семінарах (липень 2018 – червень 2019 р);

– держави – члени МОК розглянуть проміжну доповідь групи планування в червні 2019 р.;

– з червня 2019 р. до квітня 2020 р. відбудеться оглядовий етап, у ході якого всім державам-членам (державам – членам МОК і ООН), а також іншим ключовим зацікавленим сторонам буде запропоновано надати коментарі щодо проекту плану проведення Десятиліття;

– Виконавчій раді МОК на її 53-ій сесії (червень 2020 р.) буде запропоновано затвердити план проведення Десятиліття, а в другій половині 2020 р. він в порядку інформації буде наданий ГА ООН.

На національному рівні проведення Десятиліття має сприяти суттєвому підвищенню інтересу державних органів і суспільства загалом до здійснення морських науково-дослідних програм і поширенню результатів цих досліджень. З опорою на діючий національний координаційний механізм МОК заохочуватиме створення національних комітетів, до завдання яких входитиме стимулювання, координація і концептуальна підтримка національних заходів.

Консультації з державами-членами і надання їм звітності мають проходити на різних рівнях і різних етапах процесу підготовки плану. Державам-членам МОК і ООН буде запропоновано надати свої міркування щодо початкової фази Десятиліття (дорожня карта) і концептуальні пропозиції (перелік основних наукових проблем, вирішенню яких, на їхню думку, має сприяти Десятиліття).

Дві глобальні наради з планування передбачалося організувати на початку 2019 р. і на початку 2020 р. Перша нарада була присвячена оцінці стану океанографії в світлі цілей і завдань Порядку денного-2030, а також визначенню обсягу роботи, пов'язаної з підготовкою стислого огляду програми (програм) наукових

досліджень, які будуть здійснюватися в ході Десятиліття. Друга нарада буде присвячена узагальненню пропозицій за підсумками різних консультацій, включно з вищезгаданими регіональними нарадами, до загального проекту плану проведення Десятиліття.

Заключна частина

Українські вчені-океанологи з задоволенням і надією сприйняли «Переглянуту дорожну карту для Десятиліття Організації Об'єднаних Націй, присвяченого науці про океан в інтересах сталого розвитку». Так, в березні 2019 року відбулася нарада керівників секцій Міжвідомчої координаційної ради з питань морських досліджень Міністерства освіти і науки України та Національної академії наук України (далі – МКР), на якій було обговорене питання участі України в підготовчому етапі Десятиліття.

В межах реалізації Україною заходів підготовчого етапу міжнародного Десятиліття постановою Президії НАН України в лютому поточного року було створено Раду з досліджень Світового океану НАН України (далі – Рада НАН України).

Свою діяльність Рада НАН України розпочала з розробки пропозицій, спрямованих на вдосконалення нормативно-правової бази, яка забезпечує наукове супроводження процесу реалізації положень Морської доктрини України.

Зокрема, Радою НАН України було прийнято рішення про підготовку пропозицій стосовно внесення змін і доповнень до:

– Переліку пріоритетних тематичних напрямів наукових досліджень і науково-технічних розробок на період до 2020 року, затвердженого постановою Кабінету Міністрів України від 7 вересня 2011 р. № 942 (зі змінами);

– постанови Президії НАН України від 30.01.2019 № 30 «Про Основні наукові напрями та найважливіші проблеми фундаментальних досліджень у галузі природничих, технічних і гуманітарних наук національних академій наук України на 2019-2023 роки».

Радою НАН України було створено робочу групу з розробки проектів постанов Кабінету Міністрів України:

– щодо внесення змін до постанови Кабінету Міністрів України від 30 серпня 2002 р. № 1298 «Про оплату праці працівників на основі Єдиної тарифної сітки розрядів і коефіцієнтів з оплати праці працівників установ, закладів та організацій окремих галузей бюджетної сфери» з метою збільшення граничних розмірів посадових окладів членів екіпажів науково-дослідницьких суден, а також працівників, які є суб'єктами системи управління безпекою судноплавства державних установ, закладів, організацій, що утримують та експлуатують науково-дослідницькі судна;

– про затвердження порядку надання дозволів на виконання морських наукових досліджень у внутрішніх водах, територіальному морі та виключній економічній зоні України.

Рада НАН України також підтримала пропозиції щодо можливості створення в нашій країні наукового парку «Науково-дослідницький флот України» шляхом об'єднання засновників-судновласників науково-дослідницьких суден України, якими є установи, організації та підприємства, що належать до сфери управління різних органів виконавчої влади, інші юридичні особи.

Передбачається також створення лабораторій, де дослідники розроблятимуть плани проектування та будівництва суднової техніки, проводитимуть наукові експерименти та робочі зустрічі, а також створення на борту ветерана флоту, яким є науково-дослідне судно «Академік Вернадський», «Океанологічного музею НАН України» (у поєднанні з учбово-тренажерним центром з підготовки діючих і майбутніх членів експедиційних загонів науково-дослідницьких суден).

Керуючись пропозицією президента Національної академії наук України академіка НАН України Б.Є. Патона, Державна установа «Науковий гідрофізичний центр Національної академії наук України» спільно з Державною установою «Держгідрографія» Державної служби морського та річкового транспорту України в даний час завершили розробку концепту міжвідомчої науково-технічної програми у сфері океанографічного і гідрографічного вивчення морського і річкового середовища України для навігаційно-гідрографічного забезпечення судноплавства [9].

Мета міжвідомчої програми – створення і забезпечення функціонування автоматизованого банку цифрових океанографічних даних Державної служби морського та річкового транспорту України та Національної академії наук України на основі результатів комплексних (передусім експедиційних), океанографічних і гідрографічних досліджень морського і річкового природного середовища, а також інтегрування зазначеного банку до державної системи інформаційних ресурсів та системи міжнародного обміну океанографічними даними.

З огляду на сучасну геополітичну обстановку в Азово-Чорноморському басейні одним із перших кроків на шляху формування стратегії розвитку науки в Україні є актуалізація чинного Переліку пріоритетних тематичних напрямів наукових досліджень і науково-технічних розробок на період до 2020 року, який не в повній мірі відповідає вимогам сьогодення [10]. Актуалізувати зазначений Перелік необхідно з урахуванням положень Морської доктрини України на період до 2035 року, затвердженої постановою Кабінету Міністрів України від 7 жовтня 2009 року № 1307 (у редакції постанови Кабінету Міністрів України від 18 грудня 2018 року № 1108) [11], та Десятиліття.

Реалізацію актуалізованого Переліку пріоритетних тематичних напрямів наукових досліджень і науково-технічних розробок необхідно здійснювати, використовуючи метод програмно-цільового планування і управління [7].

Програмно-цільовий підхід дозволить подолати негативну практику відомчих і групових інтересів, скомплексувати і скоординувати розрізнені дослідження і проекти, впорядкувати розподіл фінансових коштів і матеріальних ресурсів, підвищити рівень управління.

МОН України доцільно ініціювати розробку проекту постанови Кабінету Міністрів України про затвердження положення про єдину державну систему управління і координацію процесами морських наукових досліджень та технологій, а також функціонуванням дослідницької інфраструктури.

Наприкінці відзначимо, що «Переглянута дорожня карта для Десятиліття Організації Об'єднаних Націй, присвяченого науці про океан в інтересах сталого розвитку» може стати базисом для формування одного з найважливіших напрямів стратегії розвитку науки в Україні на довгостроковий період – науки про океан.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Зведена резолюція по Світовому океану і морському праву (резолюція 72/73, частина XI «Морська наука», пункт 292) 72-ої сесії Генеральної Асамблеї Організації Об'єднаних Націй [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://undocs.org/ru/A/RES/72/73

2. Інтернет-видання «Сегодня», публікація «Команда Зеленского в первые 100 дней намерена провести "аудит государства"» від 17 травня 2019 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://www.segodnya.ua/politics/komanda-zelenskogo-v-pervye-100-dney-namerena-provesti-audit-gosudarstva-stefanchuk-1270614.html

3. Переглянута дорожня карта для Десятиліття Организації Об'єднаних Націй, присвяченого науці про океан в інтересах сталого розвитку (IOC/EC-LI/2 Annex 3 Париж, 18 червня 2018 р.) [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://unesdoc.unesco.org/ark:/48223/pf0000265141_rus

4. Постанова Кабінету Міністрів України від 13 вересня 2002 р. № 1371 «Про порядок участі центральних органів виконавчої влади у діяльності міжнародних організацій, членом яких є Україна» [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1371-2002-%D0%BF

5. Глобальна доповідь про стан океанографії: стан справ з наукою про океан на світовому рівні: UNESCO Publishing, Paris, 2017 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://unesdoc.unesco.org/in/rest/annotationSVC/DownloadWatermarkedAttachment/attach_import_0c101395-11c2-4f8e-a28c-36b874dd5de3?_ =249373rus.pdf

6. Вплив державної морської політики України на імплементацію міжнародного морського права у сфері безпеки торговельного мореплавства: моногр. / О.О. Щипцов. – Одеса: Фенікс, 2011. – 226 с. (Серія «Міжнародне право»)

7. Науковий коментар до Національної програми дослідження та використання ресурсів Азово-Чорноморського басейну, інших районів Світового океану на період до 2000 року / О.А. Щипцов, В.Є. Глушков, В.М. Єремеєв та ін.; Під ред. О. А. Щипцова. – К. : Наукова думка, 1994. – 316 с.

Shchyptsov O.A., Shchyptsov O.O.

Ocean science in the next decade.

Annotation. The report proposes a digest of the document "A Revised Roadmap for the United Nations Decade on Ocean Science for Sustainable Development" prepared by the UNESCO Intergovernmental Oceanographic Commission. The mechanism of the Decade's orientation to achieving socially significant results, the overarching goals and strategic objectives of the Decade, as well as the priority areas of research and development, are presented. Some organizational aspects of the preparatory phase of the decade are considered. The commentary on the need to formulate a strategy for the development of ocean science in Ukraine for the long term is given.

Keywords: Roadmap, UNESCO Intergovernmental Oceanographic Commission, For decades, the United Nations, ocean science, sustainable development, programmatic planning and management.

Щипцов О.А., Щипцов О.О.
Наука об океане в следующем десятилетии
Аннотация. В докладе предлагается дайджест документа «Пересмотренная дорожная карта для Десятилетия Организации Объединенных Наций, посвященного науке об океане в интересах устойчивого развития», подготовленного Межправительственной океанографической комиссией ЮНЕСКО. Представленные механизм ориентации Десятилетия на достижение социально значимых результатов, всеобъемлющие цели и стратегические задачи Десятилетия, а также приоритетные области научных исследований и разработок. Рассмотрены некоторые организационные аспекты подготовительного этапа десятилетия. Дано комментарий о необходимости формирования стратегии развития науки об океане в Украине на долгосрочный период.
Ключевые слова: Дорожная карта, Межправительственная океанографическая комиссия ЮНЕСКО, Десятилетия, Организация Объединенных Наций, наука об океане, устойчивое развитие, программно-целевое планирование и управление.

УДК 331.5:65.01:378.4

ДЕМОГРАФИЧЕСКАЯ ДИНАМИКА КАК ФАКТОР РАЗВИТИЯ СОТРУДНИЧЕСТВА УНИВЕРСИТЕТА И ИНЖИНИРИНГОВЫХ КОМПАНИЙ

Жукова Елена Юрьевна, к.э.н.[1], Парсяк Владимир Никифорович, д.э.н., проф.[2],
Жуков Юрий Даниилович, д.т.н., проф.[2], Симутенков Иван Викторович, к.т.н.[1],
Драган Станислав Владимирович, к.т.н., профессор НУК[2],
[1] ООО «Марин Дизайн Инжиниринг Николаев»; [2] Национальный университет кораблестроения
[1] Украина, Николаев; [2] Украина, Николаев
[1] olena.zhukova@damen.com; ivan.simutienkov@damen.com;
[2] vladymyr.parsyak@nuos.edu.ua; yuriy.zhukov@nuos.edu.ua; stanyslav.dragan@nuos.edu.ua

Аннотация. *Сложная демографическая ситуация и спад престижа инженерного образования в Украине бросают вызов техническим университетам, инжиниринговым компаниям, а также другим заинтересованным субъектам рынка труда. Принять вызов и достойно ответить на него возможно только при условии тесного сотрудничества между бизнесом и университетами. Совместные практические шаги, направленные на актуализацию кораблестроительного образования и популяризацию профессии инженер судостроитель в рамках концепции дуального образования, реализуются на базе тренинг-центра Института новейшей корабельной инженерии Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова (НКИ НУК).*

Ключевые слова: *демографическая ситуация, судостроение, инжиниринг, дуальное образование, рынок труда, популяризация профессии инженер судостроитель.*

Постановка проблемы. Сегодня в Украине в результате продолжающегося демографического спада [1], а также возросших в результате действия внешне- и внутреннеполитических факторов эмиграционных процессов [2 - 4] назрел серьезный кризис на рынке труда [3, 4]. Ситуация с переизбытком рабочей силы, высвобождающейся в следствие стремительного сокращения промышленного производства и вооруженного конфликта в стране, сменилась дефицитом рабочих ресурсов из-за активной трудовой миграции, подстегиваемой продолжающимся падением уровня жизни [3]. Указанные негативные процессы, вначале превалировавшие в группах занятых низко- и среднеквалифицированным трудом, распространились теперь на специалистов и профессионалов [4]. При этом острая нехватка наблюдается среди высококвалифицированных специалистов самого продуктивного возраста от 25 до 40 лет [3]. Указанные негативные тенденции в той или иной степени коснулись всех активно работающих предприятий Украины, однако в наибольшей степени они затронули быстрорастущие производственные компании [3], и не в последнюю очередь, компании занятые инжиниринговой деятельностью. Для южного региона Украины и особенно для Николаевской области понятие инжиниринга тесно связано с понятием судостроение [5 - 7]. Судостроительный инжиниринг — это высокоинтеллектуальный труд по разработке проектов кораблей и судов различных классов и назначения [6],

поэтому основной ресурс компании — это люди, инженеры - проектировщики: корпусники, механики, электрики. Как правило по причине эмиграции инжиниринговые компании покидают высоко затребованные за границей специалисты с высоким уровнем практических и теоретических знаний. Уход специалистов требует от компании дополнительных затрат, связанных как с наймом и подготовкой новых сотрудников, принимаемых на место ушедших, так и с потерей ресурсов потраченных на обучение ушедших и ликвидацию образовавшихся в результате их ухода вакансии [3]. Иногда уход может повлечь за собой снижение производительности работ в проекте и, как результат, снижение прибыли компании и т. д. и т. п.

В связи с этим актуальным становится поиск путей и средств борьбы с указанными проблемами и их негативными последствиями, а **цель данной работы** заключается в долгосрочном прогнозировании влияния демографической динамики на рынок трудовых ресурсов для нужд судостроительного инжиниринга в Николаевской области и разработке рекомендаций по реагированию на ситуацию и планированию совместных действий заинтересованных субъектов рынка труда.

Изложение основного материала. Тенденция роста дефицита квалифицированных специалистов в области судостроения обусловлена негативным сочетанием основных демографических процессов в Украине: снижением рождаемости, ростом смертности (убыль специалистов) и активной миграцией.

Указанная тенденция, если не принять решительных шагов, в ближайшие годы будет усугубляться, что обусловлено:

- снижением общего количества абитуриентов, студентов и выпускников ВУЗов (рис. 1);
- спадом престижа инженерного образования в Украине и, как следствие, количества поступающих в т. ч. и на судостроительные специальности;
- падением уровня практических знаний выпускников, что обусловлено устаревшей материальной базой [5] вследствие неудовлетворительной поддержкой ВУЗов государством;
- низким уровнем жизни в стране - низкой степенью удовлетворенности актуальных материальных и нематериальных потребностей, отсутствием положительной динамики в этом вопросе [2] и, как следствие, активной миграцией населения;
- прогрессирующим демографическим кризисом в Европе [4], что приводит и будет приводить в дальнейшем к смягчению требований Европейского законодательства к трудоустройству эмигрантов из Украины [8];
- наличием высокого градиента между уровнем жизни и благосостояния в Украине и большинством развитых стран Европы и мира [9];
- наметившейся тенденцией увеличения доли выпускников, выбирающих первое рабочее место на предприятиях за границей [3];

Для того чтобы разобраться с ситуацией на рынке трудовых ресурсов для удовлетворения нужд судостроительного инжиниринга в Николаевской области следует выполнить качественный анализ отношений между статьями притока и оттока рабочей силы в этой сфере (табл.).

Анализируя отношения, следует выделить два важных аспекта. В целом положительный факт достижения баланса между статьями притока и оттока в пределах рынка труда (рабочие места, самозанятость, сфера деятельности), свидетельствующий о достаточной вовлеченности имеющихся трудовых ресурсов.

Таблица

Качественный анализ баланса трудовых ресурсов для нужд судостроительного инжиниринга на рынке труда Николаевской области

Приток	Отношение	Отток	Результат
Высвобождение в результате сокращения штатов	≈	Создание новых конкурентных рабочих мест	0
Окончание ВУЗов	<	Естественная убыль специалистов	отрицательный
Выход из самозанятости	≈	Уход в самозанятость	0
Возвращение в судостроительную сферу	≈	Изменение сферы труда (переквалификация)	0
Реэмиграция	<	Эмиграция	отрицательный
Итог			отрицательный

Количество безработных среди инженеров-судостроителей по данным Николаевского регионального центра занятости государственной службы занятости Украины равно количеству вакансий для указанной категории специалистов [mik.dcz.gov.ua]. С другой стороны, влияние негативных демографических тенденций, степень превалирования которых нарастает в средне- и долгосрочной перспективе (эмиграция, и отрицательный естественный прирост населения).

Для оценки влияния демографической динамики на рынок трудовых ресурсов для нужд судостроительного инжиниринга в Николаевской области приведем здесь результаты анализа контингента ВУЗов 3-4 уровня аккредитации за период независимости Украины и построенный на его основе прогноз до 2035 г., (см. рис. 1).

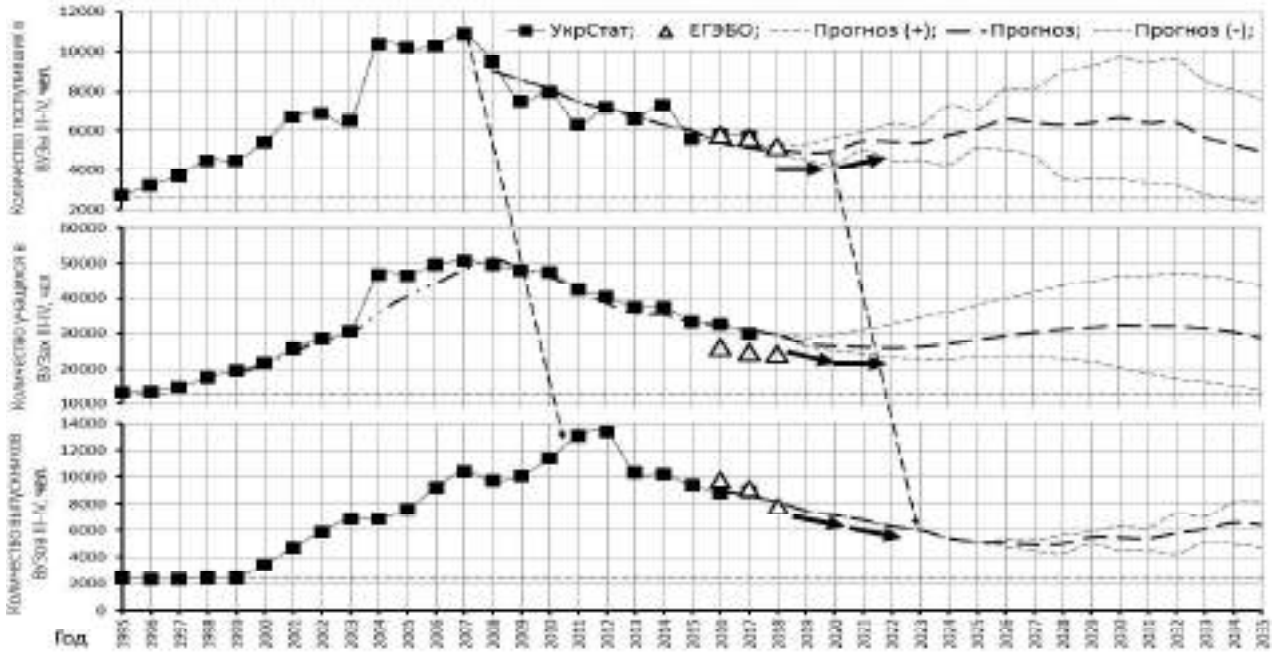


Рис. 1 Данные по количеству абитуриентов, студентов и выпускников ВУЗов Николаевской области 3-4 уровня аккредитации и прогноз изменения их количества до 2035 г.

Количество поступающих в каждом году определяли, как произведение количества рожденных за 18 лет до соответствующего года на коэффициент поступления в ВУЗы. Коэффициент поступления соответствующего года определяли, как отношение родившихся за 18 лет до соответствующего года к количеству поступивших в соответствующем году. Коэффициент поступления был рассчитан на основании открытых данных государственной службы статистики Украины [ukrstat.gov.ua] для периода 2008-2017 гг. и верифицирован с помощью данных Единой государственной электронной базы по вопросам образования (ЕГЭБО) [registry.edbo.gov.ua] для периода 2016-2018 гг. В зависимости от сценария коэффициент поступления определяли:

- для оптимистичного - с помощью расчета по полиному, найденному в результате аппроксимации значений за период 2008-2017 гг (от 50 до 80% родившихся поступают в ВУЗы 3-4 уровня);
- для среднего - по среднему из значений, за период 2008-2017 гг (ок. 50% родившихся поступают в ВУЗы 3-4 уровня);
- для пессимистичного - по минимальному из значений за период 2008-2017 гг (ок. 30% родившихся поступают в ВУЗы 3-4 уровня).

Количество учащихся для соответствующего года определяли путем суммирования количества поступающих за предшествующий году пятилетний период.

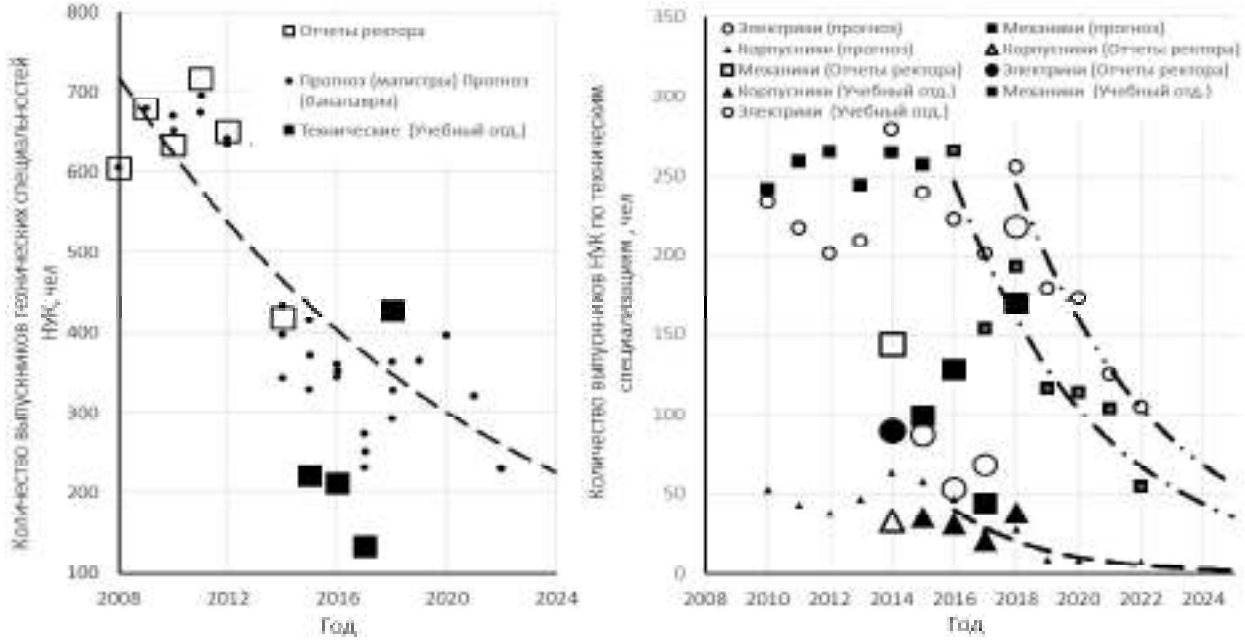
Количество выпускников в соответствующем году определяли, как произведение количества поступивших пять лет назад на коэффициент перехода (отношение количества поступивших к количеству выпущенных) по данным предыдущих периодов.

Наибольшую роль для дальнейшего анализа играет долгосрочный прогноз изменения количества выпускников ВУЗов. Количество выпускников уменьшается вплоть до 2027 г., после чего незначительно

увеличивается, не превышая, даже при оптимистичном сценарии (80% родившихся поступают в ВУЗы), 60% от максимума за весь период наблюдений (2012 г.), что связано с последствиями кризиса рождаемости конца 90-х начала 2000-х годов.

Качественно похожая, хотя и несколько хуже, картина наблюдается для Херсонской области, и несколько лучше для всей Украины.

Приведенные данные, хотя и ограниченные масштабом Николаевской области, все еще позволяют сделать только качественный вывод – ситуация ухудшается. Однако необходимо уточнить ситуацию, выполнив прогноз для ВУЗов, которые имеют лицензию на подготовку технических специалистов для судостроения или родственных отраслей (специалисты которых после переквалификации могут полноценно трудится в судостроении). По данным ЕГЭБО в Николаевской области 76 % бакалавров и 80 % магистров получают образование в оговоренной сфере в Национальном университете кораблестроения имени адмирала Макарова (НУК). НУК это альма-матер для многих инженеров судостроителей, работающих, как в Николаевской области, так и по всему миру. Обработка данных [10 - 13], позволила спрогнозировать изменение количества выпускников по судостроительным специальностям в среднесрочной (до 2025 г.) перспективе (рис. 2).



а *б*

Рис. 2 Количество выпускников НУК и прогноз изменения их количества до 2025г по всем техническим специальностям (***а***), только по судостроительным специальностям (***б***)

Прогноз строился на основании обработки данных по фактическому количеству студентов на соответствующих специальностях с учетом коэффициентов перехода вычисленных по данным предыдущих периодов. Анализ полученных данных показывает уменьшение количества выпускников НУК, как в целом по всем техническим, так и в частности только по судостроительным специальностям. Эта тенденция в сочетании с существующей отрицательной демографической динамикой уже спровоцировали острый дефицит достаточно квалифицированных молодых инженеров на рынке труда. Аналогичная ситуация наблюдается и в странах Европейского союза, где для борьбы с возникшим кризисом инженерных кадров запущена образовательная программа «Синяя карьера» [14].

Верификация прогнозного тренда с помощью данных предоставленных учебным отделом НУК, подтвердила справедливость прогноза.

Поиск решения этой проблемы лежит в направлениях, способствующих сокращению эмиграции и активизации реэмиграции, увеличения количества и качества выпускников ВУЗов всех уровней по судостроительным специальностям. Отдельно стоит отметить набирающий силу тренд, позволяющий снизить зависимость инжиниринговой компаний от рынка труда за счет автоматизации рабочих операций [8, 15] в т. ч. проектирования и конструирования. Если автоматизация является требованием времени и лежит в области, где компания может действовать самостоятельно, то для эффективного влияния на демографические

процессы, пусть и локально, требуются ресурсы на порядки, превышающие те, которыми располагают компании по-отдельности. Сам собой напрашивается вывод о необходимости объединения усилий бизнеса, образовательных учреждений и других заинтересованных субъектов с целью изменения сложившейся ситуации!

Хорошим примером такого взаимовыгодного сотрудничества, соответствующего потребностям мировой практики, является деятельность в рамках международного проекта по организации и развитию *тренинг-центра* Института новейшей корабельной инженерии Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова (НКИ НУК).

Основными целями тренинг-центра является формирование у студентов знаний, умений и навыков в области корабельной инженерии в процессе практического решения инженерных задач с помощью современных систем автоматизированного проектирования (САПР) и специальных учебных материалов [16]. Тренинг-центр таким образом позволяет готовить высоко конкурентные инженерные кадры, владеющие современными инструментами и знаниями и в результате востребованные на рынке труда. Работодатель в свою очередь получает практически готовых сотрудников, затраты по подготовке и период адаптации которых к особенностям компании значительно сокращаются.

Развитие *тренинг-центра* НКИ НУК проходило в несколько этапов [5]:

- в 2009 г. университет заключил соглашение о «Творческом сотрудничестве в области кораблестроительного образования» с одним из мировых лидеров разработки корабельного САПР AVEVA (Великобритания, предоставление пакета учебных лицензий) и компанией «Aker Yards Design Ukraine» (оснащение НКИ НУК сетью из семи современных рабочих станций, практическими материалами и методиками тренингов) для развития специальной подготовки студентов и выпускников НУК в области корабельной инженерии;

- в 2013 г. аналогичные договора были заключены с Numeric Centrum Groningen (The Netherlands, поставщик корабельного САПР NUPAS-CADMATIC) и СКБ «Марин Дизайн Инжиниринг Николаев» (МДЕМ), а также с одним из мировых лидеров в области промышленной автоматизации компанией Schneider Electric (Франция) и её системным интегратором в области морской техники ТОВ «АМИКО Комплект» (Украина) на предмет создания соответствующих тренинг-центров.

- в апреле 2019 г., в связи с динамично меняющейся ситуацией в Украине и мире и, как следствие, необходимостью актуализации ранее достигнутых договоренностей, а также расширением спектра задач, стоящих перед участниками, был подписан новый договор: *«Рамкова угода про практичні аспекти співпраці Національного університету імені адмірала Макарова (НУК), СКБ ТОВ "Marine Design Engineering Mykolaiv" (MDEM), групи компаній AMICO™, СКБ ТОВ "C-Job Nikolayev" (CJN) в галузі кораблебудівної освіти на базі ліцензійних програмних та апаратних засобів провідних розробників інформаційного забезпечення та автоматизації підприємств світового суднобудування (AVEVA-Marine, CADMATIC, Schneider Electric, Siemens NX, Catia, тощо), а також базових know-how проектно-конструкторських підрозділів груп компаній DAMEN, C-Job та AMICO».*

Состав участников проекта увеличился за счет присоединения конструкторского бюро CJN, а цели и задачи договора были расширены в направлениях популяризации и увеличения престижа профессии инженер судостроитель, научного сотрудничества с акцентом на образовательных проектах и инновациях в области судостроительной инженерии, а именно:

- пропаганда совместными усилиями сторон современных цифровых технологий и продвижение среди учащихся школ, учреждений профессионального образования, техникумов, абитуриентов и студентов НУК идей и положений Европейской системы «Синяя Карьера», поддержка лучших студентов НУК;

- подготовка за счет обучения студентов НУК и переподготовки инженеров других отраслей производства высококвалифицированных кадров для обеспечения рабочих мест инжиниринговых компаний региона, работающих в области судостроения.

Еще одним примером, который отражает общемировую тенденцию роста интереса к судостроению и свидетельствует о стремлении на местном уровне объединить усилия, является создании Кластера Морского сервиса [17]. Среди подписавших Меморандум: представители местной власти, образования, инжиниринговые, судостроительные компании и общественные организации. По единодушному мнению подписантов основной проблемой на данный момент является не отсутствие заказов, а нехватка подготовленных рабочих и инженерных кадров – рабочих рук [17]. Цель объединения состоит в повышении конкурентоспособности региона за счет налаживания выпуска полнокомплектных судов.

Выводы

1. Наблюдается достижение баланса между статьями притока и оттока в пределах рынка труда, что свидетельствует о достаточной вовлеченности имеющихся трудовых ресурсов. С другой стороны, в средне- и долгосрочной перспективе ожидается превалирование негативных демографических тенденций (эмиграция, и отрицательный естественный прирост населения) и ухудшение ситуации.
2. Уменьшение количества выпускников НУК, как в целом по всем техническим, так и в частности только по судостроительным специальностям, в сочетании с существующей отрицательной демографической динамикой уже спровоцировали острый дефицит достаточно квалифицированных молодых инженеров на рынке труда.
3. При дружной и плодотворной работе всех заинтересованных сторон, реально улучшить социально – экономическое положение в регионе за счет создания достаточного количества конкурентных рабочих мест, наполняемых молодежью и вернувшимися из-за границы специалистами привлекаемыми реальными перспективами личного роста, а также возможностями устойчивого развития в высокотехнологичной судостроительной отрасли.
4. В будущем планируется проведение, как исследовательской деятельности (разработка математической модели местного рынка труда), так и практических шагов по всем направлениям, с целью разработки плана управления рисками и создании дорожной карты, направленной на стабилизацию ситуации.

Список литературы

[1] Даніч, В. М. Демографічна динаміка та потенційний попит на освітньому ринку кластера регіонів. / В. М. Даніч, Д. А. Дзюба // Вісник Харківського Національного Університету імені В. Н. Каразіна. – 2017. - №93. – С. 101-111.

[2] Риндзак О. Фактори і мотиви зовнішньої міграції населення України. / О. Риндзак // Соціально-економічні проблеми і держава. – 2018. – Вип. 1 (18). – С. 112 – 121.

[3] Верхогляд Я. В. Економічні наслідки міграції населення в України. - [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://naub.oa.edu.ua/2018.

[4] Скільки українців поїхало за кордон і що державі з цим робити. Аналітична записка. - [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://ces.org.ua/migration/.

[5] Жуков, Ю. Д. Применение мультимедийных средств обучения при преподавании основ корабельной инженерии. / Ю. Д. Жуков, А. Ю. Гайдай, О. А. Кудин, Н. А. Емец, О. Н. Лобанова // Shipbuilding & Marine Infrastructure. – 2015. - №1(3). – С. 32-45.

[6] 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.

[7] Парсяк, В. Н. Аутсорсинг в судостроении – рост популярности / В. Н. Парсяк, Е. Ю. Жукова // Shipbuilding & Marine Infrastructure. – 2016. - №1-2(5). – С. 23-27.

[8] Будущее рынка труда: после 2020-го. – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.if24.ru/rynok-truda-posle-2020/.

[9] The Legatum Prosperity Index. - [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://prosperity.com.

[10] Бугаенко, Б. А. Николаевский кораблестроительный. Судьбы выдающихся выпускников и ученых НКИ – УГМТУ. / Б. А. Бугаенко, А.Ф. Галь. - Николаев: УГМТУ, 2002. – 218 с.

[11] Рижков С. С. Звіт про діяльність за 5 років Ректора Національного Університету Кораблебудування імені адмірала Макарова доктора технічних наук, професора Рижкова Сергія Сергійовича / С. С. Рижков. - Миколаїв: НУК, 2013. – 424 с.

[12] Рижков С. С. Звіт за 2014 рік Ректора Національного Університету Кораблебудування імені адмірала Макарова доктора технічних наук, професора Рижкова Сергія Сергійовича / С. С. Рижков. - Миколаїв: НУК, 2014. – 155 с.

[13] Рижков С. С. Звіт про діяльність за 2016 рік Ректора Національного Університету Кораблебудування імені адмірала Макарова доктора технічних наук, професора Рижкова Сергія Сергійовича / С. С. Рижков. - Миколаїв: НУК, 2016. – 212 с.

[14] Blue Careers in Europe – EMFF 2016. - [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https:// ec.europa.eu/easme/sites/easme-site/files/mare-easme_blue_careers_ppt_final.pdf

[15] Будущее рынка труда. Противоборство тенденций, которые будут формировать рабочую среду в 2030 году. - [Электронный ресурс]. – Режим доступа: www.pwc.ru/workforce2030.

[16] Жуков, Ю. Д. Основы новейшей корабельной инженерии. Корпусные конструкции. В двух частях / Ю. Д. Жуков, А.Ю. Гайдай, О. Н. Лобанова. Электронное издание комбинированного применения на DVD-ROM- Николаев: НУК, 2016. – 256 с.

[17] «ДНК николаевцев»: подписан меморандум по созданию морского кластера. - [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://vn.mk.ua/dnk-nikolaevtsev-podpisan-memorandum-po-sozdaniyu-morskogo-klastera.

REFERENCES

[1] Danich, V.M. & Dziuba, D.A. (2017). Demohrafichna dynamika ta potentsiynyy popyt na osvitn□omu rynku klastera rehioniv [Demographic dynamics and potential demand in the educational market of the cluster of regions]. *Visnyk Kharkivs□koho Natsional□noho Universytetu imeni V. N. Karazina*, 93, 101-111. [in Ukrainian].

[2] Rindzak O. (2018). Faktory i motyvy zovnishn□oyi mihratsiyi naselennya Ukrayiny [Factors and motives of external migration of the population of Ukraine]. *Socio-economic problems and the state*, 1 (18), 112 – 121. [in Ukrainian].

[3] Verkhohlyad Ya. V. Ekonomichni naslidky mihratsiyi naselennya v Ukrayiny [Economic consequences of population migration in Ukraine]. *naub.oa.edu.ua,* Retrieved from: https://naub.oa.edu.ua/2018. [in Ukrainian].

[4] Skil□ky ukrayintsiv poyikhalo za kordon i shcho derzhavi z tsym robyty. Analitychna zapyska [How many Ukrainians went abroad and what to do with the state. Analytical note]. *ces.org.ua* Retrieved from: https://ces.org.ua/migration/. [in Ukrainian].

[5] Zhukov, Yu. D., Gaidai, A. Yu., Kudin, O. A., Emets, N. A., & Lobanova, O. N. (2015). Primeneniye mul'timediynykh sredstv obucheniya pri prepodavanii osnov korabel'noy inzhenerii [Application of multimedia training tools when teaching the basic of naval engineering]. *Shipbuilding & Marine Infrastructure*, 1(3), 32-45. [in Russian & English].

[6] Parsyak, V.N. & Zhukova, O.Yu. (2015). Vyznachennya pozytsiy inzhynirynhu v zhyttyevomu tsykli sudnobudivnykh innovatsiy [Determination of engineering positions in the life cycle of shipbuilding innovations]. *Collection of scientific works of NUOS*, 6, 132 – 135. [in Ukrainian].

[7] Parsyak, V.N. & Zhukova, O.Yu. (2016). Autsorsing v sudostroyenii – rost populyarnosti [Outsourcing in shipbuilding - growing popularity]. *Shipbuilding & Marine Infrastructure*, 2(5), 23-27. [in Russian].

[8] Budushcheye rynka truda: posle 2020-go [The future of the labor market: after 2020]. *if24.ru*. Retrieved from: *hpp://if24.ru/rynok-truda-posle-2020/* [in Russian].

[9] The Legatum Prosperity Index. *prosperity.com*, Retrieved from: https://prosperity.com. [in English].

[10] Bugaenko, B.A. & Gal, A.F. (2002). Nikolayevskiy korablestroitel'nyy. Sud'by vydayushchikhsya vypusknikov i uchenykh NKI – UGMTU [Nikolaev shipbuilding. The fate of the outstanding graduates and scientists of NKI – UGMTU]. Nikolaev: *UGMTU.* [in Russian].

[11] Ryzhkov S. S. (2013) Zvit pro diyal□nist□ za 5 rokiv Rektora Natsional□noho Universytetu Korablebuduvannya imeni admirala Makarova doktora tekhnichnykh nauk, profesora Ryzhkova Serhiya Serhiyovycha [Report on the activities of the 5 years of the Rector of the National University of Shipbuilding named after Admiral Makarov, Doctor of Technical Sciences, Professor Ryzhkov Sergey Sergeevich]. Mykolayiv. *NUOS* [in Ukrainian].

[12] Ryzhkov S. S. (2014) Zvit za 2014 rik Rektora Natsional□noho Universytetu Korablebuduvannya imeni admirala Makarova doktora tekhnichnykh nauk, profesora Ryzhkova Serhiya Serhiyovycha [Report for 2014 by the Rector of the Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Doctor of Technical Sciences, Professor Sergey Ryzhkov]. Mykolayiv. *NUOS* [in Ukrainian].

[13] Ryzhkov S. S. (2016) Zvit pro diyal□nist□ za 2016 rik Rektora Natsional□noho Universytetu Korablebuduvannya imeni admirala Makarova doktora tekhnichnykh nauk, profesora Ryzhkova Serhiya Serhiyovycha [Report on 2016 Activities of the Rector of the Admiral Makarov National Shipbuilding University, Doctor of Technical Sciences, Professor Ryzhkov Sergey Sergeevich]. Mykolayiv. *NUOS* [in Ukrainian].

[14] Blue Careers in Europe – EMFF 2016. *ec.europa.eu*, - Retrieved from: https:// ec.europa.eu/easme/sites/easme-site/files/mare-easme_blue_careers_ppt_final.pdf. [in English].

[15] Budushcheye rynka truda. Protivoborstvo tendentsiy, kotoryye budut formirovat' rabochuyu sredu v 2030 godu [The future of the labor market. The confrontation of trends that will shape the working environment in 2030]. *pwc.ru*. Retrieved from: *hpp://pwc.ru/workforce2030* [in Russian].

[16] Zhukov, Yu. D., Gaidai, A. Yu. & Lobanova, O. N. (2016). Osnovy noveyshey korabel'noy inzhenerii. Korpusnyye konstruktsii [Fundamentals of the newest ship engineering. Hull structures]. Electronic edition of the combined application on DVD-ROM, Nikolaev: *NUOS*. [in Russian].

[17] «DNK nikolayevtsev»: podpisan memorandum po sozdaniyu morskogo klastera ["DNA of nikolayevets": the memorandum on creation of a sea cluster is signed]. *vn.mk.ua*, - Retrieved from: https://vn.mk.ua/dnk-nikolaevtsev-podpisan-memorandum-po-sozdaniyu-morskogo-klastera. [in Russian].

Zhukova E. Yu., Parsyak V. N., Zhukov Yu. D., Simutienkov I. V., Dragan S. V.

Demographic dynamics as a factor of the development of cooperation of the university and engineering companies.

Abstract. *The difficult demographic situation and the decline in the prestige of engineering education in Ukraine challenge technical universities, engineering companies, and other interested parties in the labor market. To accept the challenge and adequately respond to it is possible only under the condition of close cooperation between business and universities. Joint practical steps aimed at updating shipbuilding education and popularizing the shipbuilding engineer profession as part of the concept of dual education are implemented at the training center of the Institute of Neoteric Naval Engineering of Admiral Makarov National University of Shipbuilding.*

Keywords*: demographic situation, shipbuilding, engineering, dual education, labor market, popularization of the profession shipbuilder.*

Жукова О. Ю., Парсяк В. Н., Жуков Ю. Д., Сімутєнков І. В., Драган С. В.

Демографічна динаміка як фактор розвитку співробітництва університету з інжиніринговими компаніями.

Анотація. *Складна демографічна ситуація і спад престижу інженерної освіти в Україні кидають виклик технічним університетам, інжиніринговим компаніям, а також іншим зацікавленим суб'єктам ринку праці. Прийняти виклик і гідно відповісти на нього можливо тільки за умови тісної співпраці між бізнесом та університетами. Спільні практичні кроки, спрямовані на актуалізацію кораблебудівної освіти і популяризацію професії інженер суднобудівник в рамках концепції дуальної освіти, реалізуються на базі тренінг-центру Інституту Новітньої Корабельної Інженерії Національного Університету Кораблебудування імені адмірала Макарова.*

Ключові слова*: демографічна ситуація, суднобудування, інжиніринг, дуальна освіта, ринок праці, популяризація професії інженер суднобудівник.*

UDC 624.501

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА КОНСОЛИДАЦИИ ПОД ОПОРНЫМ БЛОКОМ МОРСКОЙ СТАЦИОНАРНОЙ ПЛАТФОРМЫ

[1]Ф.К.Гасанов-д.р философии по технике, доцент, гл.инженер-1-й зам.директора
[1]Баку, [1]Азербайджан, [1](НИПИ «Нефтегаз», SOCAR)
[2]Дж.Ф.Гасанзаде-студент, магистр, [2]Николаев, [2]Украина
[2] (НУК им. Адмирала Макарова)
fazilq.hasanov@socar.az hasanovfazil@hotmail.com

Рассматривается процесс консолидации при опирании опорного блока Морской Стационарной Платформы (МСП) на влажный и водонасыщенный шельфовый грунт.

Используются реологические элементы, такие как пружина Гука и амортизатор Ньютона, характеризующие реальное состояние основания опорного блока.

Предлагается комбинированная реологическая модель характеризующая возникающие шаровые и тензорные напряжения и деформации в основаниях опорного блока МСП. Напряжение и деформация шаровых и девиаторных тензоров выражаются реологическими уравнениями. Рассчитаны эффективные и боковые давления от порового давления воды, а также от сжатия твердых частиц из влажного и водонасыщенного грунта свайного фундамента.

Ключевые слова: *шельф, напряжение, грунт, волны, морские сооружения, свайные фундаменты.*

Учет физико-механических свойств шельфовых грунтов в прибрежных, гидротехнических и морских сооружениях и проведение соответствующих расчетов имеет особое значение. Проанализированы многие литературные источники по проблемам реологических моделей для различных видов грунтов в различном состоянии.

Основная форма реологических уравнений выражается тензорами напряжений и деформаций, как для шарового, так и для девиаторного компонент различных тел. Реологическая модель составляется из отдельных элементов, носящих имена ученых, которые впервые предложили их. Существуют следующие реологические элементы [1-5]:

- Пружина Гука (упругое тело) – характеризует линейную зависимость между напряжениями и деформацией как для шарового, так и для девиаторного компонента :

$$P_{rs}^0 = 3\kappa e_{rs}^0; \qquad P_{rs}^d = 2Ge_{rs}^d; \qquad P_{rs} = P_{rs}^0 + P_{rs}^d \tag{1}$$

где P_{rs}^0 - компонент шарового тензора напряжений в вертикальном направлении от действующих нагрузок; $\kappa = \frac{E_0}{3(1-2\mu_0)}$ - модуль объемного сжатия; e_{rs}^d - шаровый тензор деформаций, определяемый при компрессионном испытании; $G = \frac{E_0}{3(1+2\mu_0)}$ - модуль сдвига грунта; E_0 – модуль деформации грунта; μ_0 – коэффициент Пуассона.

- Амортизатор (жидкость) Ньютона –характеризует сжимаемое вязкое тело, подчиняющееся реологическому уравнению:

$$P_{rs} = \kappa e_в \delta_{rs} + 2\nu^d e_{rs}^d \tag{2}$$

Шаровый тензор напряжений:

$$P_{rs}^0 = 3\nu^d e_{rs}^0 \tag{3}$$

Здесь v_0 - коэффициент объемной вязкости; e_{rs}^d -скорость шаровой деформации; e_v – тензор объемной деформации жидкости. Здесь шаровый компонент напряжений такой же как и для тела Гука. Однако девиаторный компонент бывает уже иным, изменяющимся пропорционально девиаторному компоненту тензора скоростей деформации (e_{rs}^d). Постоянная пропорциональность v^d, называемая коэффициентом вязкости грунта при сдвиге в девиаторном тензоре. δ_{rs} – дельта Конеккера, определяется формулой, $\delta_{rs} = \frac{\varepsilon_{rs}^0}{\varepsilon_1/3}$ -осевая деформация равна объемной деформации $\varepsilon_1=\varepsilon_v=3\varepsilon_{oct}$-октаедрической деформации.

- Тело Сен-Венана- характеризует сопротивление сил трения. Здесь принимается, что тело несжимаемо $e_v=0$; $e_{rs}^0 = 0$ и не может перемещаться до тех пор, пока сдвигающие напряжения не превышают сопротивление данных элементов. При этом удовлетворяется условие:

$$P_{rs}^d \le \theta_{rs} \rightarrow e_{rs}^d = 0 \tag{4}$$

$$P_{rs}^d \le \theta_{rs} \rightarrow P_{rs}^d = 2\lambda e_{rs}^d \tag{5}$$

где $\lambda = \frac{P_{rs}^d}{2e_{rs}^d} = \frac{\tau_{oct}}{\gamma_{oct}^d}$ - коэффициент, связан с инвариантами тензоров напряжений и деформаций; τ_{oct} – октаэдрическая касательная напряжений; γ_{oct}^d -скорость октаэдрической деформации.

- Дополнительные реологические элементы, такие как: скользящий блок Кепеса, стопоры и регуляторы.

Прямыми или последовательными соединениями этих элементов можно получить различные реологические модели, которые описывают различные состояния различных материалов.

Модель Максвелла можеть быть использована в основном для девиаторных компонентов тензоров напряжений и деформаций.

Тело Максвелла и тело Кельвина, которые отличаются только способом соединения пружины Гука и амортизатора Ньютона, коренным образом отличаются от возможностей описания состояния грунтов. Тело Максвелла соответствует внезапному приложению к телу постоянной во времени нагрузки. Здесь пружина Гука

и амортизатор Ньютона соединены последовательно, поэтому нагрузка на оба элемента действует одинаково, но скорость суммарной деформации равна сумме составляющих модель элементов, т.е скорость деформации пружины Гука и скорость деформации амортизатора Ньютона в девиаторном тензоре можно записать в следующем виде:

$$e_{rs}^{d} = \left(e_{rs}^{d}\right)_{H} + \left(e_{rs}^{\partial}\right)_{N} = \frac{P_{rs}^{d}}{2G} + \frac{P_{rs}^{d}}{2v^{d}} \tag{6}$$

где *H* – элемент (пружина) Гука; *N* – амортизатор (жидкость) Ньютона.

В модели Максвелла девиаторный и шаровый тензоры равны. Здесь девиаторные компоненты напряжений будут иметь вид:

$$P_{rs}^{d} = 2G\left(e_{rs}^{d}\right)_{H}; \qquad P_{rs}^{d} = 2v^{d}\left(e_{rs}^{d}\right)_{N} \tag{7}$$

Структурная модель Кельвина получена при параллельном соединении пружины Гука и амортизатора Ньютона, поэтому полная нагрузка распространена на оба элемента соответственно, т.е применительно к их девиаторным $P_{rs}^{d} = 2Ge_{rs}^{d}$ и шаровым $P_{rs}^{d} = 3\kappa e_{rs}^{0}$ компонентам тензоров напряжений и деформаций.

Если модели Кельвина принимать в виде девиаторных тензоров напряжений и деформаций, тогда получим уравнение:

$$P_{rs}^{d} = 2Ge_{rs}^{d} + 2v^{d}e_{rs}^{d} \tag{8}$$

При нулевом значении начальной деформации $e_{rs.,0}^{d} = 0$ идет нарастание деформации, при достижении деформацией в некоторый момент времени t_1 значения $e_{rs.t}^{d}$ нагрузка с тела будет снята. Тогда деформация тела начнет уменьшаться в соответствии с зависимостью:

$$e_{rs}^{d} = e_{rs.1}^{d} exp\left[-\frac{G}{v^{d}}(t - t_1\right] \tag{9}$$

Уменьшение деформации характеризует упругое последствие ползучести тела.

Как видно, тело Кельвина хорошо описывает шаровую часть компонентов тензоров напряжений и деформаций, и характеризует поведение тела, что позволяет получать упругое последствие при действии нагрузки, а также нагрузка распределяется на оба элемента, т.е. на элементы пружины Гука и амортизатор Ньютона, значит тело Кельвина можно принимать как часть описывающую реологическую структуру шельфовых грунтов.

Анализ тела Максвелла показал, что это тело хорошо описывает девиаторные части тензоров напряжений и деформаций. Тело Максвелла соответствует внезапному приложению к телу постоянной во времени t нагрузки, что характерно волновому процессу. Здесь волновая нагрузка может воздействовать на оба элемента (пружина Гука и амортизатор Ньютона) одинаково и скорость деформации будет слагаться из скорости деформаций обоих элементов. Значит, тело Максвелла может быть принято как II –часть описывающая реологическую структуру шельфовых грунтов.

Нами предложена комбинированная реологическая модель для описания свойств шельфовых грунтов, состоящих из тела Кельвина и тела Максвелла, как показано на рис.1.

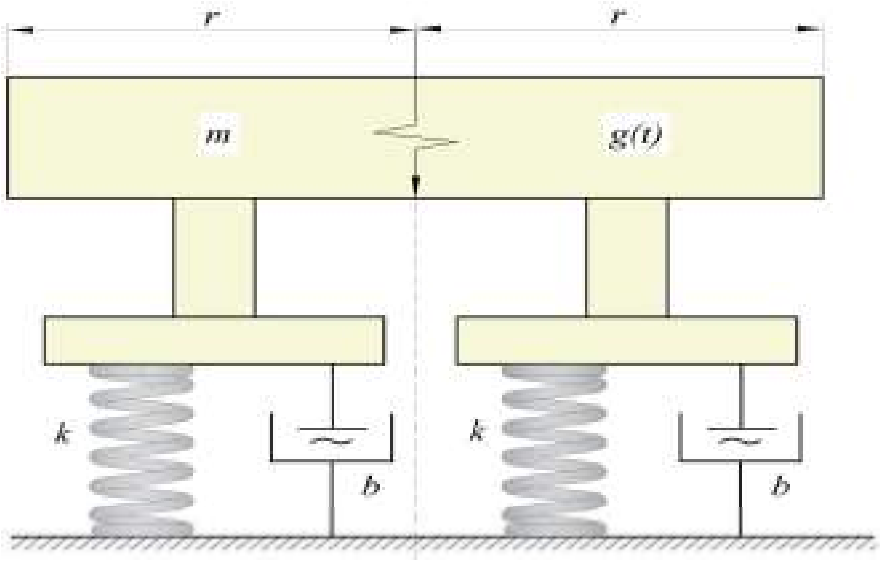


Рис.1. *Комбинированная реологическая модель для шельфовых грунтов под опорным блоком МСП. k-пружина Гука;b-амортизатор Ньютона; q(t)-распределенная нагрузка; m-собственный вес платформы.*

Шельфовые грунты могут состоять из песчаных (пески гравелистые, крупные пески, мелкие пески, пылеватые пески) и глинистых (супесь, суглинок, глины) грунтов во влажном и водонасыщенном состоянии. Шельфовые грунты могут находиться в плотном (твердом). Предложенная комбинированная реологическая модель достаточно хорошо описывает свойства вышеперечисленных шельфовых грунтов для практических расчетов при исползовании их для строительства морских сооружений. Рассмотрим реологические уравнения комбинированной модели для шельфовых грунтов.

Зависимости шаровых и девиаторных тензоров напряжений и деформаций для шельфовых грунтов на основе комбинированной реологической модели можно выразить следующими реологическими уравнениями:

a) для шаровых тензоров компонент напряжений

$$P_{rs}^{0} = 3\kappa e_{rs}^{0} + 3v^{0} e_{rs}^{0} \tag{10}$$

b) для девиаторных компонент деформации

$$e_{rs}^{d} = \frac{P_{rs}^{d}}{2G} + \frac{P_{rs}^{d}}{2v^{d}} \tag{11}$$

Приведенные выше зависимости (10) и (11) можно выразить в следующем виде:

$$П_{pc}^{0} = 3\left(\kappa + в^{0} \frac{в}{\partial} \right) e_{pc}^{0} \tag{12}$$

$$П_{pc}^{0} = \frac{2в^{0} \dfrac{в}{\partial m}}{1 + \dfrac{в^{0}}{Э} \cdot \dfrac{\partial}{\partial m}} \cdot e_{pc}^{0} \tag{13}$$

Комбинированная реологическая модель хорошо описывает шельфовые грунты, имеющие вязко-упругое состояние в линейной постановке между напряжением и деформацией, а также можно принимать их в нелинейном виде. Под внешней нагрузкой от собственного веса морских сооружений, от гидростатических давлений и других нагрузок шельфовые грунты сжимаются и происходит консолидация. Дифференциальное уравнение консолидации в шельфовых грунтах при линейной постановке будет иметь следующий вид:

$$\frac{\partial e}{\partial m} = (1 + e) \frac{\kappa_{\delta}}{\gamma_{w}} \cdot \frac{\partial^{2} u}{\partial z^{2}} \tag{14}$$

где e – коэффицент пористости; t – время; k_δ - коэффицент фильтрации, м/сут; γ_w – 10 kH/m^3 – удельный вес воды; u – поровое давление; z - глубина, m.

Если принимать,

$$\frac{\partial \frac{e}{1+e}}{\partial m} = -\frac{\partial \varepsilon_1}{\partial t} \tag{15}$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial з^2} = -\frac{\partial^2 \sigma'}{\partial з^2} = -(\lambda + 2\psi)\frac{\partial^2 \varepsilon_1}{\partial з^2} \tag{16}$$

$$\psi = \frac{в^0 \frac{\partial}{\partial m}}{1 + \frac{в^0}{Э}\cdot\frac{\partial}{\partial m}}; \qquad \lambda = \left(к + в^0\frac{\partial}{\partial m}\right) - \frac{2}{3}\psi;$$

$$\lambda = \frac{к + \left[в^0 + \left(\frac{к}{Э} - \frac{2}{3}\right)в^0\right]\frac{\partial}{\partial m} + \frac{в^0 в^0}{Э}\cdot\frac{\partial^2}{\partial m^2}}{1 + \frac{в^0}{Э}\cdot\frac{в}{вm}} \tag{17}$$

Здесь λ и ψ - параметры Ляме.

После сжатия поровой воды (нейтрального давления-принимаемого поровой водой), твердые частицы влажного или водонасыщенного шельфовый грунт воспринимает эффективные давления, определяемые формулой:

$$\sigma' = П = (-\lambda + 2\psi)\frac{\partial П}{\partial з} = (-\lambda + 2\psi)\varepsilon_1 \tag{18}$$

При увеличении нагрузки поровое давление (нейтральное давление) $\frac{\partial u}{\partial m}$ уменьшается на единицу глубины на величину, соответствующую увеличению эффективного напряжения (давления). Тогда будет:

$$\frac{\partial u}{\partial з} = -\frac{\partial \sigma'}{\partial x} = -(\lambda + 2\psi)\frac{\partial^2 n}{\partial з^2} \tag{19}$$

На основе (16) можно использовать дифференциальное уравнение консолидации шельфовых грунтов в следующей форме:

$$\frac{к_\delta}{\lambda_w}(\lambda + 2\psi)\frac{\partial^2 \varepsilon_1}{\partial з^2} + \frac{\partial \varepsilon_1}{\partial m} = 0 \tag{20}$$

В уравнении (20) сомножитель $\lambda + 2\psi$ заменяется значением:

$$(\lambda + 2\psi) = \frac{к + \left[\left(\frac{к}{Э} + \frac{4}{3}\right)в^0 + в^0\right]\frac{\partial}{\partial m} + \frac{в^0 в^0}{Э}\cdot\frac{\partial^2}{\partial m^2}}{1 + \frac{в^0}{Э}\cdot\frac{\partial}{\partial m}} \tag{21}$$

применительно к случаю внезапного приложения динамической (ударно-волновой) равномерно распределенной нагрузки и к граничным условиям, представленном на рис.2. Для простейшего случая при ступенчатой нарастающей ударно-волновой нагрузок условия будут иметь вид: $q(t)=0$, $t<0$; $q(t)=q_0$, $t<0$.Линейная деформация ε_1 в момент времени t приближенно при допущении $\frac{\partial^2 \varepsilon_1}{\partial з^2} = 0$ можно определить следующим путем:

$$\varepsilon(t)=\frac{q}{\kappa}\left[1-\frac{8}{\pi^2}\sum_{u=0}^{\infty}\frac{1}{(2i+1)^2}exp\frac{-Kt}{в^0+\left(\frac{\kappa}{G}+\frac{4}{3}\right)v^{\partial}+\lambda_1^2}\right], \quad (22)$$

Здесь λ_1 можно определить формулой:

$$\lambda_1^2=\frac{\gamma_w}{k_\delta}\left(\frac{2h}{\pi}\right)^2\frac{1}{(2i+1)^2} \quad (23)$$

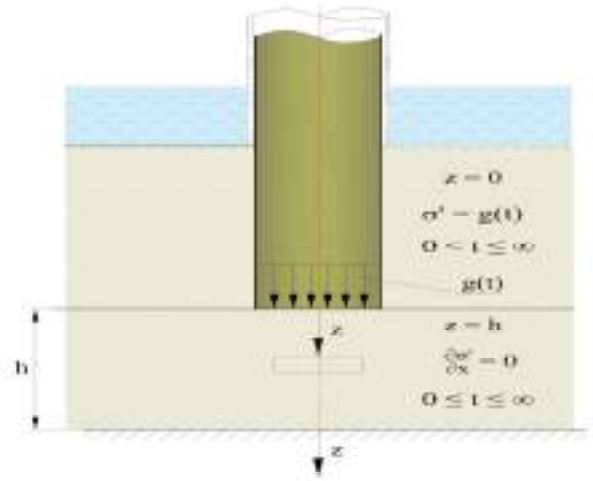


Рис. 2. Расчетная схема сжимаемости шельфовых песчаных грунтов под опорным блоком МСП от внезапно приложенной динамической равномерно распределенной нагрузки.

Учитывая вышеуказанное, значение среднего бокового давления на шельфовый грунт под опорным блоком можно рассчитать по следующей формуле:

$$\sigma=\varepsilon\left\{1+\frac{8}{\pi^2}\sum_{u=0}^{\infty}\frac{1}{(2m+1)^2}\cdot\frac{6в^{\partial}}{4в^{\partial}+3(в^0+\lambda_1^2)}\times\right.$$
$$\left.\times\left[exn\left(-\frac{Э}{в^{\partial}}t\right)-\exp\frac{-\kappa m}{в^0+\left(\frac{\kappa}{Э}+\frac{4}{3}\right)в^{\partial}+\lambda_1^2}\right]\right\} \quad (24)$$

Как видно из (24) боковое давление на заглубленную в шельфовый грунт часть свай от шелфового грунта зависит от величины динамической величины модуля объемного сжатия шельфового грунта К, модуля сдвига грунта G, коэффициента объемной вязкости в шаровом v^0 и девиаторном v^d виде реологической модели для шельфовых грунтов и коэффициента λ_1. В реологической комбинированной модели для шельфового грунта, напряжение стремится к нулю, если деформация остается постоянной. В связи с этим в комбинированной модели предложенной нами, сдвигающие напряжения к концу консолидации (отжатия поровой воды и уплотнения) рассеиваются, а гидростатическое напряженное состояние сохраняется.

ВЫВОДЫ

- проанализированы многие литературные источники по проблемам реологических моделей для различных видов грунтов в различном состояние, однако отсутствуют реологические модели описывающие шельфовые грунты;
- разработано комбинированная реологическая модель для шельфовых грунтов и описаны уравнения в шаровом и девиаторном виде, как в составляющих элементах этой модели, так и в суммарном состоянии;

- предложены уравнения консолидационного уплотнения влажных и водонасыщенных шельфовых грунтов отжатия поровой воды (нейтральным давлением) появление эффективных давлений воспринимаемых твердыми частицами шельфовых грунтов;
- установлено, что предложенная комбинированная модель хорошо описывает шельфовые грунты в линейной и нелинейной постановке задачи, а так же хорошо описывает при шаровом и девиаторном тензорах напряжений и деформаций.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гасанов, Ф. К. (2010). Расчет и оптимизация осесимметрично нагруженных гидротехнических сооружений с учетом некоторых факторов на основе безомоментной теории. *Экология и водное хозяйство,* №5, С. 89-92.
2. Асланов, Л. Ф. (2015). Волновые взаимодействия морского сооружения с шельфовым грунтовым основанием через сваи большого сечения с «жестким сердечником» по модели полупространства. *Нефтяное хозяйство*, №2, С. 78-81.
3. Зарецкий, Ю.К. (1967). *Теория консолидации грунтов*. Киев: Наука.
4. Вялов, С.С. (1978). *Реологические основы механика грунтов*. Москва: Недра.
5. Barden, L. (1965). Consolidation of Compacted and Unsaturaed Clays. *Geotechnique,* 15 (№3), P. 267-286.

Hasanov F.G., Hasanzade J.F.

INVESTIGATION OF THE CONSOLIDATION PROCESS UNDER THE JACKET OF OFFSHORE FIXED PLATFORM

The difficulties of two-layer water-saturated offshore soil consolidation against the effects of fixed offshore platforms have been considered. The rheological equation fundamentals are expressed by the stress and strain tensors, both for the Spherical and Deviatoric components of different bodies. Here has been proposed a combined rheological model for practical calculations that describes the properties of offshore soils well enough when using them for the construction of offshore structures. Formulas to determine the average lateral pressure exerted by the offshore fixed platform jackets are proposed.

***Key words*:** shelf sea, stress, soil, waves, offshore structures, pile foundations.

Гасанов Ф.К., Гасанзаде Дж.Ф.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ КОНСОЛІДАЦІЇ ПІД ОПОРНИМ БЛОКОМ МОРСЬКОЇ СТАЦІОНАРНОЇ ПЛАТФОРМИ

Розглянуто процес консолідації при закріпленні опорного блоку морської стаціонарної платформи (МСП) на вологий і водонасичений шельфовий ґрунт. Використано реологічні елементи, такі як пружина Гука і амортизатор Ньютона, що характеризують реальний стан підстави опорного блоку. Запропоновано комбіновану реологічну модель, яка характеризує кульові і тензорні напруження і деформації, що виникають в підставах опорного блоку МСП. Напруження і деформація кульових і девіаторних тензорів представлено реологічними рівняннями. Розраховано ефективний і бічний тиск від порового тиску води, а також від стиснення твердих частинок з вологого і водонасиченого ґрунту пальового фундаменту.

***Ключові слова**: шельф, напруга, ґрунт, хвилі, морські споруди, пальові фундаменти.*

УДК 004.942:338.28

МОДЕЛЮВАННЯ ІНФРАСТРУКТУРНИХ ПРОЕКТІВ РОЗВИТКУ РІЧКОВИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ В УКРАЇНІ

Харитонов Ю.М., д-р техн. наук, проф.,
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, м. Миколаїв
ORCID –0000-0002-2425-1758

***Анотація.** Розглянуті основні проблеми розвитку річкових вантажоперевезень в Україні. Показано,що одним з ключових питань їх розвитку слід вважати створення єдиного інформаційного простору на підставі технологій просторового планування та SMART-PORT , BIM- технологій та технологій E-PM.*

***Ключові слова**: річка,вантажні перевезення, інфраструктура,порт, модель.*

На теперішній час одним з актуальних питань подальшого розвитку транспортної інфраструктури України слід вважати розвиток річкових перевезень, які забезпечать вирішення ряду проблем соціально-економічно характеру (рис.1) та стануть однією з платформ інтеграції до світової економіки. Важливість вирішення даного питання відображена в ряді нормативно-правових актів, наукових та інших публікаціях [1-4].

Рисунок 1– Зв'язок програми розвитку річкових перевезень з іншими проектами

Виконаний аналіз наукових досліджень, реалізованих проектів і програм стосовно розвитку річкових перевезень в Україні дозволив виявити системні конфлікти, що виникають при реалізації функцій управління як з боку державних органів,так і з боку підприємств,зайнятих експлуатацією річок: відсутність комплексності підходів, узгодженості цілей, принципів задоволеності всіх учасників, прийняття ефективних управлінських рішень та таке інше. Ці обставини актуалізують вирішення низки основних завдань науково-прикладної проблеми розвитку річкових перевезень.

Передбачається формування програми реалізовувати на підставі результатів, отриманих за допомогою імітаційного моделювання окремих проектів та послідуючого синтезу рішень стосовно строків реалізації програми, вартості її окремих складових,тощо. В основу моделі, з урахуванням існуючих інноваційних технологій,будуть покладені принципи та методи технологій просторового планування, SMART-PORT, BIM-технологій та технологій E-PM. На рис. 2 наведено фрагмент E-PM моделі управління проектами реконструкції окремих елементів портової інфраструктури(ПІ).

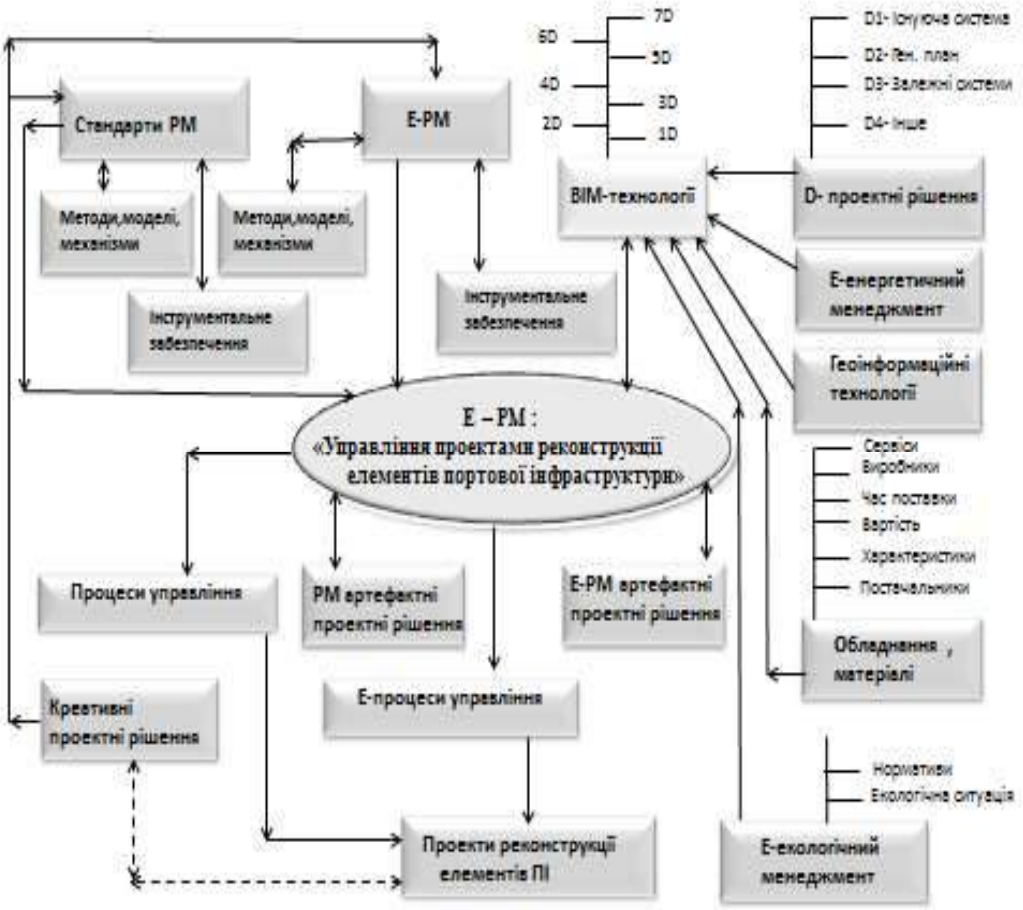


Рисунок 2. Фрагмент E-PM моделі управління проектами реконструкції окремих елементів портової інфраструктури

Реалізація моделі управління відбувається в рамках ситуаційного центру, що пояснюється приналежністю основних складових програми та окремих проектів до критичної інфраструктури, на яку поширюються вимоги максимізації інформації про її стан та прогнози експлуатації.

У відповідності до основних завдань формування проекту програми розвитку річкових перевезень в Інституті інфраструктурних проектів Національного університету кораблебудування стосовно річкових портів України створюються окремі елементи інформаційної моделі, моделі E-PM, E-екологічного менеджменту, E-енергетичного менеджменту, BIM-технологій та таке інше (рис.3,4).

Рисунок 3 – Фрагменти аерокосмічних фотографій територій річкових портів

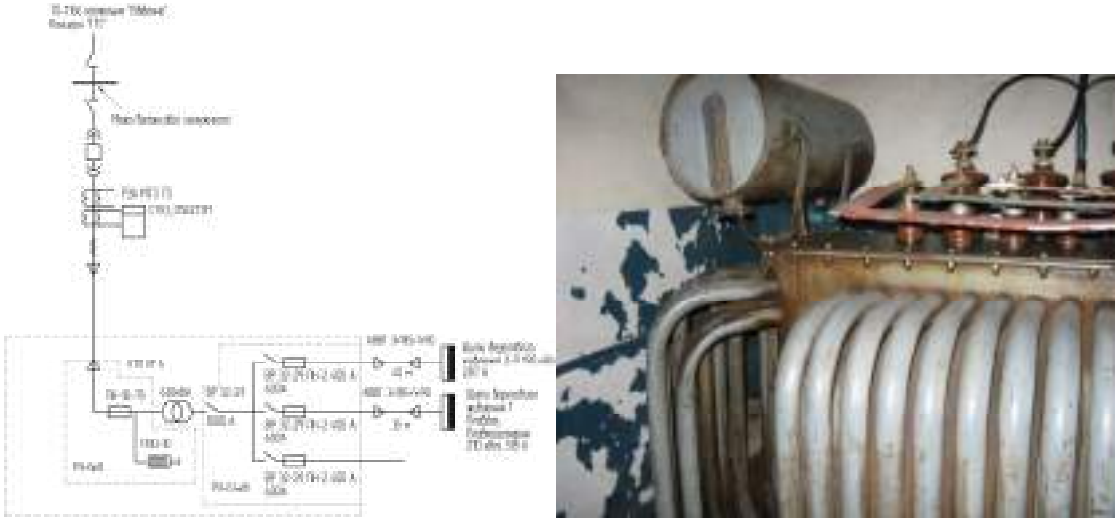


Рисунок 4– Елементи формування інформаційної моделі Е-енергетичного менеджменту

REFERENCES

[1] Про затвердження Загальнодержавної цільової програми розвитку водного господарства та екологічного оздоровлення басейну річки Дніпро на період до 2021 року. 4836-VI(2012)
[2] Хвесік, М.(2013). Екологічні проблеми басейну р. Дніпро та шляхи їх вирішення. *Екологія і природокористування,* 17,68-74
[3] Шапар, А. (2011). Еколого-економічні проблеми переводу екосистеми річки Дніпро до режиму сталого функціонування. *Екологія і природокористування*, 14, 26-48
[4] Український союз промисловців і підприємців. (2019). Річка має працювати: звернення підприємців до очільників України. Отримано з https://uspp.ua/news/novyny-hromadskykh-partneriv/2018/richka-maie-pratsiuvaty-zvernennia-pidpryiemtsiv-do-ochilnykiv-ukrainy

Y. Kharytonov **Modeling infrastructure projects of development of river shipping in Ukraine**

The main problems of development of river freight transportation in Ukraine are considered. It is shown, that creation of a single information space based on spatial planning and SMART-PORT technologies, BIM technologies and E-PM technologies should be considered as one of the key issues of their development.
Keywords: river, freight, infrastructure, port, model.

Харитонов Ю.Н., **Моделирование инфраструктурных проектов развития речных перевозок в Украине.**

Рассмотрены основные проблемы развития речных грузоперевозок в Украине. Показано, что одним из ключевых вопросов их развития следует считать создание единого информационного пространства на основании технологий пространственного планирования и SMART-PORT, BIM- технологий и технологий E-PM.
Ключевые слова: река, перевозка грузов, инфраструктура, порт, модель.

УДК 629.5.01

КОРАБЛЕСТРОИТЕЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ СУДОСТРОЕНИЮ УКРАИНЫ

***Бондаренко Александр Валентинович, к.т.н., доцент*[1]**
[1] *Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова;*
[1] Украина, Николаев
[1] ORCID 0000-0002-6115-1422

Аннотация. *Приведены результаты научной и учебной деятельности Кораблестроительного института Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова за пятилетний период.*

Ключевые слова: *судостроение, кораблестроительный институт, образование.*

Введение. Сегодня судостроение Украины переживает не лучшие времена: большая часть судостроительных предприятий или простаивают, или выполняют не свойственные им работы. Но не взирая на эти трудности судостроение в Украине, правда произошла переориентация на другие виды работ. В первую очередь это смещение в сторону малого судостроения. Сейчас в Украине выполняется постройка малых бронекатеров, пассажирских катамаранов, барж, буксиров и прогулочных судов различных типов [1-4]. Также успешно развивается и проектное направление. В Николаеве есть много проектных бюро, выполняющих заказы для иностранных партнеров. Еще один вид деятельности предприятий Украины – судоремонт, реновация и переоборудование судов.

Целью данной статьи является подведение итогов деятельности Кораблестроительного института Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова за пятилетний период.

Основная часть. В современных условиях развития судостроения Украины Кораблестроительный институт вынужден был перестроить свою научную и учебную деятельность.

В частности, нами была ведена программа подготовки «Яхтинг и малые суда», основным направлением которой является подготовка специалистов в области малого судостроения. Специалисты по яхтингу и малым судам получают знания по особенностям проектирования и построения парусных, моторных, парусно-моторных яхт, скоростных судов различного назначения с использованием Евростандартам и современных материалов. Во время обучения студенты изучают такие предметы как принципы проектирования катеров и яхт, особенности выбора формы корпуса яхт и катеров, проектирование интерьера и экстерьера малых судов, проектирование рангоута и такелажа, материалы, применяемые в малом судостроении, конструкция корпуса, судовые устройства, пропульсивные комплексы малых судов. В программу обучения входят вместе с традиционной инженерной подготовкой современные спецкурсы по компьютерному проектированию и компьютерной графике. Достаточно сказать, что в учебном процессе используются лицензионные программные продукты Bentley MaxSurf, Tribon, ANSYS. В учебном процессе задействован яхт-клуб университета, опытовый бассейн, студенческое конструкторское бюро «Яхта». Учебные занятия проводят квалифицированные преподаватели, имеющие удостоверение яхтенных капитанов.

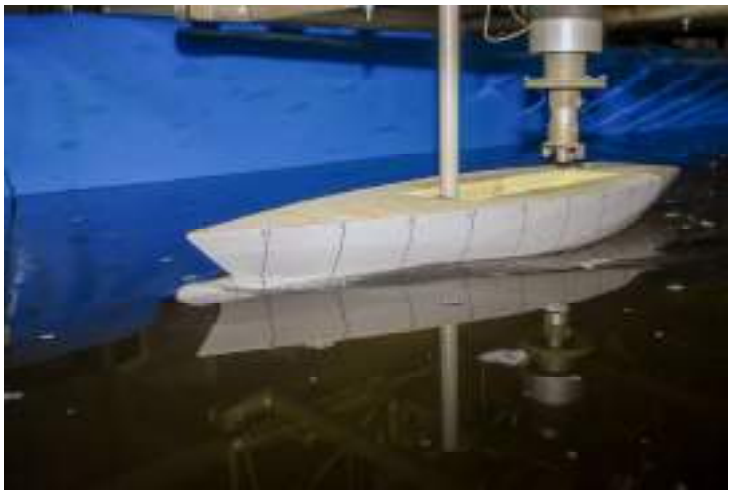


Рис. 1. Модельные испытания яхты в опытовом бассейне НУК

Кроме этой программы в Кораблестроительном инстиуте ведется подготовка специалистов по специальностям «131 Прикладная механика», «132 Материаловедение», «134 Авиационная и ракетно-космическая техника» и «135 Судостроение». С учетом потребностей рынка труда в рамках каждой из специальностей созданы образовательные программы.

Еще одно направление Кораблестроительного института – научная деятельность. В течение 2014-2015 годов кафедрами Кораблестроительного института, обеспечивающими специальность «135 Судостроение» было выполнено 15 научно-исследовательских работ на общую сумму 4 млн. 903 тыс. грн. из которых госбюджетное финансирование составило – 3,377 млн. грн. (общее количество работ – 5), хоздоговорные –

1,525 млн. грн. (общее количество работ – 10). В эти расчеты не включены средства, полученные Национальным университетом кораблестроения имени адмирала Макарова за обучение иностранных студентов по специальности «135 Судостроение». Кроме того, учеными Кораблестроительного института было выполнено много работ для Министерства обороны Украины на без оплатной основе, а также за переподготовку инженерных кадров.

Наиболее важные из разработок Кораблестроительного института представлены в работе [5]. Среди последних работ, следует отметить разработки в области выбора наилучшей платформы для скоростного беспилотного катера. Некоторые концептуальные проекты такой высоко мореходной платформы представлены на рис. 2.

Рис.2. Варианты концепции 12 метрового беспилотного катера

Ученые Кораблестроительного института активно занимаются научной деятельностью. Только за последние пять лет опубликовано 26 публикаций в научных журналах входящих в наукометрические базы Scopus и Web of Science. Также активно издаются учебно-методические пособия, учебники и монографии. В 2018 году на международной книжной выставке «LIBER BARCELONA 2018» два учебных пособия [6, 7] преподавателей кафедры технологии судостроения получили золотые медали выставки.

Также активно расширяется международное сотрудничество в области судостроения. Если еще лет 15 назад в Кораблестроительном институте иностранных студентов было порядка 10 человек и то, в основном, из Вьетнама, то, по состоянию на 2018 год, только в Николаеве на специальности «135 Судостроение» на дневном отделении учится около 50 студентов из Китая, Вьетнама, Азербайджана, Туркменистана и т.д. И это без учета студентов, обучающихся в Китае по различным программам (3+2, 4+0). Также для иностранных заказчиков выполняется научно-исследовательские работы. На 2019-2020 года запланировано выполнение совместного Украинского-Китайского научно-исследовательского проекта «Разработка методики проектирования оптимальной схемы армирования анизотропной лопасти ветрогенератора с адаптивными свойствами» (руководитель Бурдун Е.Т.).

Выводы. Подводя краткие итоги следует отметить, что невзирая на трудные времена Кораблестроительный институт Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова активно продолжает работать на благо судостроения Украины. Пятилетние результаты научной и учебной деятельности Кораблестроительного института свидетельствуют о его большом научном и учебном потенциале, известности на мировом рынке судостроения.

REFERENCES

1. Малый бронированный артиллерийский катер «Гюрза-М». Взято з http://srdsc.com/projects/small-armored-boat-gurza-m/
2. «Нибулон» строит собственный флот (2009). *Порты Украины*, №3, 14-15.
3. Алексеев, В., Нелипа, В. (2015). Катер «Марлин-М». Катера и Яхты, 6 (258), 38-41.
4. Астахова, А.О. (2016). Малому судостроению квалифицированные кадры. *Шкіпер*, №5, 11-12.
5. Некрасов, В.А. (2018). Результаты работы НИИ Проблем аэрогидродинамики, прочности и проектирования судов НУК по основным направлениям научных исследований института**.** *Інновації в суднобудуванні та*

океанотехніці: Матеріали IX міжнародної науково-технічної конференції,,Миколаїв, 18–19 жовтня 2018 р., Миколаїв: НУК.
6. Рашковский, А.С., Перов, В.Н., Слижевский, С.Н., Цыкало, Н.В.(2017). *Технология изготовления конструкций корпуса*. Николаев: НУК.
7. Рашковский, А.С., Щедролосев, А.В., Фарионов, А.М., Цыкало, Н.В., Перов, В.Н., Слижевский, С.Н. (2018). *Технология корпусостроительных работ*. Николаев: НУК.

Bondarenko O.B.
SHIPBUILDING INSTITUTE FOR SHIPBUILDING OF UKRAINE
***Text of the annotation**. The results of the scientific and educational activities of the Shipbuilding Institute of the Admiral Makarov National University of Shipbuilding over a five-year period are presented.*
Keywords: shipbuilding; Shipbuilding Institute, education

Бондаренко О.В.
КОРАБЛЕБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ СУДНОБУДУВАННЮ УКРАЇНИ
***Текст анотації**. Наведено результати наукової та навчальної діяльності Кораблебудівного інституту Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова за п'ятирічний період.*
Ключові слова: суднобудування; кораблебудівний інститут; освіта.

УДК 629.5.016.8:629.585

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ВАРИАНТОВ ДВИЖИТЕЛЬНО РУЛЕВОГО КОМПЛЕКСА ПОДВОДНОЙ ЛОДКИ SUBOFF

Король Ю.М., канд. техн. наук, доцент,
Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, г. Николаев, Украина,
yuriy.korol@nuos.edu.ua

***Аннотация.** Методами и средствами вычислительной гидродинамики исследована эффективность пяти вариантов движительного комплекса подводной лодки SUBOFF. Полученные результаты свидетельствуют о существенной зависимости эффективности комплекса от геометрических характеристик движителя и насадки.*
***Ключевые слова:** вычислительная гидродинамика; эффективность движительного комплекса; влияние геометрических характеристик.*

Эффективность работы движительно-рулевого комплекса (ДРК) подводных лодок (ПЛ) принято оценивать [2] при помощи величины пропульсивного коэффициента η и уровня гидроакустического шума, сопровождающего работу его элементов. ДРК, как известно, состоит из 1) источника энергии – главного двигателя; 2) устройства передачи мощности – валопровода (редуктора); 3) движителя; 4) корпуса; 5) пера руля; 6) баллера и 7) рулевой машины. Все элементы ДРК находятся в механическом, а 3, 4 и 5 еще и в гидродинамическом взаимодействии, поэтому очевидно, что процесс их проектирования должен осуществляться на основе системного подхода. Именно на основе такого подхода при помощи средств вычислительной гидродинамики (ВГД) автором разработана методика решения актуальных задач анализа для ДРК ПЛ [1]. На основе этой методики при помощи модуля Flow Simulation (FS) CAD CAE CAM системы SolidWorks в настоящем докладе выполнен сравнительный анализ гидродинамической эффективности пяти вариантов ДРК ПЛ «Suboff».

Работа гребного винта за корпусом в неоднородном потоке сопровождается пульсацией сил и моментов на лопастях гребного винта, что приводит к их вибрации. Из-за этого возникает интенсивное гидроакустическое поле, получившее название «пение» гребного винта. Для уменьшения интенсивности этого поля гребные винты современных ПЛ имеют большое число лопастей саблевидной формы и располагаются на максимально возможном удалении от кормовых рулей-стабилизаторов. Именно такой вариант комплектации ДРК (0_6.288), представленный на рис.1, исследован в [1] и является базовым в представленном ниже исследовании. На графиках рис.2-3 сплошными линиями показаны зависимости мощности необходимой для вращения гребного винта $P(v)$ и пропульсивного коэффициента $\eta(v)$ от скорости хода v базового варианта.

Дальнейшее уменьшение гидроакустического поля достигается при помощи установки кольцевого крыла, охватывающего гребной винт. В настоящем исследовании выполнен анализ гидродинамической эффективности двух предложенных в [3] вариантов таких крыльев с профилем NACA66. Первый вариант имеет угол раствора 6.3°, а второй – 10.6°. Кроме того, каждый из вариантов комплектовался семилопастными гребными винтами диаметрами 6.288 и 4.850 метров, при относительном удлинении кольцевых крыльев, соответственно, 0.77 и1.0.

Варианты ДРК представлены на рис.4, а результаты расчетов – в табл.1, где обозначено D - диаметр гребного винта; n - частота вращения; R - сила сопротивления; dR - сила засасывания; T - упор гребного винта; Q - момент, необходимый для вращения ГВ.

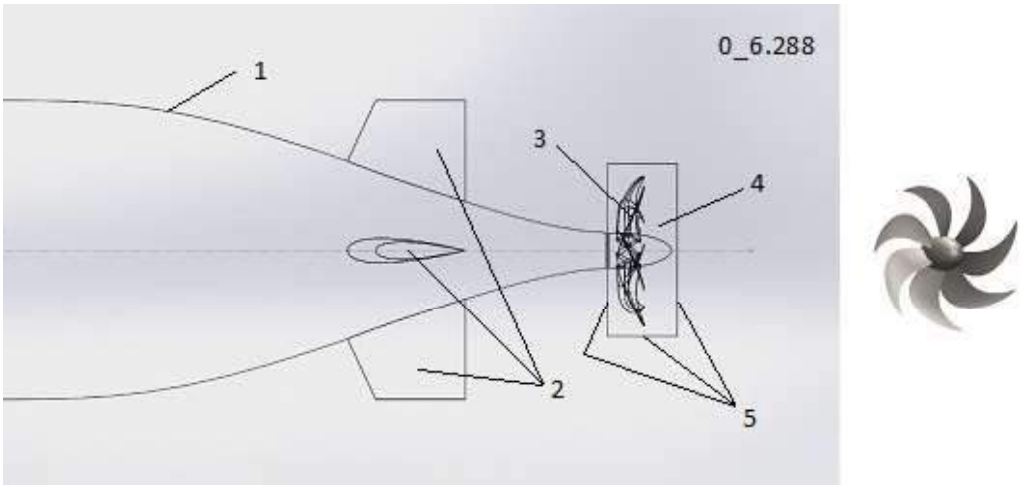


Рис.1 – ДРК ПЛ «Suboff» базового варианта 0_6.288
1- корпус ПЛ; 2- рули-стабилизаторы; 3- гребной винт; 4- область вращения;
5- скользящая поверхность

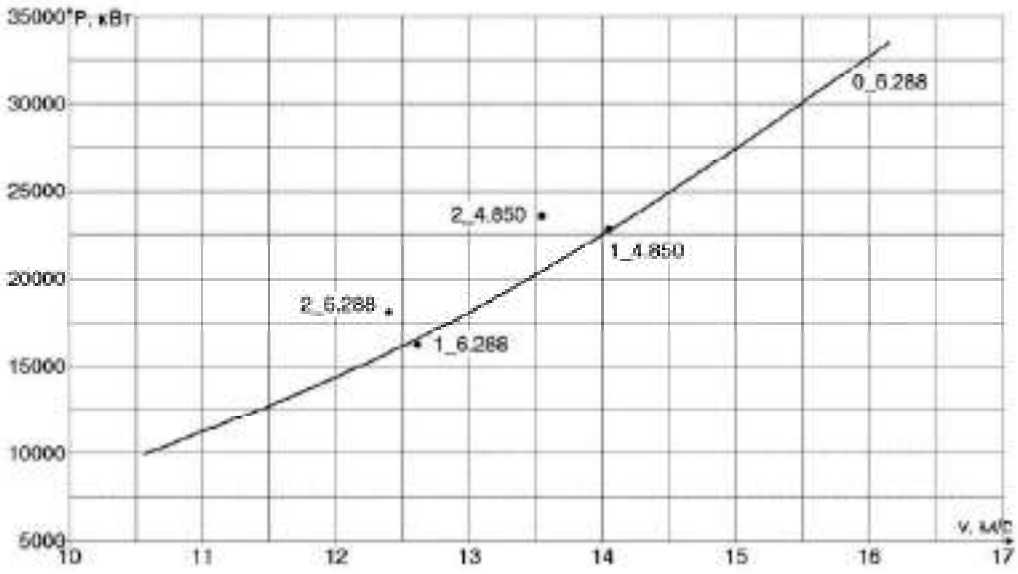


Рис.2 – Зависимость $P(v)$

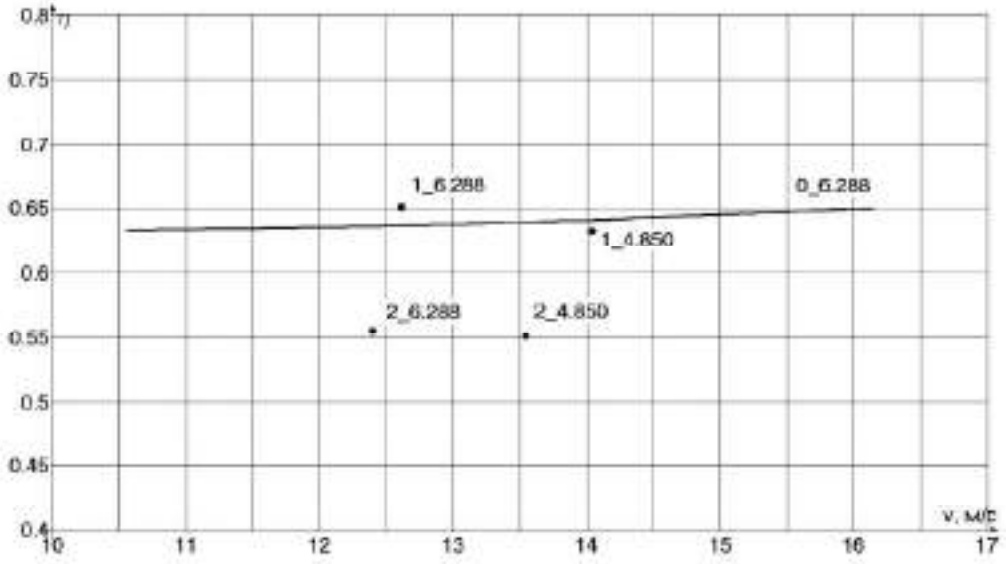


Рис.3 – Зависимость $\eta(v)$

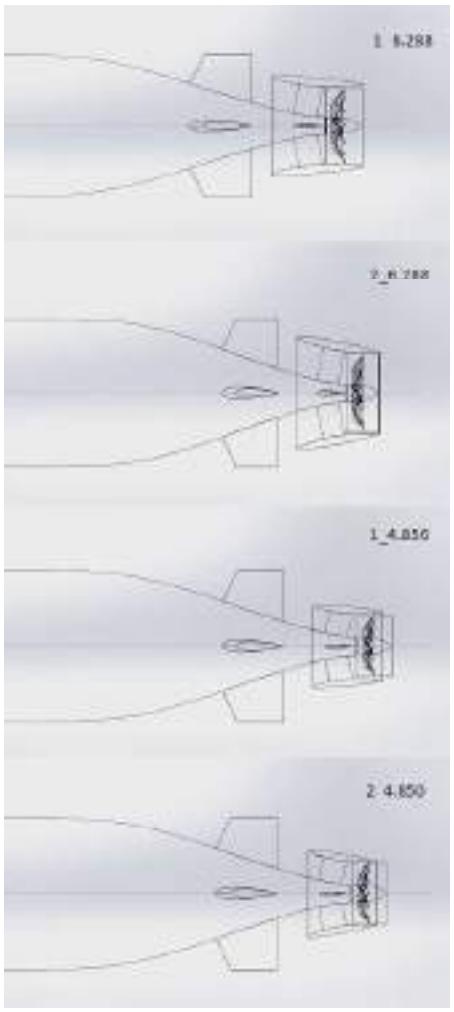


Рис.4 – Варианты ДРК ПЛ «Suboff»

Таблица 1 – Результаты расчетов вариантов ДРК ПЛ «Suboff»

Тип *Ring Wings*	Величина	Значения		
0	*D*, м	6.288		
	n, об/мин	120		
	u, м/с	12	14	12.770
	R, Н	759639	1.02246*10^6	856187
	R+*dR*, Н	899681	1.11222*10^6	979000
	T, Н	1.158439*10^6	679174	979000
	Q, Нм	1.524681*10^6	1.11001*10^6	1.36546*10^6
	η	□	□	0.6372
	P, кВт	□	□	17159
1	*D*, м	6.288		
	n, об/мин	120		
	u, м/с	12	14	12.611
	R, Н	759639	1.02246*10^6	835779
	R+*dR*, Н	90119	1.19873*10^6	991499
	T, Н	1.10895*10^6	724805	991499
	Q, Нм	1.35057*10^6	1.01708*10^6	1.2881*10^6
	η	□	□	0.6511
	P, кВт	□	□	16187
2	*D*, м	6.288		
	n, об/мин	120		
	u, м/с	12	14	12.396
	R, Н	759639	1.02246*10^6	808574
	R+*dR*, Н	1.10942*10^6	1.54992*10^6	1.19608*10^6
	T, Н	1.26371*10^6	925491	1.19608*10^6
	Q, Нм	1.49374*10^6	1.20573*10^6	1.4375*10^6
	η	□	□	0.5549
	P, кВт	□	□	18064
1	*D*, м	4.850		
	n, об/мин	200		
	u, м/с	12	14	14.040
	R, Н	759639	1.02246*10^6	1.02812*10^6
	R+*dR*, Н	906961	1.14810*10^6	1.15538*10^6
	T, Н	1.53901*10^6	1.15375*10^6	1.15538*10^6
	Q, Нм	1.34304*10^6	1.09003*10^6	1.09003*10^6
	η	□	□	0.6323
	P, кВт	□	□	22829
2	*D*, м	4.850		
	n, об/мин	200		
	u, м/с	12	14	13.544
	R, Н	759639	1.02246*10^6	959072
	R+*dR*, Н	933238	1.21127*10^6	1.146595*10^6
	T, Н	1.55625*10^6	1.10260*10^6	1.146595*10^6
	Q, Нм	1.25850*10^6	1.05968*10^6	1.125716*10^6
	η	□	□	0.5509
	P, кВт	□	□	23577

Выводы:

1. Гидродинамическая эффективность вариантов ДРК ПЛ «Suboff» 0_6.288, 1_6.288, 1_4.850 по величине пропульсивного коэффициента на рассмотренных режимах работы практически одинакова, поэтому угол раствора кольцевого крыла 6.3° можно считать оптимальным.
2. Для определения интенсивности гидроакустического поля ДРК с учетом вибрации лопастей гребного винта параллельно с модулем Flow Simulation необходимо использовать модуль Motion, осуществляющий моделирование движения (вращения) и модуль Simulation, позволяющий рассчитывать вибрацию лопастей. Безусловно, для осуществления таких расчетов понадобится существенно более мощная вычислительная техника.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Король Ю.М., 2019. *Методы вычислительной гидродинамики в задачах проектирования движительно-рулевого комплекса подводных лодок.* Материалы всеукраинской научно-технической конференции с международным участием: Современные технологии проектирования, постройки, эксплуатации и ремонта судов, морских технических средств и инженерных сооружений, с.30-37.

[2] Renilson, M. (2015). *Submarine Hydrodynamics*. Launceston TAS Australia: Springer Briefs in Applied Sciences and Technology, 150p.

[3] Groves, N.C., Huang T.T., Chang M.S. (1989). *Geometric characteristics of DARPA Suboff (DTRC MODEL NOS. 5470 and 5471)*: DTRC/SHD 1298-01. p.1-75.

Король Ю.М.

Гідродинамічний аналіз варіантів рушійно-рульового комплексу підводного човна «Suboff»

Анотація. *Методами і засобами обчислювальної гідродинаміки досліджено ефективність п'яти варіантів рушійно-рульового комплексу підводного човна SUBOFF. Отримані результати свідчать про суттєву залежність ефективності комплексу від геометричних характеристик рушія і насадки.*

Ключові слова: *обчислювальна гідродинаміка; ефективність рушійно-рульового комплексу; вплив геометричних характеристик.*

Korol Yu.M.

Hydrodynamic analysis of variants of the submarine driving and steering complex "Suboff"

Annotation. *The methods and means of computational hydrodynamics are used to investigate the effectiveness of five variants of the submersible propulsion complex SUBOFF. The results obtained indicate a significant dependence of the efficiency of the complex on the geometric characteristics of the propulsion unit and the nozzle.*

Keywords: *computational fluid dynamics; the effectiveness of the propulsion complex; influence of geometric characteristics.*

УДК 629.5.01

ИННОВАЦИИ В СИСТЕМЕ ПОДГОТОВКИ ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНИЧЕСКИХ СПЕЦИАЛИСТОВ В СУДОСТРОЕНИИ, ОБРАЗОВАНИИ И СОЦИАЛЬНОЙ СФЕРЕ

Приходько Виктор Константинович, директор,
[1] Никончук Сергей Владимирович, директор по маркетингу[2]
[1] ООО «Залив Шип Дизайн»; [2] ООО «Залив Шип Дизайн»;
[1] Украина, Николаев; [2] Украина, Николаев
[1] victor.prykhodko@zalivdesign.com, [2] sergii.nikonchuk@zalivdesign.com

Аннотация. *Инновационные направления современного судостроительного производства требуют от проектных организаций комплексного подхода к процессу инжиниринга. Перманентное обновление CAD продуктов, стандартов и технологий требуют непрерывной адаптации инженерного состава к мировым запросам. В этих условиях особое значение приобретает работа с кадрами.*

Ключевые слова: *инжиниринг, инновации, проектирование, управление персоналом.*

ООО «Залив Шип Дизайн» – независимая украинская компания по разработке проектной, также рабочей конструкторской документации для строительства морских судов и плавучих сооружений.

Наши структурные подразделения специализируются по следующим сегментам европейского рынка инжиниринга:

- ✓ Круизные суда и паромы
- ✓ Коммерческие суда
- ✓ Офшорные и специальные суда

Для того, чтобы обеспечить качество и сроки выполнения работ по представленным типам проектов, конечно же, на первый план выступает вопрос о подготовке профессиональной команды.

Пожалуй, кадры это самый важный и самый сложный вопрос и не только у нас в Николаеве или в Украине [1, 2], но и в Европе. Практика нашего сотрудничества с многими европейскими компаниями подтверждает тезис о колоссальном дефиците инженерных кадров.

Не хочется останавливаться на причинах такого положения дел с кадрами, они всем известны, но все же хотелось бы вспомнить времена, когда молодежь поступала тогда еще в Николаевский Кораблестроительный Институт на конкурсной основе.

И еще, институт мог позволить себе такую «роскошь», как отчисление неуспешных студентов в процессе учебы, не очень беспокоясь о количестве выпускников.

Качество будущих инженеров превалировало над всеми другими требованиями. Подтверждением тому – невероятно сложные инженерные задачи и огромные объемы судостроительного производства, которые мы наблюдали в Николаеве и не только в прошлом столетии.

Сегодня мы видим нашу общую задачу: поднять престижность и привлекательность инженерного труда выше уровня обычного торговца. Потребность в молодых инженерах в последние 5-6 лет резко возросла. Но сложившаяся инерция мышления о невостребованности инженеров на производстве преодолевается медленно. Нужно все больше пропагандировать и рекламировать ценность профессии инженера нового поколения, вооруженного новыми знаниями и умениями, новыми возможностями.

Очередным шагом в этом направлении мы видим организацию совместных собеседований в стенах школ. Такую согласованную с НУК и директорами школ программу встреч со старшеклассниками можно реализовать уже в следующем учебном году.

Наши встречи со студентами 3-5 курсов, подробное разъяснение условий и рода работ, при содействии преподавателей и дирекции Кораблестроительного и Машиностроительного институтов НУК позволили нашей компании, в частности, за последние 2 года принять и подготовить 19 студентов. Все они успешно работают. Затраты на их подготовку окупаются уже через полгода после приема на работу.

В целом за это время с учетом выпускников НУК прошлых периодов мы приняли более 30 человек и на этом не останавливаемся.

Ниже (рис.1) приведена динамика роста численности инженеров компании «Залив Шип Дизайн» в новый период ее развития:

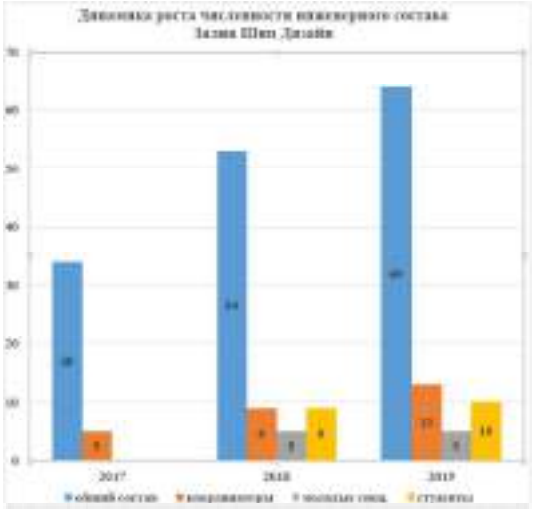


Рисунок 1 – Динамика роста численности инженеров компании «Залив Шип Дизайн» в новый период ее развития

Отработанная и обновленная система обучения позволяет проводить подготовку молодых специалистов непосредственно на рабочих местах и действующих контрактах. Это резко повышает интерес обучающихся, их ответственность и сроки вхождения в бюджетный ресурс.

Наше сотрудничество с НУК длится более 16 лет (столько существует компания ЗШД).

Это практически основной источник кадров.

Но, в условиях обострившегося дефицита и конкурентной борьбы за кадры, выпускников НУК явно не хватает. Известно также, что далеко не все выпускники могут стать инженерами. В этих условиях особенно результативными являются умение донести до сознания студента все преимущества выбранного пути, честный и серьезный разговор. Наш совместно выработанный гибкий подход, когда мы научились учитывать обоюдные интересы, т.е. проводить подготовку студентов, не отрывая их от учебных процессов в университете, дал прекрасные результаты. Кроме того, практический опыт, полученный у нас на современных проектах в сочетании с теоретическими основами, качественно улучшает знания выпускников ВУЗа.

Такой подход позволил нам начинать подготовку специалистов уже с третьего курса обучения.

В этом отношении очередным шагом и успехом в будущей подготовке студентов практическим навыкам инжиниринга стала возможность размещения лицензий CADMATIC непосредственно на кафедрах Кораблестроительного и Машиностроительного институтов.

Совместными усилиями НУК и ЗШД удалось подписать трехсторонний Контракт с голландской компанией CADMATIC BV на поставку университету 6 лицензий CADMATIC Hull Structure Detail Design и 6 лицензий Outfitting Detail Design. Лицензии получены и в начале нынешнего учебного года будут инсталлированы на серверах университета.

Мы подготовили совместный план обучения студентов с участием наших специалистов и преподавателей профильных институтов. Это будет весомое подспорье в подборе и подготовке будущих инженеров-конструкторов.

В этом процессе будет решаться и другая задача. Не все кандидаты выдерживают испытания. Мы очень терпеливо работаем с каждым. И даем шансы даже не очень успешным молодым специалистам проявить себя на протяжении достаточно длительного периода (от 3 до 9 месяцев). И если убеждаемся в устойчивом непонимании или нежелании продвигаться в инжиниринге, - мирно расстаемся. Таким образом, будет еще и осуществляться отбор студентов по их наклонностям на ранних стадиях, т.е. на учебной скамье, а значит сократятся неэффективные производственные затраты.

На этом подготовка специалистов не заканчивается. В дальнейшем, в ходе работ, их ожидают дополнительные тренинги с углубленными знаниями софтов на специализированных курсах, стажировки на предприятиях заказчиков, в том числе поездки за границу для выполнения работ в родственных проектных компаниях.

Следует сказать и то, что наши специалисты получают очень высокую оценку, работая в зарубежных компаниях и по их профессиональной работе оценивается Залив Шип Дизайн, как будущий партнер в целом. В нашей системе менеджмента качества хранятся десятки благодарственных отзывов от самых именитых европейских заказчиков.

В 2018 году мы ввели в практику работы с кадрами систему управления персоналом (СУП). Мы готовились больше года под руководством опытного коуча Селивестровой Марины Васильевны. Были всесторонне изучены достоинства и недостатки персонально каждого работника. Создали кадровый портрет компании и наметили пути развития каждого специалиста с учетом его индивидуальных возможностей и наклонностей.

Система охватывает очень широкий спектр оценки специалиста от его профессиональных знаний по т.н. Skill Matrix (рис. 2):

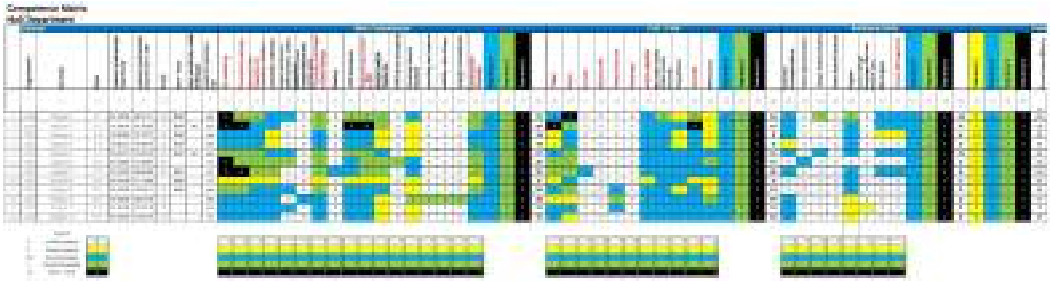


Рисунок 2 – Матрица компетентности до способности к управленческой деятельности (рис. 3):

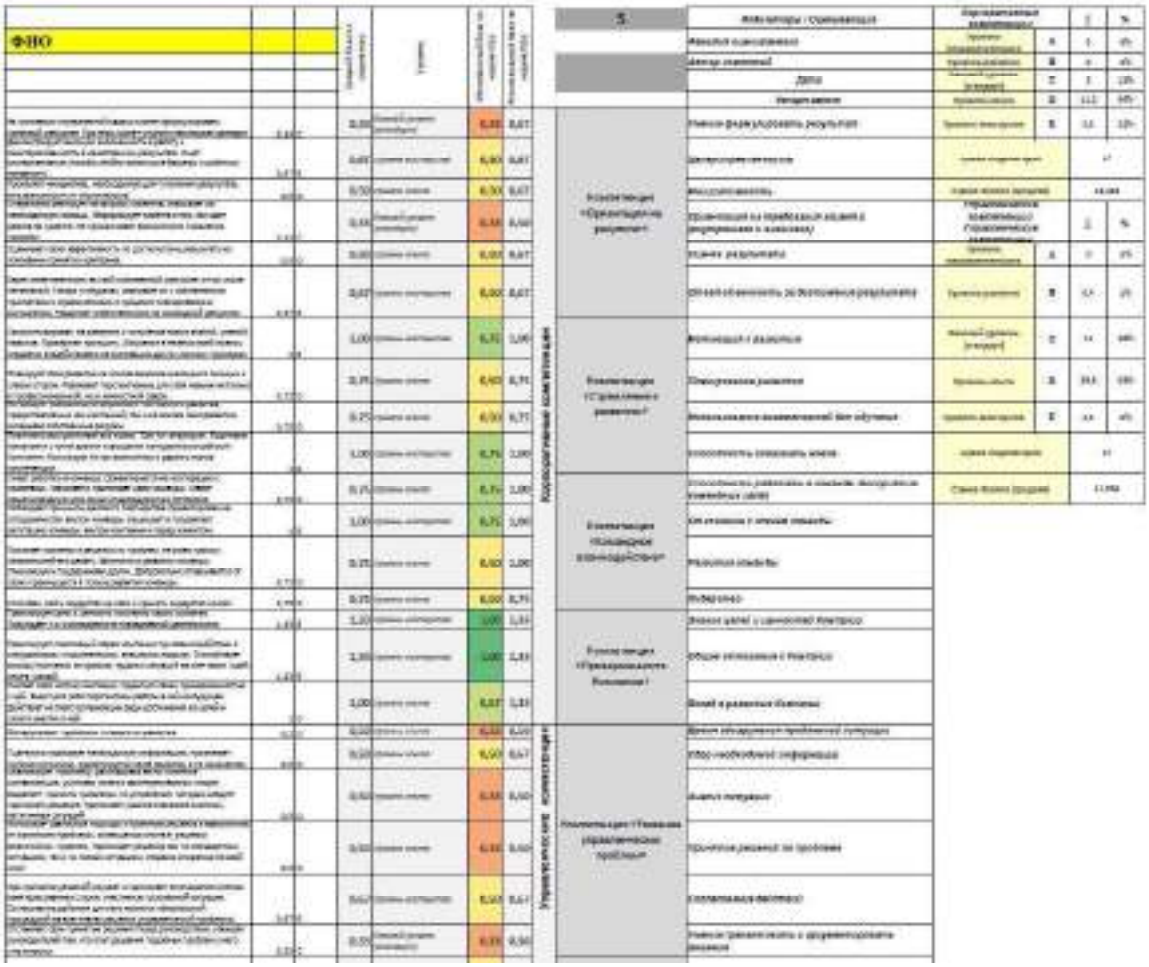


Рисунок 3 – Пример оценки потенциала специалиста

Согласно СУП все специалисты проходят ежегодные собеседования с подробной измеряемой оценкой сильных и слабых сторон. Потребность в дополнительной подготовке по некоторым направлениям оформляется протокольно. Исполнение контролируется при очередной процедуре оценки. Система позволяет сформировать тематику, присущую специализации компании. Сумма профессиональных знаний наряду с корпоративными и управленческими компетенциями дает полное представление о специалисте и его ролевой функции в компании.

Таким образом, за короткое время нам удалось среди линейных исполнителей выявить ряд специалистов, способных аккумулировать сумму знаний и умений чтобы управлять проектами или выполнять более сложные нерядовые операции. Это видно на представленной выше диаграмме (рис.1).

Немаловажным фактором является и социальная составляющая работы с кадрами. Привлекательность профессии в реальной жизни состоит из трех основных составляющих: интересная работа, хорошие условия труда и достойная зарплата.

Все эти условия нами выполняются и на рынке интеллектуального труда мы конкурентны. Зачастую, даже в ущерб экономике предприятия мы назначаем начинающим специалистам зарплаты, которые опережают по своей величине уровень знаний и умений, т.е. с авансом на будущее. Также создается благоприятная деловая обстановка. Студенты с первого дня прихода в компанию распределяются в коллективы департаментов, к каждому «прикрепляется» опытный наставник, они окружены вниманием и терпением. Буквально, с первых дней они чувствуют себя полноценными членами коллектива. Мы не забываем отметить их хорошую работу добрым словом и премиями. Они участвуют также в корпоративных мероприятиях, общих собраниях и т.д. Это дает хороший эффект.

Но на фоне таких процессов мы постоянно сталкиваемся с проблемой текучки кадров.

Перемещение кадров в родственные компании не доставляет особых проблем. Здесь уровни, подобно уровням жидкости в сосудах, сравнялись. Вектор движения кадров направлен на запад. Свободный выезд и постоянный дефицит кадров в десятках компаний ближнего и дальнего зарубежья создают трудно преодолимые конкурентные условия.

И это также тема для будущих абитуриентов. Мы можем показать реальную перспективу данной профессии как достойно оплачиваемой в Украине, так и предоставляющей возможности работы за границей.

Причем уезжают работать за границу, квалифицированные специалисты. Это общая проблема для всех инжиниринговых компаний. Выход один – постоянно обучать и обновлять персонал.

Выводы. Мы с надеждой смотрим на наш Национальный Университет Кораблестроения и готовы участвовать в презентациях, собеседованиях, приеме студентов на практику и т.д. в стенах школ, колледжей и не только в Николаеве. Это долговременный процесс, но другого пути, на наш взгляд, нет.

REFERENCES

1. «Николаев – город с огромными научными возможностями»: в НУК провели международную конференцию о новинках и развитии кораблестроения. Взято з https://news.pn/ru/messages/207034
2. Региональный морской кластер: мировые тенденции внедряются на юге Украины. Взято з https://sudohodstvo.org/regionalnyj-morskoj-klaster-mirovye-tendentsii-vnedryayutsya-na-yuge-ukrainy/

Prykhodko V.K., Nikonchuk S.V.

INNOVATION IN THE SYSTEM OF TRAINING OF ENGINEERING AND TECHNICAL SPECIALISTS IN SHIPBUILDING, EDUCATION AND SOCIAL SPHERE

Text of the annotation. *Innovative directions of modern shipbuilding industry require from design companies to take an integrated approach to the engineering process. Permanent updating of CAD products, standards and technologies require continuous adaptation of engineering staff to global demands. In these conditions, working with personnel is of special importance.*

Keywords: engineering, innovation, design, personnel management

Приходько В.К., Нікончук С.В.

ІННОВАЦІЇ В СИСТЕМІ ПІДГОТОВКИ ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНІЧНИХ ФАХІВЦІВ В СУДНОБУДУВАННІ, ОСВІТІ І СОЦІАЛЬНІЙ СФЕРІ

Текст анотації. *Інноваційні напрямки сучасного суднобудівного виробництва вимагають від проектних організації комплексного підходу до процесу інжинірингу. Перманентне оновлення CAD продуктів, стандартів і технологій вимагають безперервної адаптації інженерного складу до світових запитів. У цих умовах особливого значення набуває робота з кадрами.*

Ключові слова: інжиніринг, інновації, проектування, управління персоналом.

УДК 621.4:620.9

ЕФЕКТИВНІСТЬ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК З УТИЛІЗАЦІЄЮ ТЕПЛОТИ ТЕРМОАКУСТИЧНИМИ ТЕХНОЛОГІЯМИ

Коробко Володимир Владиславович, к.т.н., доцент[1],
Шевцов Анатолій Павлович, д.т.н., професор[2],
Хуабинг Вен, 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. *Робота присвячена проблемі утилізації низькотемпературних теплових викидів сучасних енергетичних установок. Показано, що вирішення цієї проблеми можливе шляхом впровадження енергогенеруючих термоакустичних систем енергозбереження. Розглянуті питання підвищення їх ефективності, підтверджена доцільність їх використання в судновій енергетиці, промисловості.*
Ключові слова*: енергозбереження.; енергетичні установки; термоакустичні технології.*

Переважна більшість потреб суспільства в енергії забезпечуються з допомогою теплових енергетичних установок (ЕУ). ЕУ різняться за призначенням, типом, потужністю, іншими ознаками, але для них всіх існує спільна вимога – забезпечення максимальної ефективності. В свою чергу, ця вимога досяжна за рахунок економного споживання видобувних палив. Тобто, на одиницю кількості витраченого палива ЕУ має продукувати максимально можливу кількість енергії у тому вигляді, який потрібен конкретному споживачу. Найбільш поширеними потребами є механічна робота, або електрична енергія.

Робота ЕУ супроводжується тепловими викидами різного температурного потенціалу. Частина енергії цих теплових викидів утилізуються з допомогою енергозаощаджуючіх технологій [1-3], які можна поділити на дві групи:

- Перша – це теплофікаційні, які не передбачають отримання додаткової механічної роботи і забезпечують потреби споживачів в тепловій енергії;
- Друга– це енергогенеруючі технології, такі, як когенерація та тригенерація, які здатні додатково продукувати механічну роботу або електричну енергію.

Теплофікаційні технології можуть бути застосовані в разі наяви таких потреб у споживача, натомість енергогенеруючі технології є найбільш привабливими, оскільки дають можливість отримати електроенергію.

Вдосконалення ТД та широке впровадження енергозаощаджуючіх технологій в виробництві призвели до суттєвого зростання долі низькотемпературних теплових (НТ) викидів, що значно ускладнює використання відомих схем використання ВЕР, рис.1. За таких умов, склалась ситуація, коли традиційні схеми утилізації вторинних енергетичних ресурсів (ВЕР) стають малоефективними або економічно недоцільними.

Характерним прикладом може бути суднова енергетика, де прослідковується тенденція до зменшення використання на суднах систем глибокої утилізації теплоти, що пов'язано з їх складністю, низькою надійністю та коштовним обслуговуванням. Широке впровадження в судновій енергетиці LNG палив ставить питання створення технологій утилізації їх кріогенного потенціалу. 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. Зрозуміло, що за таких обставин зберігається попит на розробку нових інноваційних технологій енергозбереження.

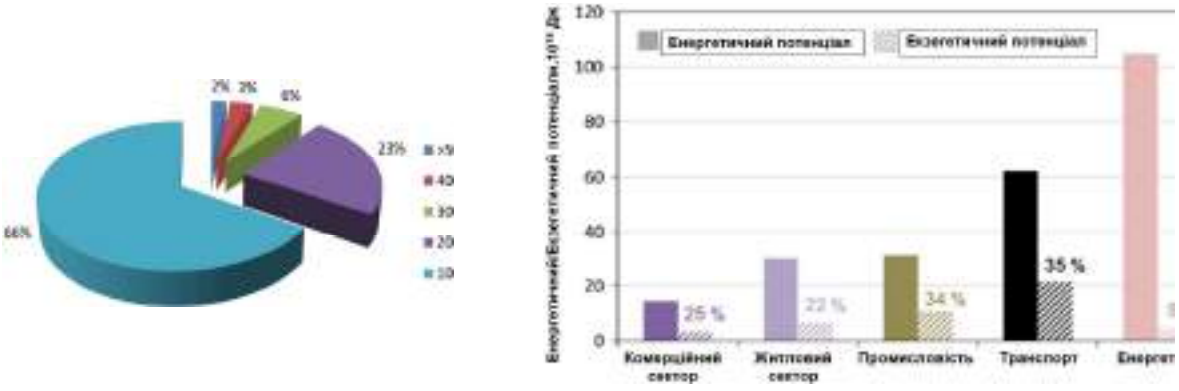


Рис. 1 Склад скидних теплових ресурсів в залежності від температури [1].

Одним із перспективних шляхів утилізації низькотемпературних викидів ЕУ може бути 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 [4,5]. Перспективним є використання ТАТМ в системах відновлювальної енергетики, зокрема в складі солярних установок.

Розповсюдженню ТАТМ заважають їх низька питома потужність, складність безпосереднього отримання механічної роботи. Суттєвою проблемою є відсутність узагальнюючих положень що до проектування, впровадження та експлуатації таких систем.

З метою підвищення ефективності ЕУ шляхом утилізації температурного потенціалу теплових викидів з допомогою термоакустичних технологій був проведений комплекс теоретичних та експериментальних досліджень.

В результаті виконання запланованих робіт були отримати нові знання відносно процесів енергообміну між структурними елементами термоакустичних апаратів та зовнішніми джерелами енергії, визначені фактори, які найбільш суттєво впливають на ефективність перетворення теплової енергії в акустичні коливання робочого середовища ТАТМ.

Створена науково-методологічна база термоакустичних технологій, розроблені та впроваджені ефективні енергогенеруючі термоакустичні системи утилізації скидної теплоти, які розширюють ресурсну базу для енергозбереження за рахунок низькотемпературних складових теплового балансу ЕУ, при цьому забезпечують зниження споживання палив на 4 – 10%, в залежності від типу та потужності ЕУ [6.7].

На основі результатів фізичного та математичного моделювання з допомогою розроблених експериментальних зразків ТАТМ та їх елементів, узагальнюючої математичної моделі (1) термоакустичної системи використання скидної теплоті СЕУ з потенціалом 110 – 600 К встановлена неоднорідність поля теплових потоків в ТАТМ, яка характеризується коефіцієнтом незворотності на рівні – 0,72 - 0,99, та знижує ефективність процесів термоакустичного перетворення в ТАТМ до рівня 0,1 – 0,25 відносно к.к.д. Карно.

Обґрунтовані шляхи вдосконалення ТАТМ шляхом підвищення ефективної температури робочого тіла за рахунок раціональної організації процесів тепло-енергообміну між теплоносіями, теплообмінниками, робочим тілом ТАТМ та матрицею.

Експериментально доведено, що виникнення самочинних термоакустичних коливань в матриці ТАД відбувається лише за умов наявності достатнього повздовжнього градієнту температури та в присутності локальних термогідродинамічних збуджень робочого тіла.

Отримані результати дозволили формалізувати базові положення теорії проектування НТ ТАТМ, та запропонувати схему ЕУ з термоакустичною системою використання НТ теплових ресурсів, скидних та відновлювальних (рис.2). В якості перетворювача акустичної енергії в електричну передбачається використання турбогенератора на базі імпульсної двонаправленої турбіни [8,9].

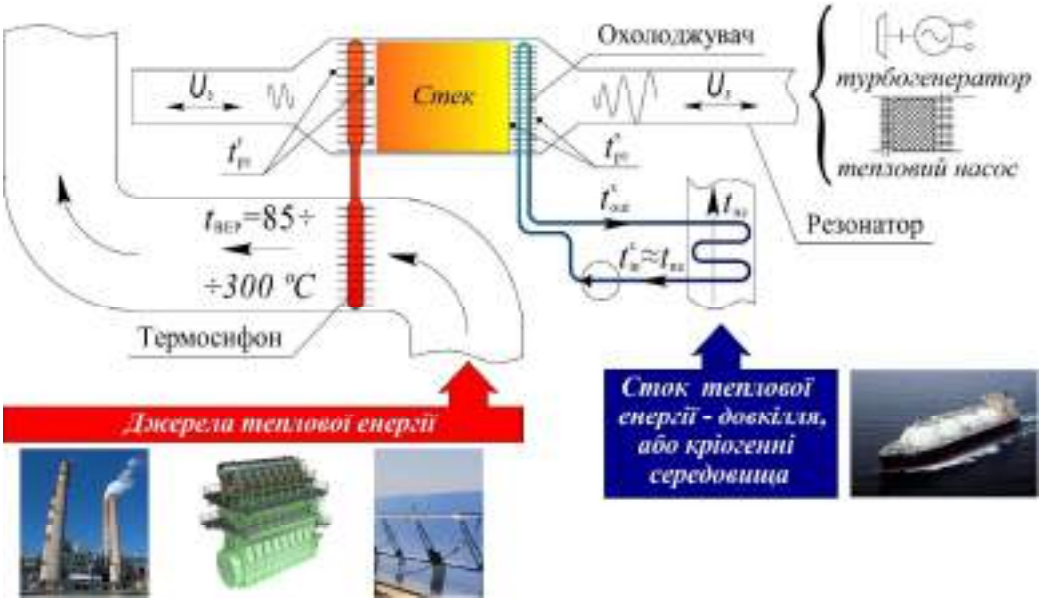


Рис. 2. Принципова схема використання ТАТМ в складі енергетичних установок.

В роботі створена математична модель (1), яка відповідає структурі ЕУ та функціональним зв'язкам в комплексі: «**ДЖЕРЕЛО ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ – ТАТМ – ДОВКІЛЛЯ**». Ця модель синтезована на базі балансової моделі ЕУ, лінійної моделі термоакустики (**MRS)** та методології «Finite time Thermodynamic» (FTT) [10].

Можна бачити, що наявна ЕУ складається з трьох взаємно пов'язаних підсистем, таку ж саму структуру має розроблена математична модель.

Завдяки такому підходу математична модель дає можливість її поелементного використання, що дозволяє визначити доцільність використання ТАТМ в кожному конкретному випадку, винайти найбільш раціональні конструктивні рішення, та оцінити кінцеву ефективність ЕУ з термоакустичною системою енергозаощадження.

$$
\begin{cases}
\begin{cases} T_j^i = F\left(Ne_{EY}(reg), T_{amb}, \ldots\right) \\ G_j^i = F\left(Ne_{EY}(reg), T_{amb}, \ldots\right) \\ Ne_{EY}(reg) = F\left(T_{amb}, g_e, \ldots\right) \end{cases} & \text{Балансова модель ЕУ} \\
\begin{cases} dp_1 = F_{mom}\left(T_m, U_1; \omega, gas\ \ proerties, geometry\right)dx \\ d\dot{T}_m = F_{power}\left(T_m, p_1, U_1; \dot{H}_2, \omega, gas\ \ proerties, geometry\right)dx \\ dU_1 = F_{cont}(T_m, p_1, U_1; \omega, gas\ \ proerties, geometry)dx \\ \dot{H}_2(x) = \dot{E}_2(x) + \frac{1}{2}\rho_m T_m \int \mathrm{Re}[s_1 \tilde{u}_1]dA - (A_{gas}k_{gas} + A_{solid}k_{solid})\frac{dT_m}{dx} \end{cases} & \text{Лінійна модель термоакустики – MRS} \\
\begin{cases} \dot{H}_2(x) = \dot{E}_2(x) + \frac{1}{2}\rho_m T_m \int \mathrm{Re}[s_1 \tilde{u}_1]dA - (A_{gas}k_{gas} + A_{solid}k_{solid})\frac{dT_m}{dx} \\ \dot{E}_{TAD} = \dot{Q}_{HC} - \dot{Q}_{LC} = \frac{k_h f F_\Sigma (1 - \varphi_\Sigma \chi)(T_H^n - (T_L/\chi)^n)}{(1+f)(1+\delta\varphi_\Sigma f \chi^{1-n})} \end{cases} & \text{Модель FTT + MRS} \\
Ne_\Sigma^{EY} = Ne^{EY} + Ne^{TATM}(Ne_{EY}(reg), Q_J^{BEP}, T_{amb}, T_H, T_C, \ldots) & \text{Результат ЕУ + ТАТМ}
\end{cases} \quad (1)
$$

В якості прикладу використання такого підходу розглянута можливість застосування ТАТМ для утилізації викидів суднового МОД W12X92DF потужністю 63800 кВт, який здатний працювати на кріогенному паливі – LNG [11].

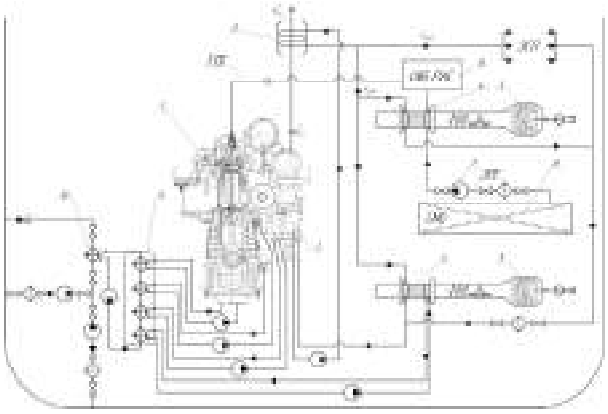


Рис. 3. Принципова схема утилізації ВЕР суднової енергетичної установки з ТАТМ:
1 – МОД; 2 – УК, 3 – ОНП, 4 - ТАД, 5- навантаження (ІДТ), 6 – LNG pack, 7 – насос, 8 – запас LNG палива, 9 –10 охолоджувачі ГД

Розрахунки показали, що сумарна потужність термоакустичної системи утилізації скидної теплоти на експлуатаційних режимах двигуна може сягати від 5% до 8,3 % потужності МОД W12X92DF, в залежності від наявних об'ємів теплових викидів (рис.4).

В складі СЕУ передбачена можливість утилізації кріогенного потенціалу LNG палива. З допомогою розробленої моделі показано, що термоакустична енергогенеруюча система регазифікації LNG палива здатна додатково продукувати до 1600 кВт електричної енергії за рахунок використання цього кріогенного потенціалу.

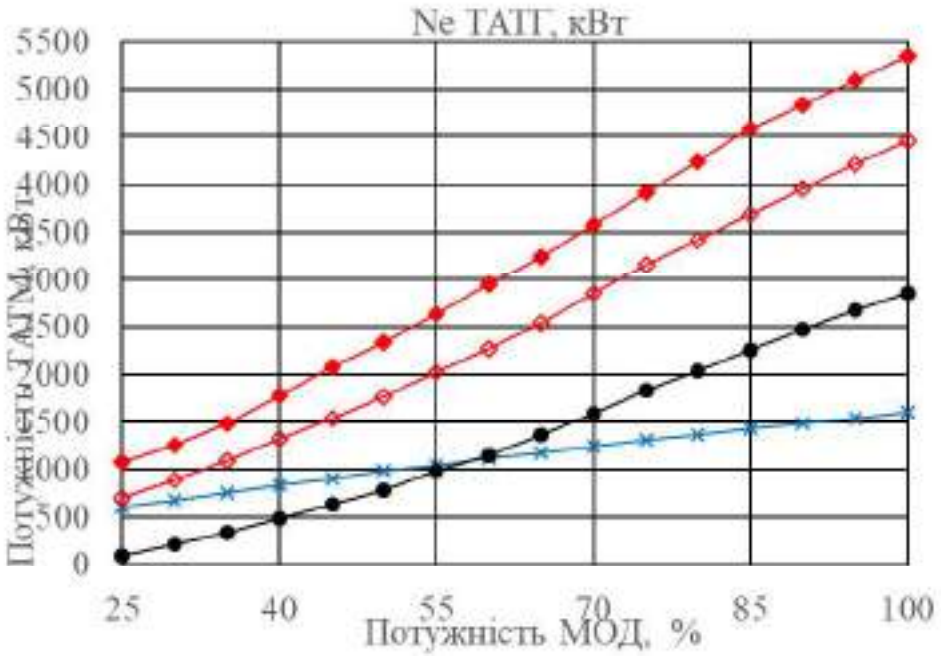


Рис. 4. Потужність ТАТГ в залежності від джерела енергії що використовуються – паливна LNG система, – ОНП МОД, – ОНП МОД та паливна LNG система, – ОНП МОД, паливна LNG система та надлишок пари.

ВИСНОВКИ

1. Енергогенеруючі термоакустичні системи утилізації скидної теплоти розширюють ресурсну базу для енергозбереження за рахунок низькотемпературних складових теплового балансу ЕУ.
2. На основі результатів фізичного та математичного моделювання, з допомогою розроблених експериментальних зразків ТАТМ та їх елементів, узагальнюючої математичної моделі термоакустичної системи використання скидної теплоті СЕУ з потенціалом 110 – 600 К встановлена неоднорідність поля теплових потоків в ТАТМ, яка характеризується коефіцієнтом незворотності на рівні – 0,72 - 0,99, та знижує ефективність процесів термоакустичного перетворення в ТАТМ до рівня 0,1 – 0,25, відносно к.к.д. Карно.
3. Визначені закономірності впливу нерівномірності розподілу температур на поверхні теплообмінників та матриці ТАТМ на ефективність термоакустичних перетворень.
4. Обґрунтовані науково-методологічні основи вдосконалення ТАТМ шляхом підвищення ефективної температури робочого тіла за рахунок раціональної організації процесів тепло-енергообміну між теплоносіями, теплообмінниками, робочим тілом ТАТМ та матрицею.
5. Експериментально встановлено, що наявність інтенсивних термоконвективних течій та повздовжній градієнт температури в матриці є обов'язковими умовами для самочинного виникнення термоакустичних коливань в резонаторі ТАТМ.
6. Показана можливість та доцільність використання двофазних робочих середовищ в ТАТМ для утилізації НТ скидних ресурсів систем охолодження СЕУ.
7. На підставі визначених закономірностей перетворення різних форм енергії в ТАТМ виявлено, що робота ІДТ в умовах коливного руху середовища з частотою 60 – 200 Гц призводить до виникнення в резонаторі шкідливих радіальних та тангенціальних течій, які мають бути зменшені за рахунок перепрофілювання та збільшення повздовжнього розміру направляючих апаратів ІДТ.

8. Обґрунтована можливість підвищення паливної ефективності СЕУ різної потужності та з різними рівнями енергозбереження за рахунок утилізації низькотемпературних складових теплових викидів для СЕУ з МОД на 5 –8%, СЕУ з СОД на 6 – 9%, СЕУ з ВОД на 8 – 10%.

9. Розроблені схемні рішення енергогенеруючих термоакустичних систем ЕУ промисловості, енергетики в тому разі відновлювальної для використання малих об'ємів НТ теплових ресурсів з агрегатною потужністю від 1 кВт.

10. Результати роботи є основою для подальшого розвитку наукових досліджень в напрямку впровадження ТАТМ в системах енергозбереження на транспорті, промисловості, аерокосмічній галузі, відновлювальній енергетиці.

ЛІТЕРАТУРА

[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]. Waste heat recovery system (whrs) for reduction of fuel consumption, emissions and EEDI, (2011). *Tech. rep., MAN Diesel and Turbo*, Copenhagen, Denmark, Retrieved from https://www.mandieselturbo.com

[3]. 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

[4]. Swift, G.W. (2002). *Thermoacoustic: A unifying perspective for some engines and refrigerators.* American Institute of Physics Press. New York.

[5]. 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.

[6]. Коробко В.В.(2014). Можливі шляхи використання термоакустичних теплових машин в системах СЕУ. *Наук. вісник Херсонської державної морської академії*, 2 (11), 69-76.

[7]. Коробко В.В. (2016) Аналіз впливу конструкції теплообмінників на характеристики низькотемпературних термоакустичних установок. *Авиационно - космическая техника и технология*. 8 (135), 5-10.

[8]. De Blok, K. *Acoustic to electric power conversion [Електронний ресурс]* / K. De Blok, P. *Owczarek, M. Francois. – Режим доступу: http://www.aster-thermoacoustics.com/. – 08.06.2019.*

[9]. Коробко В.В., Московко О.О., Мостипаненко Г.Б., Сербін С.І., (2017). Дослідження роботи імпульсної двонаправленої турбіни в резонаторі термоакустичного двигуна. *Авиационно - космическая техника и технологи,* 8(143), 19-25.

[10]. Bejan A. (1996). Entropy generation minimization. The new thermodynamics of finite-size device and finite-time processes. *J. Appl. Phys.*, 79(3). 1191-1218

[11]. INSTALLATION INSTRUCTIONS & CONCEPT GUIDANCE, W12X92DF, Net GD, https://www.wingd.com/en/engines/engine-types/x-df-dual-fuel/x92df/

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]. Waste heat recovery system (whrs) for reduction of fuel consumption, emissions and EEDI, (2011). *Tech. rep., MAN Diesel and Turbo*, Copenhagen, Denmark, Retrieved from https://www.mandieselturbo.com

[3]. 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

[4]. Swift, G.W. (2002). *Thermoacoustic: A unifying perspective for some engines and refrigerators.* American Institute of Physics Press. New York.

[5]. 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.*

[6]. 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.

[7]. 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.

[8]. De Blok, K. Acoustic to electric power conversion *[Електронний ресурс*] K. De Blok, P. *Owczarek, M. Francois. – Режим доступу: http://www.aster-thermoacoustics.com/. – 08.06.2019.*

[9]. Korobko, V.V., Moskovko, O.O., Mostipanenko, H.B., Serbin, S.I.,(2017). Doslidzhennya roboty` impul`snoyi dvonapravlenoyi turbiny` v rezonatori termoakustychnogo dvyguna [Investigation of the operation of the pulse bi-directional turbine in the resonator of the thermoacoustic engine]. *Aerospace - Space technology and technology*, , 8(143), 19–25.

[10]. Bejan A. (1996). Entropy generation minimization. The new thermodynamics of finite-size device and finite-time processes. *J. Appl. Phys*., 79(3): 1191-1218

[11]. INSTALLATION INSTRUCTIONS & CONCEPT GUIDANCE, W12X92DF, Net GD, https://www.wingd.com/en/engines/engine-types/x-df-dual-fuel/x92df/

Korobko V.V., Shevtsov A.P., Huabing Wen.

EFFICIENCY OF ENERGY PLANTS DUE TO DISPOSAL OF HEAT BY THERMOACOUSTIC TECHNOLOGIES

The work is devoted to the problem of utilization of low-temperature thermal emissions of modern power plants. It is shown that solving this problem is possible by introducing energy-generating thermoacoustic energy saving systems. The questions of increase of their efficiency are considered, the expediency of their use in ship energy, industry is confirmed.

Key words: *energy saving; power plants; thermoacoustic technology*

Коробко В.В., Шевцов А.П., Хуабинг Вен.

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЭНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК З УТИЛІЗАЦИЕЙ ТЕПЛОТЫ ТЕРМОАКУСТИЧЕСКИМИ ТЕХНОЛОГИЯМИ

Работа посвящена проблеме утилизации низкотемпературных тепловых выбросов современных энергетических установок. Показано, что решение этой проблемы возможно путем внедрения энергогенерирующих термоакустических систем энергосбережения. Рассмотрены вопросы повышения их эффективности, подтвержденная целесообразность их использования в судовой энергетике, промышленности.

Ключевые слова: *энергосбережение; энергетические установки; термоакустические технологии.*

УДК 629.5.01(045)

ПРОБЛЕМИ ПРОЕКТУВАННЯ СУЧАСНИХ ТРАНСПОРТНИХ СУДЕН НА ПОЧАТКОВИХ СТАДІЯХ

Давидов Ігор Пилипович, к.т.н., доцент
Національний університет «Одеська морська академія»
Україна, Одеса

Анотація. *Особливістю початкових стадій проектування є те що помилки які зроблені практично неможливо виправити на послідуючих етапах. Неможливо також виправити вплив на результати проектування факторів які недостатньо враховані. Особливо це стосується економічних оцінок оптимізації проектних рішень. У даній доповіді розглядаються найбільш важливі проблеми врахування яких, з точки зору автора, суттєво поліпшить якість проектних рішень. До них у першу чергу відносяться загальна міцність корпусу та працездатність його конструкцій, вплив форми корпусу на опір руху, оцінка впливу реальних умов експлуатації на економічні показники.*

Ключові слова*: початкові стадії проектування суден, загальна міцність, буксирувальний опір; морехідні якості.*

Введение. Общепринятым критерием качества проектных решений для современных транспортных судов является тот или иной показатель их экономической эффективности.

В современной научной и учебной литературе [1], [2] представлена обширная информация, включая библиографию, по различным аспектам проблемы проектирования кораблей и судов. В ней уделяется большое внимание построению математических моделей функционирования современных транспортных систем, разработке и применении методов оптимизации на начальных стадиях проектирования.

Однако ни в одном из источников нет рекомендаций по учету прочности и мореходности на начальных стадиях проектирования. Вместе с тем, совершенно очевидно, что прочность и работоспособность корпусных конструкций весьма существенно влияют на экономическую эффективность эксплуатации судна как элемента транспортной системы. Такое же заключение можно сделать относительно влияния мореходности.

Еще одной важной проблемой является выбор на возможно более ранних стадиях параметров формы корпуса, минимизирующих буксировочное сопротивление.

Анализ этих проблем и разработка направлений их решения является основной ***целью настоящего доклада***.

Основная часть. Проблема учета прочности на начальных стадиях проектирования может быть решена способом, предложенным автором в работе [3]. В ней показано, что ключевым моментом является оценка на ранних стадиях проектирования изгибающих моментов M_{sw} и перерезывающих сил N_{sw} на тихой воде. Эти величины предложено определять с помощью безразмерного, в долях от массы порожнем, распределения сил веса «голого» корпуса по длине, полученного автором для сухогрузных универсальных судов на основе обработки соответствующих проектных данных ряда отечественных проектов. Вид этого распределения представлен на рисунке 1.

Безразмерную строевую по шпангоутам, определяющую распределение сил плавучести по длине, предлагается определять с помощью обводов [4].

Требуемый момент сопротивления эквивалентного бруса определяется по формуле: $W = \dfrac{M_{sw} + (1+k) M_w}{\sigma}$, где k – коэффициент, учитывающий ударный изгибающий момент, σ – допускаемые напряжения. Вертикальный волновой изгибающий момент M_w рассчитан по рекомендациям МАКО [5].

Учет влияния прочности на экономическую эффективность предлагается вести с помощью величины ущерба от ее нарушения: $У = P(X) \cdot C(X)$, где $P(X)$ – вероятность ущерба; $C(X)$ – ущерб в стоимостном исчислении; X – вектор независимых переменных проектной задачи.

Для начальных стадий проектирования ущерб от нарушения прочности может быть представлен в виде:

$$У = \left[P_h(X,t) + P_s(X,t) \right] \cdot C_1(X) + N(X,t) \cdot C_4,$$

где C_1 – ущерб от нарушения общей прочности; P_h – вероятность нарушения прочности на вершине волны; P_s – вероятность нарушения прочности на подошве волны; N – ожидаемое количество усталостных трещин; C_4 – стоимость производства ремонтных работ по восстановлению корпусных конструкций; t – срок эксплуатации.

В докладе приведены выражения, позволяющие оценить вероятность нарушения общей пластической прочности на вершине и подошве волны, а также вероятность нарушения усталостной прочности. Стандарты волновых изгибающих моментов определяются по данным [6] для оценки усталостной прочности.

В докладе рассматривается предварительная оценка качества судовой поверхности на основе анализа распределения элементарных сил сопротивления по судовой поверхности. Выполнение таких оценок на начальных стадиях проектирования может быть выполнено с использованием расчетов буксировочного сопротивления методами вычислительной гидродинамики [7]

Учет влияния мореходности на экономическую эффективность предлагается производить следующим образом:

1. Прокладка маршрута и определение морских зон различной интенсивности волнения.
2. Оценка спектральных и долговременных распределений характеристик волнения.
3. Оценка безопасных скоростей и продолжительности рейса.
4. Оценка эксплуатационных расходов и прибыли за рейс.

Выводы. Предложенный подход к оценке затрат позволяет проанализировать и оценить влияние прочности и мореходности в реальных условиях эксплуатации на показатели экономической современных транспортных судов на самых ранних стадиях проектирования.

При этом использование традиционных подходов, использующих уравнения плавучести, остойчивости, вместимости и отнюдь не теряют своего значения.

Очевидно, что изложенный подход наиболее эффективен в задачах оптимизации проектных решений.

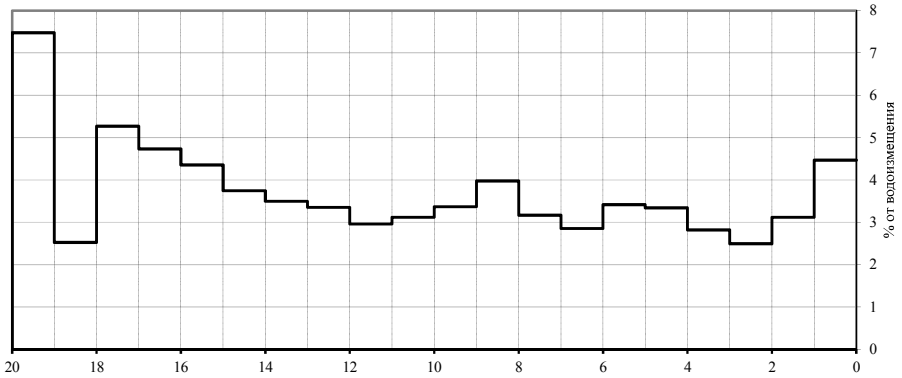


Рис. 1 – Безразмерное распределение по длине масс судна без машинной установки, систем, грузового устройства, надстроек и рубок

REFERENCES

[1] Гайкович А.И. (2014). Теория проектирования водоизмещающих кораблей и судов. В 2 т. Т. 1. Описание системы «Корабль». – СПб.: Изд-во НИЦ МОРИНТЕХ, 819 с.

[2]. Гайкович А.И. (2014). Теория проектирования водоизмещающих кораблей и судов. В 2 т. Т. 2. Анализ и синтез системы «Корабль». – СПб.: Изд-во НИЦ МОРИНТЕХ, 872 с.

[3] Давыдов И.Ф. (2017). *К оценке прочности на начальных стадиях проектирования. Морской вестник. Спецвыпуск №1 (13). С. 26.* Санкт-Петербург.

[4] Guldhammer H.E. (1969) Formdata IV. Hydrostatic Data for Transom Stern Series of Varied Stern Breadths – Copenhagen: Danish Technical Press, 77 p.

[5] *IACS UR S11 Longitudinal Strength Standard*.

[6] Loukakis T.A. (1975) *Seakeeping Standard Series for Cruiser-Stern Ships. TSNAME, Vol. 83*, p.p. 67 – 127.

[7] Davydov I.P. & Pechenyuk A.V. (2018). *On the Forebody Shape Effect on Ship Resistance in Still Water and Seaway, 14th Int. Conf. on Marine Sciences and Technologies (Black Sea 2018)*. Varna, Bulgaria: Varna Scientific and Technical Unions.

Davydov I.F.

Modern transport ship initial design problems

The new method of hull form optimization, which conception employs some theses of classical studies of wave resistance, was lately introduced. In this work that method has been applied to the whole surface of KCS hull form for the first time to engage all opportunities of decreasing towing resistance and for investigation of influence of various sections' fineness.

Impossibility correction of mistakes made on initial design on subsequent stages is an essential feature of the ship design process. It is also impossible to correct the influence on the design results of factors that are not sufficiently taken into account. This is especially true for economic assessments of the optimization of design decisions. This report discusses the most important problems, the accounting of which, from the point of view of the author, will significantly improve the quality of design decisions. These primarily include the longitudinal strength of the hull and its structures working ability, the influence of the shape of the hull on towing resistance, an assessment of the impact of real operating conditions on economic indicators.

Keywords: initial ship design, longitudinal strength, towing resistance, seakeeping qualities.

Давыдов И.Ф.

Проблемы проектирования современных транспортных судов на начальных стадиях

Особенностью начальных стадий проектирования является то, что сделанные ошибки практически невозможно исправить на последующих этапах. Невозможно также исправить влияние на результаты проектирования факторов, которые недостаточно учтены. Особенно это касается экономических оценок оптимизации проектных решений. В данном докладе рассматриваются наиболее важные проблемы учет которых, с точки зрения автора, существенно улучшит качество проектных решений. К ним в первую очередь относятся общая прочность корпуса и работоспособность его конструкций, влияние формы корпуса на сопротивление движению, оценка влияния реальных условий эксплуатации на экономические показатели.

Ключевые слова: начальные стадии проектирования судов, общая прочность, буксировочное сопротивление, мореходные качества.

УДК 621.833

ОПЫТНАЯ ПРОВЕРКА ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ С ТРЁХПАРНОЙ ТОЧЕЧНОЙ СИСТЕМОЙ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПРЯМЫХ ЗУБЬЕВ

Попов А.П., д.т.н, профессор, М.Г. Мозговой, ст. преподаватель, О.И. Савенков, ассистент, Л.А. Попова, науч. сотрудник.

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова (г. Николаев)

Аннотация. Приведены результаты опытной проверки двухступенчатого редуктора с трёхпарной точечной системой зацепления зубьев применительно к судам береговой охраны (Канада), характеризующегося улучшенными виброакустическми характеристиками и уменьшенными весогабаритными показателями.

Ключевые слова: зубчатая передача, точечная система зацепления зубьев, зуб, вибрация и шум.

Вступление. Улучшение виброакустических характеристик главных турбозубчатых агрегатов (ГТЗА, рис.1) судов общего и специального назначения определяется в значительной мере зубчатыми передачами (рис.1).

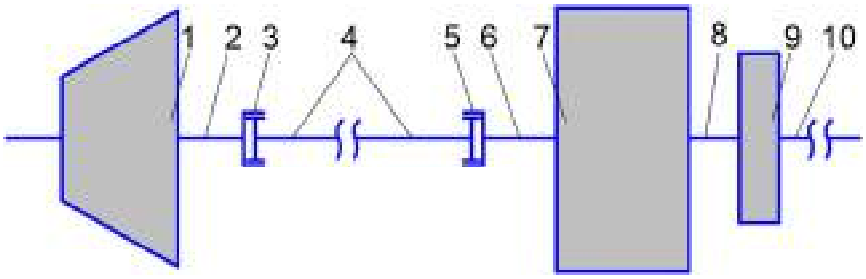


Рис.1. Принципиальная схема ГТЗА: 1 – ГТД; 2 – выходной вал ГТД; 3 – зубчатая муфта; 4 – промежуточный вал; 5 – зубчатая муфта; 6 – входной вал зубчатой передачи (редуктора); 7 – зубчатая передача; 8 – выходной вал зубчатой передачи; 9 – звукоизолирующая муфта; 10 – валопроавод (вал винта)

ГТЗА, как следует из рис.1, состоит из газотурбинного двигателя (ГТД) 1 и зубчатой передачи 7, выходные и входные валы которых 2 и 6 соединены друг с другом промежуточным валом 4 при помощи зубчатых муфт 3 и 5, компенсирующих расцентровки осей валов. Для снижения уровня шума выходной вал 8 зубчатой передачи соединен со звукоизолирующей муфтой (ЗИМ) 9, обороты которой совпадают с таковыми вала винта 10.

На фоне относительно небольших по размерам и по весу газотурбинных двигателей зубчатые передачи, как правило, выглядят очень громоздкими по габаритам, характеризуясь к тому же очень высокими и в большинстве случаев недопустимыми величинами уровней вибрации и шума, в связи с чем в ГТЗА для улучшения виброакустики встраиваются специальные ЗИМ 8 (рис.1), значительный вес и габариты которых существенно усложняют и утяжеляют конструкцию ГТЗА.

Кроме того, к сказанному следует добавить, что в настоящее время наиболее актуальной является проблема исследования ГТЗА с точки зрения существенного улучшения их виброакустических характеристик и снижения весогабаритных показателей.

В связи с вышеизложенным впервые в мировой практике проф. А.П. Поповым были разработаны зубчатые передачи с *n*-парной системой зацепления зубьев, которые изложены в [1-4] и в 10 патентах Украины на изобретения.

Основная часть. Рассмотрим сущность указанных зубчатых передач с *n*-парной системой зацепления зубьев, обратившись к рис.2.

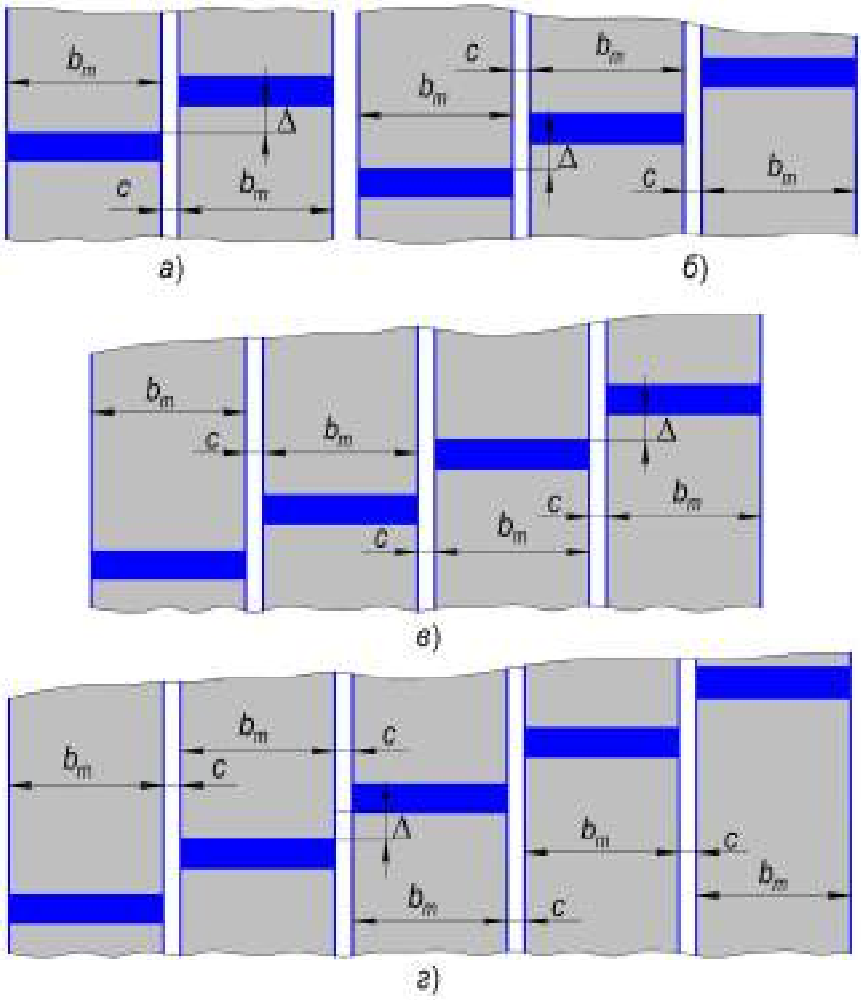


Рис.2. Фрагменты зубчатых колёс с двумя (а), тремя (б), четырьмя (в) и пятью (г) зубьями

Зубья второго зубчатого колеса, например, шестерни, предназначенные для зацепления с зубьями (рис.2), имеют аналогичный характер размещения. На рис.2 даны прямозубые колеса. Что касается косозубых колёс, то их размещение аналогично зубьям (рис.2.). Указанные зубья могут характеризоваться как линейным, так и точечным контактом, а также иметь нормальный либо «глубокий» профиль.

Для определения снижения уровня вибрации и шума в предлагаемых зубчатых передачах воспользуемся зависимостью [1, 2]. В соответствии с указанными источниками снижение уровня шума ΔL в децибелах (дБ) определяется по формуле

$$\Delta L = 20\lg\frac{n_1\, n_2}{2n\,(n_2 - n_1)}, \qquad (1)$$

где n – число пар зубьев, участвующих в зацеплении; в соответствии с рис.2 имеем $n = 2$; $n = 3$; $n = 4$; $n = 5$; $n_1 = \varepsilon_\alpha \cdot n$ – коэффициент; ε_α – коэффициент торцевого перекрытия зубьев; $n_2 = n_1 + 1$ – коэффициент.

Исходя из $n_2 = n_1 + 1$ – преобразуем выражение (1) к окончательному виду

$$\Delta L = 20\lg\frac{n_1(n_1+1)}{2n}. \quad (2)$$

Для косозубого зацепления выражение коэффициента n_1 применительно к нормальному и «глубокому» профилям зубьев имеет вид:

$$n_1 = n\varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta + (n-1)\frac{r_1\,\varphi_1\,\sin\beta}{\pi m_n}; \quad (3)$$

$$n_1 = n\varepsilon_{\alpha\text{г}} + \varepsilon_\beta + (n-1)\frac{r_1\,\varphi_1\,\sin\beta}{\pi m_n}. \quad (4)$$

где ε_β – коэффициент осевого перекрытия зубьев; m_n – модуль зацепления в нормальном сечении, β – угол наклона зубьев; φ_1 – углы поворота вторых венцов шестерни относительно первых, третьих венцов относительно вторых и т.д.; r_1, r_2 – радиусы делительных окружностей шестерни и колеса.

При расчётах коэффициента n_1 принимаются только целые числа. Например, получим $n_1 = 4{,}63$ и $n_1 = 6{,}26$. В процессе расчётов соответственно принимаем $n_1 = 4$ и $n_1 = 6$.

Для подтверждения эффективности рассматриваемых зубчатых передач выполним расчёт конкретной зубчатой передачи, у которой $z_1 = 36$; $z_2 = 110$; $m_n = 6$ мм; $b_w = 215$ мм; $\alpha_w = 20°$; $\beta = 0°$ и $\beta = 14°$; $v = 0{,}3$; $F_n = 3{,}93\cdot10^4$ Н; $E = 2{,}1\cdot10^5$ МПа.

Данные расчётов зубчатой передачи по определению ΔL в децибелах (дБ) приведены в таблице

Таблица 1. Данные по определению ΔL

Профиль зубьев, вид зацепления		Снижение уровня вибрации и шума	Количество венцов n			
			2	3	4	5
Нормальный	Прямозубое	ΔL, дБ	9,5	14,0	16,9	18,4
	Косозубое		20,4	21,6	22,8	24,1
«Глубокий»	Прямозубое		14,0	19,4	21,0	22,6
	Косозубое		22,9	23,5	25,8	27,9

Из табл.1 очевидно, что по мере увеличения числа венцов с $n = 2$ до $n = 5$ уровень снижения вибрации и шуса возрастает, причем максимальная величина снижения $\Delta L = 27{,}9$ дБ. Указанная максимальная величина снижения ΔL, как и следовало ожидать, при косозубом зацеплении с «глубоким» профилем зубьев.

Указанные величины ΔL в наибольшей степени отвечают требованиям, предъявляемым не только к передачам редукторов специального назначения, но и к передачам редукторов широкого использования в различных отраслях машиностроения.

Указанные зубчатые передачи привлекли внимание специалистов ряда стран, включая Канаду [3]. Для подтверждения высокой эффективности данных зубчатых передач в Канаде применительно к судам береговой охраны была разработана конструкция двухступенчатого редуктора с пространственной точечной системой зацепления зубьев (рис.3).

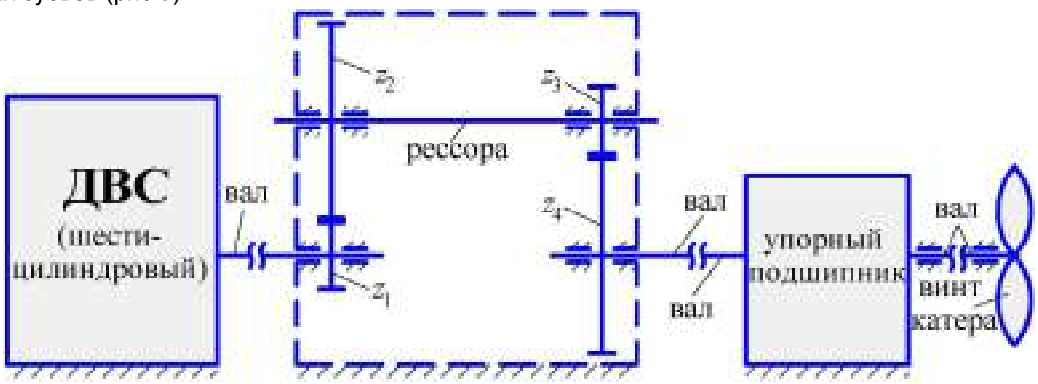


Рис.3. Кинематическая схема опытного редуктора

Расположение бочкообразных зубьев шестерен z_1 и z_3 дано на рис.4,*а*, а прямые зубьев z_2 и z_4 зубчатых колёс приведено на рис.4,*б*.

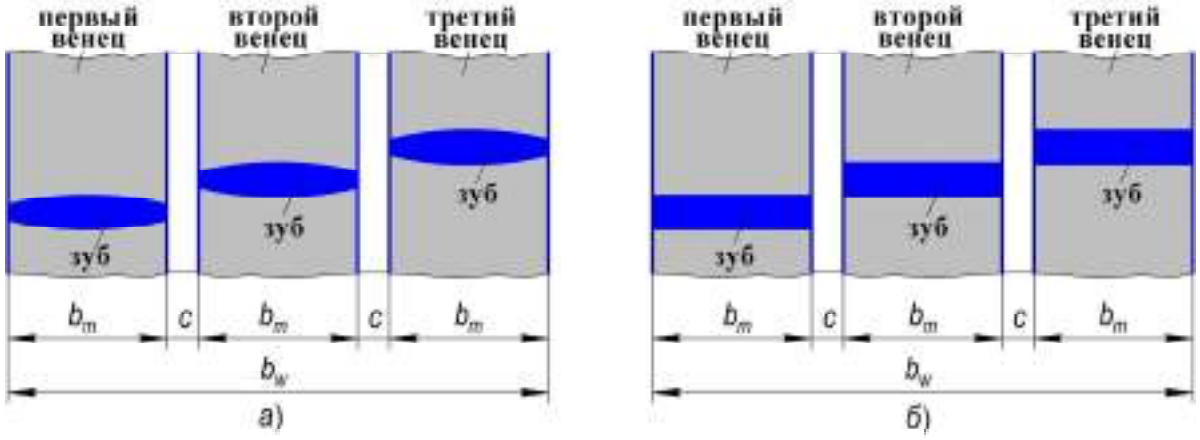


Рис.4. Расположение зубьев шестерни и колеса.

Основные данные опытного редуктора приведены в табл.2.

Обозначение	Наименование зубчатых колес	Количество	Параметры
1	z_1	1	m = 4 мм; z_1 = 22; b_m = 24 мм
2	z_2	1	m = 4 мм; z_2 = 66; b_m = 24 мм
3	z_3	1	m = 4 мм; z_3 = 33; b_m = 50 мм
4	z_4	1	m = 4 мм; z_4 = 55; b_m = 50 мм
Передаточное отношение	I ступень: u_1 = 3,0	II ступень: u_2 = 5/3 = 1,667	Общее: u = 5,0

Исходные данные зубчатой передачи:*N = 132 кВт;* $n_{дв}$ = 2500 об/мин; $n_{винт}$ = 500 об/мин; первая ступень редуктора: b_w = 80 мм; c = 4 мм; $c_п$ = 0,25 мм; $b_m = (b_w - 2c)/3 = (80 - 2\cdot4)/3 = 24$ мм; ΔS = 0,010 мм; R = 7200 мм; вторая ступень редуктора: b_{w2} = 160 мм; c = 5 мм; $b_m = (b_{w2} - 2c)/3 = (160 - 2\cdot5)/3 = 50$ мм; ΔS = 0,010 мм; R = 11250 мм.

Снижение уровня вибрации и шума в рассматриваемой зубчатой передаче осуществляется по формуле А.П. Попова [1, 2], которая для прямых зубьев с «глубоким» профилем имеет вид:

$$\Delta L = 20\lg\frac{\kappa_г n_1(n_1+1)}{2n}, \qquad (5)$$

где $\kappa_г$ = 2,75m/2,25m = $h_г/h$ = 1,222; $n_1 = n\cdot\varepsilon_{\alpha г}$ – коэффициент перекрытия зубьев; n_1 – количество венцов шестерни.

Предположим при n = 3 (рассматриваемый случай) $\varepsilon_{\alpha г}$ = 1,78, тогда $n_1 = n\cdot\varepsilon_{\alpha г} = 3\cdot1,78 = 5,34$. В качестве расчетной величины принимаем только лишь целое число, т.е. n_1 = 5.

Для первой ступени по формуле [1, 2] величина $\varepsilon_{\alpha г}$ = 2,378, в святи ч сем $n_1 = 3\cdot2,378 = 7,119$. Для расчёта принимаем n_1 = 7, тогда

$$\Delta L = 20\lg 1{,}222\frac{7(7+1)}{2\cdot3} = 21{,}14 \text{ дБ}.$$

Для второй ступени редуктора имеем $\varepsilon_{\alpha г}$ = 2,0893, в связи с чем при $\varepsilon_{\alpha г}$ = 2,0893 определяем $n_1 = 3\cdot2,0893 = 6,268$, а для расчёта принимаем n_1 = 6. С учётом сказанного определим по формуле (5)

$$\Delta L = 20\lg 1{,}222\frac{6(6+1)}{3\cdot2} = 18{,}64 \text{ дБ}.$$

Средняя величина $\Delta L_{ср}$ будет равна

$$\Delta L = \frac{21{,}14 + 18{,}64}{2} = 19{,}88 \text{ дБ}.$$

При экспериментальном определении ΔL на расстоянии 1 метра от данного редуктора при помощи шумомера замерялось звуковое давление, которое затем переводилось в шум в децибелах. При этом найденная величина ΔL составила порядка 19 дБ, и она отличается от расчётной величины ΔL примерно 4,7%.

Таким образом, предложенная зубчатая передача характеризуется очень высоким уровнем снижения вибрации и шума, и она в настоящее время не имеет аналогов в мировой практике.

ЛІТЕРАТУРА

1. Попов, А. П. (2008). *Контактная прочность зубчатых механизмов*. НУК.

2. Попов, А. П. (2011). *Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев* . Атолл.

3. Popov, A., & Nerubenko, G. (2015). The Role of Novel 3D Point Contact Transmission in Ship Noise Pollution Reduction. *Journal of Water Resources and Ocean Science*, *4*(2), 11–19. doi: 10/11648/j.wros.s.20150402/12/

Попов, А. П., Мозговой, М. Г., Попова, Л. А., & Савенков, О. И. (2018). Разработка инновационных зубчатых передач с n-парной системой зацепления эвольвентных зубьев. *Матеріали Міжнародної Науково – Технічної Конференції "Інновації в Суднобудуванні Та Океанотехніці"*, 13–15.

ДОСЛІДНА ПЕРЕВІРКА ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ З ТРИПАРНОЮ ТОЧКОВОЮ СИСТЕМОЮ ЗАЛЕПЛЕННАЯ ПРЯМИХ ЗУБІВ

Попов О.П., д.т.н., професор, М.Г. Мозговий, ст. викладач, О.І. Савенков, асистент, Л.А. Попова, науч. співробітник.

Анотація. Наведено результати дослідної перевірки двоступінчатого редуктора з трипарною точковою системою зачеплення зубів стосовно суден берегової охорони (Канада), що характеризується поліпшеними віброакустичними характеристиками і зменшеними вагогабаритними показниками.

Ключові слова: зубчаста передача, точкова система зачеплення зубів, зуб, вібрація і шум.

EXPERIMENTAL TESTING OF A GEARS WITH A THREE-PAIRED PRECISE SYSTEM FOR CLUTING DIRECT TEETH

Popov A.P., Doctor of Technical Sciences, Professor, M.G. Mozgovoy, art. teacher, O.I. Savenkov, assistant, L.A. Popova, scientific employee

Annotation. The results of a pilot test of a two-stage gearbox with a three-pair point gearing system for the coast guard vessels (Canada), which is characterized by improved vibro-acoustic characteristics and reduced weight and size indicators, are presented.

Key words: gear transmission, pinion gearing system, tooth, vibration and noise.

УДК 001.57: 004.94: 517.9: 519.2

ІДЕНТИФІКАЦІЯ НЕЛІНІЙНИХ СТОХАСТИЧНИХ СИСТЕМ НА ОСНОВІ НОРМАЛІЗУЮЧИХ ПЕРЕТВОРЕНЬ: ХИТАВИЦЯ СУДНА ТА ІНШІ ЗАСТОСУВАННЯ

Приходько С.Б. д.т.н., професор
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, Миколаїв
sergiy.prykhodko@nuos.edu.ua

Анотація. *Розглянуто застосування методів ідентифікації нелінійних стохастичних систем (у тому числі диференціальних) на основі нормалізуючих перетворень. Ці методи не вимагають використання простого перебору, лінеаризації та припущень щодо нормальності. Наведено нелінійні стохастичні диференціальні рівняння бортової хитавиці судна, екстремального морського хвилювання, сигналів випадкової несучої для цифрової системи зв'язку з маніпуляцією випадкового процесу, та нелінійні регресійні моделі для оцінювання трудомісткості розробки проектної документації судна та програмного забезпечення.*

Ключові слова*: ідентифікація, нелінійна стохастична система, нормалізуюче перетворення, хитавиця судна.*

Стохастичними системами прийнято називати таки системи, поведінка яких описується стохастичними математичними моделями [1]. Серед стохастичних систем окремо виділяють стохастичні диференціальні системи (СДС), – такі системи, поведінка яких описується стохастичними диференціальними рівняннями (СДР) [1, 2]. Велика кількість динамічних об'єктів (включаючи і судна) є саме такими системами. Відомо, що ці системи характеризуються наявністю різних невизначеностей. До них відносяться неточний опис математичної моделі, неконтрольована зміна параметрів, дія на систему випадкових зовнішніх впливів. Усунення подібних невизначеностей при функціонуванні СДС здійснюється за вимірами сигналів методами ідентифікації.

На сьогодні загальноприйнятим підходом до вибору структури моделі є теоретико-емпіричний підхід. Він базується на переборі моделей претендентів і не завжди дозволяє знайти кращу математичну модель особливо у вигляді нелінійного СДР. Це призводить до необхідності подальшої розробки методів структурної ідентифікації нелінійних стохастичних систем.

Вирішення науково-прикладної проблеми ідентифікації нелінійних СДС без застосування перебору моделей претендентів, лінеаризації і припущень про нормальність сигналів викладено у докторській дисертації проф. Приходька С.Б. за спеціальністю 01.05.02 «Математичне моделювання та обчислювальні методи», захищену у лютому 2013 р. в Інституті кібернетики ім. В.М. Глушкова НАН України [3]. Це відкрило можливості розробки адекватних математичних моделей у вигляді нелінійних СДР для опису поведінки різноманітних динамічних об'єктів (у тому числі суден) під впливом випадкових збурень, створення систем розпізнавання випадкових сигналів (зокрема мовних) в умовах інтенсивного шуму, систем захисту мовних сигналів та систем передачі інформації, що базуються на випадкових несучих сигналах з відповідним методом маніпуляції, зокрема, stochastic process shift keying [3-10].

Ціль роботи полягає у тому, щоби показати можливості розробки адекватних математичних моделей у вигляді нелінійних СДР та нелінійних регресійних моделей на основі одновимірних та багатовимірних нормалізуючих перетворень за методами [3, 11].

У роботі наведено нелінійні СДР бортової хитавиці судна, екстремального морського хвилювання, сигналів випадкової несучої для цифрової системи зв'язку з маніпуляцією випадкового процесу, та нелінійні регресійні моделі для оцінювання трудомісткості розробки проектної документації судна та програмного забезпечення. Для побудови цих моделей використовувалися одновимірне та багатовимірне перетворення Джонсона.

Також в роботі описується методи для визначення викидів у одновимірних та багатовимірних негаусівських даних на основі одновимірних та багатовимірних нормалізуючих перетворень [12, 13].

Висновки. Застосування методів побудови нелінійних СДР та нелінійних регресійних моделей на основі одновимірних та багатовимірних нормалізуючих перетворень дозволяють відмовитися від використання простого перебору, лінеаризації та припущень щодо нормальності випадкових процесів та величин, що моделюються; підвищити достовірність оцінювання тих випадкових процесів та величин, що моделюються; моделювати певні ефекти, які спостерігаються при експериментальних дослідженнях (наприклад, негаусівський розподіл вертикального переміщення поверхні екстремальних морських хвиль та кутів інтенсивної бортової хитавиці судна, появу статичного крену у судна з додатною поперечною метацентричною висотою у разі бортової хитавиці на нерегулярному хвилюванні при розташуванні лагом до хвиль).

REFERENCES

[1] Пугачев В.С. Теория стохастических систем: Учеб. пособие / В. С. Пугачев, И. Н. Синицын. – М.: Логос, 2000. – 1000 с. – ISBN 5-88439-146-3.

[2] Пугачев В.С. Стохастические дифференциальные системы / В. С. Пугачев, И. Н. Синицын. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1985. – 560 с.

[3] Методи ідентифікації нелінійних стохастичних диференціальних систем на основі нормалізуючих перетворень : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 01.05.02 / С. Б. Приходько; НАН України, Ін-т кібернетики ім. В.М. Глушкова. – К., 2012. – 44 с.

[4] Приходько С.Б. Применение случайных сигналов для передачи информации в системах связи / С. Б. Приходько // Вісник ХНУ. – Хмельницький: ХНУ, 2005. – № 4. – Ч.1, Т.1 (68). – С.248-251.

[5] Приходько С.Б. Використання нелінійних стохастичних диференціальних сис-тем для захисту мовних сигналів / С. Б. Приходько // Системи обробки інформації. – 2010. – Вип. 3 (84). – С.75-76. – ISSN 1681-7710.

[6] Приходько С.Б. Применение нормализующих преобразований для построения математических моделей нелинейных стохастических дифференциальных систем / С. Б. Приходько // Электронное моделирование. – 2011. – Т.33. – № 2. – С.13-23. – ISSN 0204–3572.

[7] Приходько С.Б. Оценка параметров нелинейных стохастических дифференциальных уравнений на основе нормализирующих преобразований / С. Б. Приходько // Вісник Харк. нац. ун-ту. – 2012. – № 1015. Сер. «Математичне моделювання. Інформаційні технології. Автоматизовані системи управління», вип. 19. – С.276-282.
[8] Приходько С.Б. Побудова стохастичного диференціального рівняння бортової хитавиці моделі судна на нерегулярному хвилюванні за експериментальними даними / С. Б. Приходько // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали 3-ї Міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв: НУК, 2012. – С.150-153.
[9] Приходько С.Б. Побудова негаусівської математичної моделі екстремального морського хвилювання на основі нормалізуючих перетворень / С. Б. Приходько // Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд: Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю. – Миколаїв: НУК, 2012. – С.30-33.
[10] Prykhodko S. Application of nonlinear stochastic differential systems for data protection in audio files / Sergiy Prykhodko, Kyrylo Basin // 11th International Conference Modern Problems of Radio Engineering, Telecommunications and Computer Science TCSET'2012, 21-24 February 2012, Lviv-Slavske, Ukraine. – Lviv Polytechnic National University, 2012. – P.425.
[11] Prykhodko N.V. Constructing the non-linear regression models on the basis of multivariate normalizing transformations / N. V. Prykhodko, S. B. Prykhodko // Electronic modeling. – 2018. – Vol.40. – No 6. – P.99-108. – ISSN 0204–3572. – DOI: 10.15407/emodel.40.06.101
[12] Prykhodko S.B. Statistical anomaly detection techniques based on normalizing trans-formations for non-Gaussian data / S. B. Prykhodko // Computational Intelligence (Results, Problems and Perspectives): Proceedings of the International Conference, May 12-15, 2015, Kyiv-Cherkasy, Ukraine / Ministry of Education and Science of Ukraine, Taras Shevchenko National University of Kyiv and [etc]; Vitaliy Ye. Snytyuk (Editor). – Cherkasy: editor July Chabanenko, 2015. – p.286-287. – ISBN 978-966-493-975-8
[13] Prykhodko S. Detecting Outliers in Multivariate Non-Gaussian Data on the basis of Normalizing Transformations / Sergiy Prykhodko, Natalia Prykhodko, Lidiia Makarova, Kateryna Pugachenko // Proceedings of the 2017 IEEE First Ukraine Conference on Electrical and Computer Engineering (UKRCON) «Celebrating 25 Years of IEEE Ukraine Section», May 29 – June 2, 2017, Kyiv, Ukraine. – p.846-849. – DOI: 10.1109/UKRCON.2017.8100366

Prykhodko S.B.

Identification of nonlinear stochastic differential systems based on the normalizing transformations: ship motion and other applications

Application of the methods of identification of nonlinear stochastic systems (including differential ones) based on normalizing transformations is considered. The methods do not require the use of brute force, linearization and assumptions of normality. Nonlinear stochastic differential equations of ship roll motion, extreme sea waves, random carrier signals for digital communication system with stochastic process shift keying, and nonlinear regression models to estimate efforts of the development of ship's design documentation and software are given.
Keywords: identification, nonlinear stochastic system, normalizing transformation, ship motion

Приходько С.Б.

Заголовок идентификация нелинейных стохастических систем на основе нормализующих преобразований: качка судна и другие приложения

Рассмотрено применение методов идентификации нелинейных стохастических систем (в том числе дифференциальных) на основе нормализующих преобразований. Методы не требуют использования простого перебора, линеаризации и предположений нормальности. Приведены нелинейные стохастические дифференциальные уравнения бортовой качки судна, экстремального морского волнения, сигналов случайной несущей для цифровой системы связи с манипуляцией случайного процесса, и нелинейные регрессионные модели для оценки трудоемкости разработки проектной документации судна и программного обеспечения.
Ключевые слова: идентификация, нелинейная стохастическая система, нормализующее преобразование, качка судна

СЕКЦІЯ №1
ІННОВАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ У СУДНОБУДУВАННІ ТА СУДНОРЕМОНТІ

УДК629.5.04:629.514

УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКТОРСЬКО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ РІШЕНЬ ВИГОТОВЛЕННЯ, ФОРМУВАННЯ ТА МОНТАЖУ ПРИМІЩЕНЬ НЕСАМОХІДНИХ ПЛАВУЧИХ СПОРУД

Щедролосєв Олександр Вікторович, д-р. техн. наук, професор [1]***;***
Терлич Станіслав Володимирович, старший викладач [2]***;***
Бєлка Артем Володимирович, магістрант [3]***;***
Сорокунський Олексій Юрійович, магістрант [4]
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, м. Миколаїв
[1]aleksandr.schedrolosev@nuos.edu.ua, [2]StTerlych@ukr.net, [3]kaskad@gmail.com, [4]lisuk@ukr.net

Анотація. *Запропоновано конструктивні та технологічні рішення удосконалення модульних технологій формування приміщень несамохідних суден шляхом максимального укрупнення житлових модулів та перенесення виробництва зі стапеля в умови цеху.*
Ключові слова: *технології; плавучі споруди; модульні методи.*

Вступ. Основні задачі удосконалення композитної сандвіч-панелі для зашиття приміщення несамохідних плавучих споруд (НПС) – забезпечення підвищеної жорсткості та стійкості до вібрації, що в значній мірі спрощує операції транспортування і монтажу виробництва та підвищує її експлуатаційні характеристики. Конструкція відноситься до типу «сандвіч» і може бути використана окрім НПС також у якості конструкції огорожі берегових об'єктів, будівель та споруд. Сандвіч-панелі які використовують у суднобудуванні повинні мати високі показники міцності, теплоізоляції, вогнестійкості та відносно невелику вагу [1, 2]. У сучасному суднобудуванні відомі металеві тришарові перебірочні панелі з утеплювачем із мінеральних та пінополістирольних плит.

Основна частина. Тришарові перебірочні панелі для формування приміщень НПС повинні відповідати технічним умовам ТУ 5284-083-39124899-2002 «Панель трехслойная стеновая с минераловатным утеплителем». Вони уявляють собою конструкцію із трьох шарів із обшивкою із сталевого оцинкованого та пофарбованого листа (або металопласту) та середнім шаром із мінераловатних плит із поперечно орієнтованими волокнами або із піно полістирольних плит.

Недоліком вищенаведених сандвіч-панелей є недостатня жорсткість та міцність конструкції, що ускладнює їх транспортування та монтаж, а також знижує їх експлуатаційні характеристики [5].

Технічний результат досягнуто за допомогою того, що шар утеплювача містить у собі сталеві пластини, які виконано з легкого зігнутого термічного профілю. Вони в свою чергу зміцнюють конструкцію панелі і виконують функцію каркасу. Конструкція сандвіч-панелі, що пропонується, є достатньо міцною та жорсткою і відповідно має підвищенні характеристики міцності на злам, згинання, стискання.

Сандвіч-панель (рисунок 1) складається із металевої (металопластової) оболонки 1, пластин жорсткості виконаних із легкого гнутого термопрофілю 2, вермікулітового наповнювача 3 та шару, що утеплює, який складається із мінеральної вати на основі базальтового волокна.

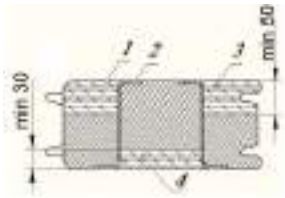


Рисунок 1 – Сандвіч-панель для зашиття приміщень НПС

Розрахунковий опір теплопередачі розраховано як багатошарову конструкцію за залежністю [1]:

$$R_O = \sum_{i=1}^{4} R_i,$$

де R_i – опір теплопередачі i-го шару конструкції панелі (рисунок 1),

$$R_i = \frac{n_i \cdot (t_H - t_B)}{\Delta t_H \cdot \alpha_i^B},$$

n_i – коефіцієнт, який приймається в залежності від положення зовнішньої поверхні конструкції, яка огороджує обшивку (настил) корпусних конструкцій;

t_B – розрахункова температура повітря у судновому приміщенні, ^{0}C;

t_H – розрахункова температура повітря між корпусними конструкціями та зашиттям, ^{0}C;

α_i^B – коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні панелі.

Результати та відповідні характеристики аналогів зведено у таблиці 1.

Таблиця 1 – Порівняння характеристик модульної панелі, яка пропонується із аналогами

Тип панелі	Навантаження, яке руйнує при згинанні, кгс/м^2	Маса 1 м^2 плити, кг	Розрахунковий опір теплопередачі, м^2.^{0}C / Вт
«Rockwool»	314	12,4	3,57
«TNF»	298	17,2	3,82
«Isolamin»	308	19,0	3,73
«Росун 1-м»	281	21,6	3,55
«М100» однорядна	*283*	*26,7*	*3,28*
«Алмаз»	318	32,1	3,64
«Alsemova»	313	27,1	3,53
Варіант, що пропонується	*1840*	*29,6*	*3,41*

За результатами розрахунків (таблиця 1) очевидно, що для удосконаленого варіанту сандвіч-панелі параметри міцності та жорсткості збільшилися більше ніж у 6 разів. При цьому питома вага та опір теплопередачі не істотно відрізняються від розглянутих аналогів.

Розробки направлено на створення блок-каюти контейнерного типу із високою швидкістю її складання, низькою теплопровідністю її елементів, легкою за вагою та із низьким рівнем пожежної безпеки. Необхідний технічний результат досягнуто тим, що блок-каюта має металеву раму, яка складається із тонкостінних гнутих профілів, а поверхня змонтована із сандвіч-панелей, які заповнено мінеральною ватою та вермікулітовим наповнювачем які є теплоізоляторами.

В наш час відомі конструкції блок-модулів [3, 4] які включають в себе каркас огородження із деревини-бруса, утеплений мінеральною ватою типу «Ursa» або «Rockwol» – по суті скловатою, яка покрита ззовні та зі внутрішньої сторони, фанерою, тонколистовою гофрою, та тонким металом (сталевий лист, окрашений емаллю, або оцинкований сталевий лист). Основним недоліком такої конструкції є складність виготовлення, що обумовлено великою кількістю деталей які водять до її складу та низьким рівнем пожежної безпеки із-за використання деревини.

Також відомий варіант суднового контейнерного блок-модуля [3-5] який включає в себе каркас із металевих профілів, профільовані сталеві листи, дерев'яні бруси, деревостружкові та деревоволокнисті плити, пластик. У якості утеплювача – мінеральні базальтові волокна. Недоліком такого блок-контейнера є складність виготовлення із-за великої кількості складальних елементів та конструкцій, які його створюють, велика вага у зв'язку із важкістю основного матеріалу – металу та його теплоізоляції – базальтового наповнювача.

Відомий судновий металевий блок-контейнер [5], який прийнято у якості прототипу. Він включає в себе несучий каркас, гнутий швелер та катаний металевий кутик, дерев'яний обрешітник для кріплення ізоляції, перебірки типу «сандвіч» із утеплювачем (мінеральна вата). Ззовні – оцинкований сталевий лист та поліетиленова плівка та деревоволокниста плита. Підволока виконана із пофарбованого металевого листа. Недоліком блок-контейнера є складність виготовлення та велика вага.

Задачею удосконалення є конструювання суднового блок-контейнера із високою швидкістю його складання, низькою теплопровідністю його елементів, легкого за вагою та із низьким рівнем пожежної безпеки. Досягається це тим, що судновий блок-контейнер складається із металопластової рами (гнуті профілі), а корпус

змонтовано із сандвіч-панелей, які заповнено мінеральної ватою на основі базальтового волокна та вермікулітовим наповнювачем.

Судновий блок-контейнер виконано наступним чином:

- габаритні розміри: ширина – 2400 мм; довжина – 5660 мм; висота – 2650 мм;

- послідовність складання: на металопластову раму, складену із зігнутого профілю проводиться монтаж сандвіч-панелей, заповнених теплоізоляцією тим самим огороджуючи блок-контейнер; самі сандвіч-панелі виконують роль каркасу і забезпечують загальну жорсткість блок-модуля;

- сандвіч-панелі облицьовані оцинкованою сталлю із поарбованою поверхнею за 1 класом;

- за рахунок зменшення ваги без втрати механічної міцності, бистрого та легкого монтажу і демонтажу у стислі строки, підвищеної теплоізоляції значно зменшуються витрати на його виготовлення, транспортування до місця монтажу та самої експлуатації.

Загальним недоліком усіх вищерозглянутих варіантів суднових житлових блок-модулів є відсутність індивідуального простору для проживання за той причиною, що в одному блоці знаходяться два члени екіпажу, що не забезпечує комфортні умови при тривалій роботі (докування судна, вахтове проживання на буровій платформі тощо). Також усі розглянуті варіанти не передбачають поглинання вібрації, характерної для НПС (спливання - занурення плавучого доку, буріння стаціонарної платформи, робота машин і механізмів у понтоні плавучого готелю чи штучного острова).

Суть удосконалення полягає в тому, що житловий блок-модуль обладнується амортизаторами і крім-того розподіляється на дві роздільні житлові та санітарну секції. При цьому санітарна секція розташована між житловими секціями та утримується на них за допомогою елементів кріплення таким чином, що не стикується із основою (платформою, палубою) і має можливість проходу з обох секцій.

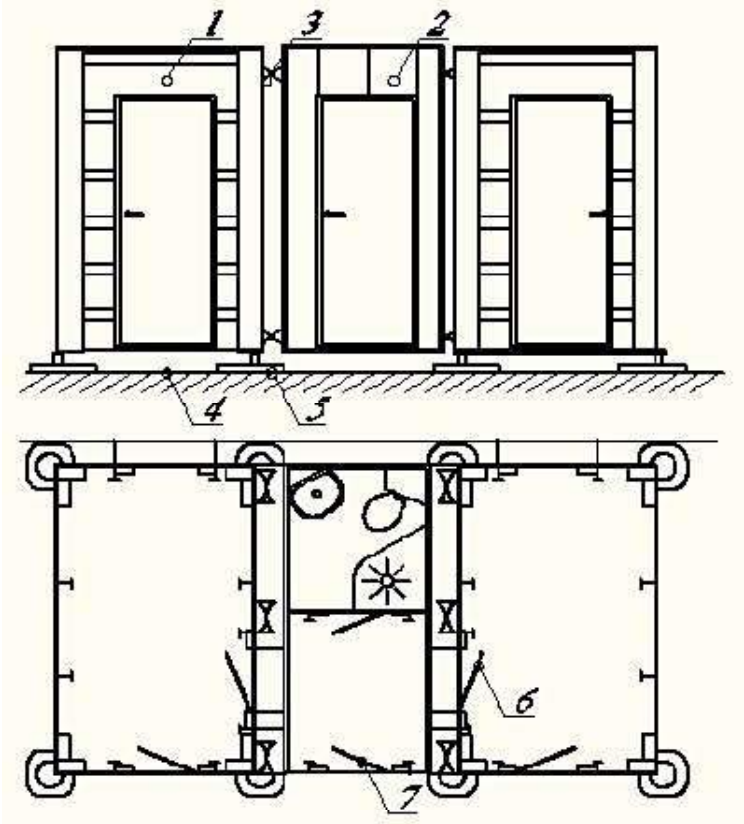


Рисунок 2 – Житловий блок-модуль контейнерного типу

На рисунку 2 зображено загальний вид та вид зверху житлового блоку контейнерного типу для НПС.

Він складається із двох роздільних секцій: жилих 1 та санітарної 2, з'єднаних між собою елементами зчеплення 3. Житлові секції 1 встановлено на платформу 4 через амортизатори 5 таким чином, щоб санітарна секція 2 утримувалась елементами зчеплення 3 і не стикувався з платформою 4. Елементи зчеплення 3 встановлено по кутах та в середній частині між перебірками секцій 1 та санітарної зони 2. Санітарна секція 2,

окрім дверей 6 для проходу між житловими секціями 1 має зовнішні дверцята 7, які виконують роль запасного виходу, а також дають змогу за необхідністю користуватися санітарною зоною 2 іншим членам екіпажу.

Складання блок-модуля та одночасно його монтування проходить в умовах цеху. Порівняльний аналіз монтажу блок-каюти по місцю на НПС та виготовлення аналогічного контейнерного модуля в умовах цеху виконано у таблиці 2. Залежності для розрахунків прийнято за рекомендаціями [2].

Таблиця 2 – Порівняльний аналіз трудомісткості монтажу житлового модуля (рисунок 2) на НПС та в умовах цеху

№	Технологічна операція	Числове значення, нормо-годин	
		Безпосередньо на НПС	В умовах цеху
1	Складання металевого каркасу	2,3	2,1
2	Перевірка правильності складання	1,2	0,42
3	Зварювання стиків металевого каркасу	3,67	3,15
4	Перевірка якості зварювання	1,23	1,23
5	Розмічення під встановлення елементів зашиття	3,12	3,12
6	Встановлення елементів кріплення	5,18	4,43
7	Перевірка правильності встановлення кріплень за ескізами	2,65	1,76
8	Монтаж щитів плиткової ізоляції	20,8	-
9	Встановлення амортизаторів каюти	6,79	4,80
10	Монтаж щитів зашиття		-
11	Монтаж сандвіч-панелей	-	7,12
12	Монтаж сантехнічного обладнання	14,25	6,23
13	Зашиття оцинкованими листами санітарної зони	5,45	5,45
14	Монтаж дверей	2,34	1,70
15	Перевірка правильності монтажу каюти	2,89	2,70
16	Монтаж та перевірка електрообладнання	8,23	6,12
17	Транспортування каюти на НПС	-	2,79
ВЗАГАЛІ		**80,3**	**32,1**

Висновки. 1. Із розрахунку з'ясовано, що перенесення виробництва монтажу блок-кают НПС у цех, а також впровадження контейнерної технології зменшує трудомісткість більше ніж в 2,5 рази. У залежності від площі приміщення, яке підлягає зашиттю під час операцій 1-4 розрахункові залежності [2, 5] передбачають поправочні коефіцієнти. Через це зменшення трудомісткості в даному випадку відбувається в 2,4…2,7 рази.

2. Блок-контейнер має наступні переваги:

- за рахунок зменшення ваги, без втрати механічної міцності, швидкого та легкого монтажу та демонтажу в мінімальні терміни, підвищеної теплової ізоляції корпусних конструкцій, значно скорочуються витрати на його виготовлення, транспортування до місця побудови НПС та безпосередньо експлуатації;
- високий ступінь захисту конструкції від зовнішнього середовища, довговічність, сучасний зовнішній вигляд, комфортне та зручне проживання екіпажу максимально підходять для НПС, які використовуються у різних районах Світового океану;
- за рахунок універсальності конструкції блок-контейнер може бути використаним при формуванні стаціонарних та берегових об'єктів.

REFERENCES

[1] Вопросы безопасности применения тепловой изоляции для огнестойких конструкций плавучих доков (2011) А.В. Щедролосев, С.В. Терлыч. *Рибне господарство України*, 6(39), 33–39.

[2] Проблема модульного формирования помещений и оборудования при проектировании кораблей (1998) Б. А. Царёв, В. И. Шагиданов, Б. А. Гайкович, М. А. Суров, Д. А. Еркович. *Труды всероссийской научно-практической конференции, посвящённой 200-летию образования высшего военно-морского инженерного училища имени Ф.Э. Дзержинского*, 90-94.

[3] Перспективы развития компоновки и оборудования жилой зоны корабля (2012) В. А. Хаванов, О. Н. Андросенко, А. В. Смуров *«НИПТБ Онега»*. (7). 88-89.

[4] Факторы экологической безопасности при формировании помещении несамоходных плавучих сооружений (2007) Щедролосев А.В., Терлич С.В. *Безпека мореплавання та її забезпечення при проектуванні та будуванні*, 65–67.

[5] Розмірний та конструктивний аналіз приміщень на плавдоках (2008) С.В. Терлич *Вісник СевНТУ. Механіка. Енергетика. Екологія*, (88), 52–55.

O. Shchedrolosiev, S. Terlych, A. Belka, O. Sorockunsky

The improvement of design and technological solutions for formation and accommodation installations for non-self-propelled structures

The constructive and technological solutions for the improvement of modular technologies of forming non-self-propelled spaces are proposed by maximal consolidation of housing modules and the transfer of production from a gravel to the conditions of the workshop.

Keywords: technologies, floating structures, modular structures

Щедролосев А.В., Терлыч С.В., Белка А.В., Сорокунский А.Ю.

Усовершенствование конструкторско-технологических решений изготовления, формирования и монтажа помещений для несамоходных плавучих сооружений

Предложены конструктивные и технологические решения усовершенствования модульных технологий формирования помещений несамоходных судов путем максимального укрупнения жилых модулей и переноса производства со стапеля в условия цеха.

Ключевые слова: технологии, плавучие сооружения, модульные методы

УДК629.5.04:629.514

ДОСЛІДЖЕННЯ МОЖЛИВОСТІ ПЕРЕНЕСЕННЯ ІЗОЛЯЦІЇ ІЗ ЗОВНІШНЬОЇ ОБШИВКИ НА ЕЛЕМЕНТИ МОДУЛЬНОГО ЗАШИТТЯ СУДНОВИХ ПРИМІЩЕНЬ

Щедролосєв Олександр Вікторович, д-р. техн. наук, професор [1]***;***
Терлич Станіслав Володимирович, старший викладач [2]***;***
Качанов Юрій Валерійович, магістрант [3]***;***
Копилєв Віталій Вікторович, магістрант [4]***;***
Кузнєцов Сергій Сергійович [5]
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, м. Миколаїв
[1]aleksandr.schedrolosev@nuos.edu.ua, [2]StTerlych@ukr.net, [3]rondo_90@gmail.com, [4]lux_tv-1@ukr.net, [5]frfs@list.ru

Анотація. *Виконано дослідження можливості перенесення матеріалів ізоляції суднових приміщень із корпусних конструкцій на елементи модульного зашиття*

Ключові слова: *ізоляція суднових приміщень, технології; плавучі споруди; модульні методи.*

Постановка задачі. Для умов виносної ізоляції в наш час не існує даних щодо обґрунтування та вибору товщини й типу ізоляційного матеріалу та їх температуро- та теплопровідності, особливо із створенням повітряної прошарки між елементами корпусу та виносного ізолювання. При встановленні на несамохідних плавучих спорудах (НПС) виносної ізоляції повітряна прошака не може мати товщину більше 100 мм, а у зв'язку з цим вплив конвенктих потоків у ній буде значно посилювати теплообмін.

Проте в літературі є приклади зменшення коефіцієнту теплопровідності ізоляції. Для зменшення коефіцієнту теплопровідності у ній передбачаються повітряні прошари через те, що повітря має низький коефіцієнт теплопровідності, який складає приблизно 0,025 Вт/(м·К). Ці значення може бути отримане виключно у герметично закритих тонких прошарах. Через те, що на НПС із-за вібрації не може бути досягнута герметичність прошар, через них проходить повітря та через це існують сприятливі умови для конвективного теплообміну [1-2].

Основний текст. Конструктивне рішення перенесення ізоляції на елементи зашиття наведено на рисунку 1.

Визначення товщини ізоляційного шару навіть для складної багатошарової конструкції не уявляє складності, якщо відомі коефіцієнти температуропровідності та теплопровідності матеріалів. При наявності повітряного шару процес температуропровідності ускладнюється процесами конвекції та променевого теплообміну.

Для ведення розрахунку процесів теплопередач умовно оцінити сумарний ефект трьох процесів передачі температури та теплоти може бути загальним.

Вільних рух потоку визначається величиною критерія Грасгова [2], що характеризує об`ємні теплові зусилля:

$$G_r = \frac{g \cdot L^3}{\nu^3} \cdot \beta \cdot |t_n - t|, \quad (1)$$

де g = 9,81 м/с^2 – прискорення сили тяжіння;
L – визначний лінійний розмір елементу ізолювання, м;
ν – коефіцієнт кінематичної в`язкості, м^2/с;
β – температурний коефіцієнт розширення середи, 1/К;
t – температура оточуючої середи на поверхні ізолювання, ^{0}С;
t_n – температура стінки, ^{0}С.

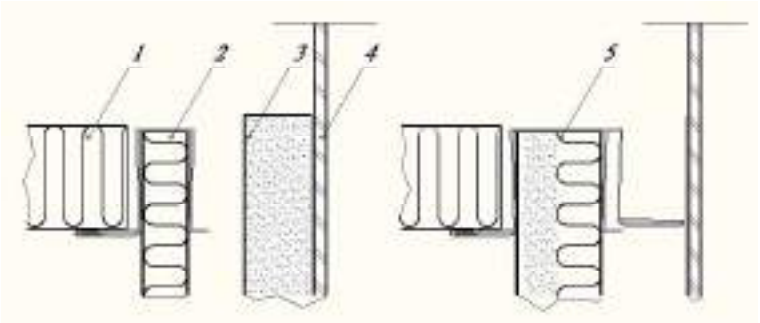


Рисунок 1 – Конструктивне розташування теплової ізоляції у традиційному варіанті (ліворуч) та варіанту, який пропонується
1 – панель підволоки; 2 – панель перебірки; 3 – ізоляційна плита; 4 – обшивка надбудови; 5 – композитна панель із мінеральним наповнювачем

Величина критерію Прандтля P_r (критерій фізичних властивостей у процесі переносу температури) також створює вплив на розрахунок інтенсивності передачі температури та тепла у повітряній прошарці:

$$P_r = \frac{\mu \cdot C_P \cdot g \cdot 3600}{\lambda}, \quad (2)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності середи, що омиває поверхню обшивки;
C_P – питома теплоємність при постійному тиску;
μ – коефіцієнт динамічної в'язкості середи.

Для панелей зашиття перебірок та елементів формування приміщення (кожухи труб та електротрас) у діапазоні змінення $G_r \cdot P_r$ від 10^3 до 10^{19} (що відповідає ламінарному потоку середи):

$$N_U = 0,75 \cdot (G_r \cdot P_r)^{\frac{1}{4}} \times \left(\frac{P_{rn}}{P_{r_{cm}}} \right)^{\frac{1}{4}}, \quad (3)$$

у діапазоні $G_r \cdot P_r > 10^9$ (що відповідає турбулентній течії):

$$N_U = 0,15 \cdot \sqrt[3]{(G_r \cdot P_r)} \times \sqrt[4]{\left(\frac{P_{rn}}{P_{r_{cm}}} \right)^{0,92}}. \quad (4)$$

Для газів із співвідношенням критеріїв P_r для потоку (P_{rn}) та для стінки (P_{rcm}) мало залежить від температури. Через це його можна прийняти рівним P_r = 1,0. Залежності (2) та (3) для розрахунку критерію

конвективного теплообміну в умовах природної конвекції при турбулентному режимі течії характерна тим, що коефіцієнт тепловіддачі не залежить від кількості теплоти.

Характер циркуляційного потоку у шарі середи та його інтенсивність, окрім різниці температур на поверхнях що обмежують шари, залежать виключно від форми та напряму потоку тепла.

У зв'язку із тим, що розрахунок теплопередачі шару із середи, що циркулює необхідно вести у послідовному розрахунку теплопередачі багатошарової стінки; зведені дані теплопередачі шару доцільно навести у вигляді залежності відношення еквівалентної теплопровідності потоку, що циркулює до звичайності теплопровідності шару:

$$\frac{q_{цирк}}{q_{неподв}} = \frac{\frac{\lambda_{екв}}{S} \times (T_F' - T_F'')}{\frac{\lambda}{S} \times (T_F' - T_F'')} = \frac{\lambda_{екв}}{\lambda},$$

де $q_{цирк}$, $q_{неподв}$ – теплові потоки середи що циркулює та нерухомої відповідно;

$\lambda_{екв}$ – еквівалентний коефіцієнт теплопровідності шару, враховуючий вплив конвекції;

λ – коефіцієнт теплопровідності нерухомого шару;

$T_F^{`}$ та $T_F^{``}$ – температура стінок, що обмежують шари газу.

У результаті узагальнення багатьох експериментальних даних [3] у дослідженні прийнято рішення використати залежність Німанна:

$$\frac{\lambda_{екв}}{\lambda} = 1 + \frac{A \cdot (G_r \cdot P_r)^n}{G_r \cdot P_r + B}, \quad (4)$$

де *A, B, n* – сталі числа, що залежать від конфігурації, шару та напряму потоку; їх значення наведено у зведеній таблиці (таблиця 1).

Таблиця 1 – Константи до залежності (4)

Конфігурація шару	**Напрям потоку повітря**	***A***	***B·10⁻⁴***	***n***
Коаксиальний циліндричний	Радіальне	0,119	1,45	1,27
Плоскопаралельний (горизонтальний)	знизу → догори	0,07	0,32	1,333
Плоскопаралельний під кутом 45^0	знизу → догори	0,043	0,41	1,360
Плоскопаралельний під кутом 45^0	згори → донизу	0,025	1,30	1,360

Як рекомендовано у [3] для прошарів, які заповнено непроточною (рідкою або газовою) середою, в яких при різних температурах обох стінок виникають замкнуті циркуляційні токи, розрахунок теплопередачі елементів зашиття приміщень НПС доцільно вести за залежностями теплопровідності для твердої стінки за допомогою введення в ці залежності еквівалентного коефіцієнту теплопровідності прошари.

У даному дослідженні еквівалентний коефіцієнт при знехтуванні тепловіддачі випромінюванням від однієї стінки до іншої прийнято за залежністю [3]:

$$\lambda_{екв} = \varepsilon_K \cdot \lambda,$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності середи, що заповнює прошару при середній температурі;

$\varepsilon_K = f(G_r \cdot P_r)$ – коефіцієнт, що враховує вплив конвекції.

Згідно експериментальним даним доцільно прийняти наступні розрахункові залежності для отримання коефіцієнту конвекції ε_K:

а) при $10^4 \le G_r \cdot P_r \left(\frac{L_1}{L_2}\right)^k \times \left(\frac{d}{\delta}\right)^n \le 10^7$

$$\varepsilon_k = 0{,}062\left[G_r \cdot P_r \left(\frac{L_1}{L_2}\right)^k \times \left(\frac{d}{\delta}\right)^n\right]^{\frac{1}{3}};$$

б) при $10^7 \le G_r \cdot P_r \left(\frac{L_1}{L_2}\right)^k \times \left(\frac{d}{\delta}\right)^n \le 10^{10}$

$$\varepsilon_k = 0{,}22\left[G_r \cdot P_r \left(\frac{L_1}{L_2}\right)^k \times \left(\frac{d}{\delta}\right)^n\right]^{\frac{1}{4}}.$$

У цих залежностях:

δ – товщина шару, мм;

$\frac{L_1}{L_2}$ – відношення шляху конвективного потоку від нижньої кромки нагрівача до зустрічі із охолоджувачем на цьому шляху;

d = 2*r* – діаметр нагрівача, мм;

r – радіус нагрівача, мм.

Для площинних шарів – *K* =1, для циліндричних – *K* = 3. У обох випадках *n* = 0. Для сферичних шарів – *K* = 3, *n* = 1.

Для призначення мінімально допустимої товщини ізоляції елементів зашиття приміщень НПС що виключає випадання конденсату на її поверхню необхідно виконання умови [4]:

$t_{із} \ge t_P$,

де $t_{із}$ – температура поверхні ізоляції, ^{0}C;

$t_р$ – температура точки роси для заданих умов, ^{0}C.

Мінімальне значення товщини ізоляції елементів зашиття приміщень при умові $t_{із} = t_P$. Температура точки роси визначається по заданій (або прийнятій) величині температури $t_{зов}$ на вологості повітря φ у приміщенні у залежності від конкретного типу приміщення (службове, суспільне, житлове). Дані параметри наведено у Санітарних нормах і правилах для морських суден.

При встановленні декоративного зашиття значення $t_{зов}$ доцільно зменшити на 3-5^{0}C. Проте величину φ слід збільшити на 8-10%.

Характер процесів тепломасообміну у судновому приміщенні автор пропонує описати математично наступною системою залежностей [3]:

$$\begin{cases} (T_n \cdot p + 1)d_n = d_{np} + \dfrac{M_w}{G}; \\ (T_n \cdot p + 1{,}86 \cdot d_n + 1)t_n + (2500 + 1{,}86 \cdot t_n) \times (T_n \cdot p + 1)d_n = \\ = t_{np} + (2500 + 1{,}86 \cdot t_n)d_{np} + \dfrac{Q}{G}; \\ (T_u \cdot p + 1)U = P \cdot T; \end{cases} \quad (5)$$

де $T_n = \dfrac{\rho_n \cdot V_n}{G_n \cdot \rho}$ та T_u – сталі часу приміщення та вимірювального пристрою;

U – вихідна характеристика обчислюваного блоку;

P·*T* – величина текучого значення результуючої температури в приміщенні.

Товщину ізоляції в цьому випадку доцільно розрахувати за залежністю [3]:

$$\sum \frac{S_i}{\lambda_i} = \frac{1}{\alpha_{зов}} \cdot \frac{t_{із} - t_{зов}}{t_{вн} - t_{із}} - \frac{1}{\alpha_H}, \quad (6)$$

де $\sum \frac{S_i}{\lambda_i}$ – сума мінімального значення термічного опору шарів ізоляційної конструкції;

i – порядковий номер шару ізоляції;

λ_i – порядковий номер шару ізоляції;

S_i – товщина окремих шарів ізоляції;

$t_{зов}$ – температура повітря у приміщенні (*як відмічено раніше, у випадку ізолювання приміщення із зашиттям температура повітря у повітряній прошарці між ізоляцією та зашиттям приймається на 3-5^{0}С нижче за температуру у приміщенні*);

$t_{зов}$ – температура атмосферного повітря та повітря у сусідньому приміщенні або забортної води, ^{0}С;

$\alpha_{зов}$, α_H – коефіцієнти тепловіддачі відповідно від зовнішньої обшивки корпусу або забортної води та від сусіднього приміщення.

Розрахункові значення температури $t_{зов}$ та відносної вологості повітря φ у приміщеннях, а також температури зовнішнього повітря та забортної води раціонально приймати у відповідності до ДСТУ Б В.2.5-14-99. При цьому для розрахунку ізоляції елементів модульного зашиття опалюємих приміщень слід приймати значення зимового періоду.

Значення коефіцієнтів тепловіддачі повітря всередині приміщення до поверхнею елементів зашиття $\alpha_{зов}$ та зовнішньої поверхні корпусу НПС до оточуючої середи α_H доцільно приймати рівними:

$$\alpha_{зов} = 8{,}5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

α_H – для поверхонь, що омиваються зовнішнім повітрям, або повітрям, що міститься у легкому корпусі раціонально прийняти:

$$\alpha_H = 29 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Для поверхонь, які через обшивку контактують із забортною водою або із розхідними цистернами в яких періодично знаходиться рідина слід приймати $\alpha_H = \infty$.

Розрахункові значення мінімальних товщин ізоляції корпусу, при яких неможлива поява конденсату на її поверхні необхідно окремо розраховувати у залежності від коефіцієнту теплопровідності ізоляції, температури зовнішнього повітря та відносної вологості повітря.

Для більш точного визначення товщини ізоляції елементів модульного зашиття розрахунок слід вести за рівнянням (5) через те, що на основі вищенаведеного права частина рівняння – величина, що досить просто визначається. Розглянувши першу частину рівняння (6) для виносної ізоляції модульних елементів зашиття приміщень при наявності повітряної прошарки (рисунок 2) отримано теоретичну залежність:

$$\sum \frac{S_i}{\lambda_i} = \frac{S_{пл}}{\lambda_{пл}} + \frac{S_n}{\lambda_n} + \frac{S_o}{\lambda_o} + \frac{S_{bn}}{\lambda_{еф}} + \frac{S_{із}}{\lambda_{із}} + \frac{S_{МП}}{\lambda_{МП}} + \frac{S_{ПК}}{\lambda_{ПК}} + \frac{S_З}{\lambda_З} + \frac{S_В}{\lambda_{В1}}, \quad (7)$$

де $t_{НП}$ – температура зовнішньої поверхні, ^{0}С;

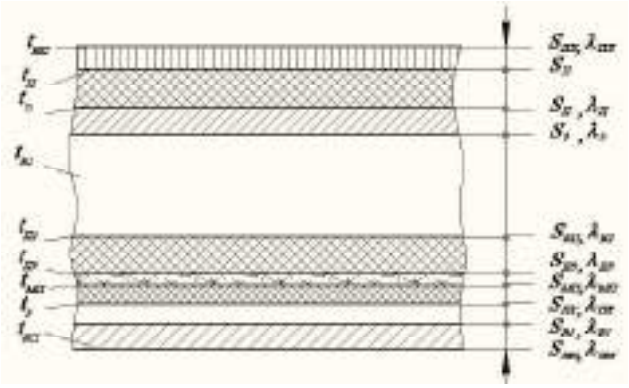


Рисунок 2 – Розрахункова схема ізоляції панелі зашиття

$t_П$ – температура на поверхні мастичного покриття, ^{0}C;
t_0 – температура на поверхні обшивки, ^{0}C;
$t_{В2}$ – температура повітряного простору, ^{0}C;
$t_{П2}$ – температура ізоляції на стороні повітряного простору, ^{0}C;
$t_{ПЗ}$ – температура зовнішньої поверхні, ^{0}C;
$t_{МП}$ – температура на поверхні металопласта, ^{0}C;
$t_З$ – температура на поверхні зашиття, ^{0}C;
$t_{ВП}$ – температура на поверхні покриття, ^{0}C;
$S_{ПЛ}$, $\lambda_{ПЛ}$ – відповідно товщина (мм) та коефіцієнт теплопровідності плити (Вт/м·К);
$S_П$, $\lambda_П$ – відповідно товщина (мм) та коефіцієнт теплопровідності мастичного покриття (Вт/м·К);
S_0, λ_0 – відповідно товщина (мм) та коефіцієнт теплопровідності обшивки (Вт/м·К);
$S_{В2}$, $\lambda_{В2}$ – відповідно товщина (мм) та коефіцієнт теплопровідності повітряного простору (Вт/м·К);
$S_{ПК}$, $\lambda_{ПК}$ – відповідно товщина (мм) та коефіцієнт теплопровідності покриття (Вт/м·К);
$S_{ИЗ}$, $\lambda_{ИЗ}$ – відповідно товщина (мм) та коефіцієнт теплопровідності ізоляції (Вт/м·К).

Товщина повітряної прошари $S_{В2}$ та товщина шарів окрім ізоляції $S_{ИЗ}$ відомі за конструктивними даними встановлення модульних елементів в приміщенні. Коефіцієнти теплопровідності призначаються за довідковими даними.

Ефективний коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{ЕФ}$ для площинних повітряних прошарів доцільно розраховувати як:

$$\lambda_{ЕФ} = \lambda_{ЕК} + \alpha_\lambda \cdot S_{ВП},$$

де $\lambda_{ЕК}$ – еквівалентний коефіцієнт теплопровідності, що враховує вплив конвекції;
α_λ – коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням.
Еквівалентний коефіцієнт теплопровідності дорівнюватиме

$\lambda_{ЕФ} = \varepsilon_k \cdot \lambda_B$, де $\varepsilon_К$ – коефіцієнт, який враховує вплив конвекції, λ_B – коефіцієнт теплопровідності повітря.

Коефіцієнт $\varepsilon_К$ залежить від величини комплексного критерію $P_r \cdot G_r$. Якщо $P_r \cdot G_r \le 1 \cdot 10^3$, то $\varepsilon_К = 1$, тобто вплив конвекції не враховується.

При значенні $P_r \cdot G_r > 1 \cdot 10^3$ площинних вертикальних та горизонтальних прошарок $\varepsilon_К$ раціонально розрахувати за залежністю [3]:

$$\varepsilon_k = 0{,}18(P_r \cdot G_r)^{\frac{1}{4}},$$

таким чином:

$$\lambda_{EK} = 0{,}180{,}18(P_r \cdot G_r)^{\frac{1}{4}} \cdot \lambda_B.$$

Середнє значення температури повітря у прошарці t_B , при якій визначається величина λ_B знаходиться, як:

$$t_B = \frac{t_{n1} + t_{n2}}{2}.$$

Висновки. Значення температур поверхонь t_{n1} та t_{n2} які обмежують поверхневу прошарку відомі з умов експлуатації плавзасобу. Таким чином після знаходження $\lambda_{EФ}$ у рівнянні (7) невідомим залишається тільки значення $S_{ИЗ}$.

У залежності від призначення приміщення розрахунок ізоляції можна вести по різному.

Схема 1. Приміщення що опалюються та кондиціонуються. Температура поверхні ізоляції $t_{из}$ повинна бути вище, ніж температура точки роси t_p для заданих умов, тобто температура повітря у приміщенні $t_{ВН}$ та відносною вологістю φ.

Схема 2. Приміщення омивається більше ніж із двох сторін. З метою зменшення холодного випромінювання перебірок (бортів) товщину ізоляційного шару необхідно збільшити на 10-20 мм у порівнянні із мінімальним розрахунковим (визначеним на основі заданої температури точки роси t_p). При цьому для розрахунку ізоляції необхідно прийняти значення температури зимового періоду. Для плавучих споруд без системи кондиціонування значення відносної вологості повітря необхідно прийняти на 3-10% більше, ніж пропонують Санітарні норми для морських суден.

Схема 3. Для житлових приміщень окрім кают екіпажу які обладнано системами кондиціонування повітря, товщина ізоляції визначається заданим коефіцієнтом теплопередачі до поверхні, що ізолюється.

Схема 4. Товщина ізоляції приміщень плавучих споруд, які експлуатуються у північних широтах визначається виходячи із коефіцієнту температуропередачі *K*. Для розрахунку ізоляції житлових, службових та суспільних приміщень приймаються температури зимового часу.

REFERENCES

[1] Экологическое значение исследований, связанных с обеспечением безопасности экипажей судов при наличии неблагоприятных факторов риска (2007) Н. Е. Любимова, В. И. Шагиданов, *Актуальные проблемы защиты и безопасности*», 168−171.

[2] Железобетонные плавучие сооружения и перспективы их использования (2002) А. В. Мишутин, *Вісник ОДАБА*, (6),181-187.

[3] Андросенко О.Н., Кравченко Е.И., Хаванов В.А. (2003) патент на изобретение РФ/ МПК B63B3/68, №71317.

[4] Анализ технологических особенностей изоляции для конструктивной противопожарной защиты судов и других плаучих сооружений (2005) А. С. Рашковский, А. А. Мильто, В. Ф. Маломан, *Зб. наук. праць НУК* , №5(404), С. 168-177.

O. Shchedrolosiev, S. Terlych, Yu. Kachanov, V. Kopylev, S. Kuznetsov

The investigation of the possibility of transfer of isolation from external cutting on elements of module battle of premises

The research of the possibility of transfer of insulating material materials from shipbuilding buildings to the elements of modular sewing

Key words: the isolation of ship premises, technology; floating structures; modular methods.

Щедролосев О.В., Терлыч С.В., Качанов Ю.В., Копылев В.В., Кузнецов С.С.

Исследование возможности переноса изоляции с наружной обшивки на элементы модульной зашивки судовых помещений

Выполнены исследования возможности переноса материалов изоляции судовых помещений с корпусных конструкций на элементы модульного зашивки

Ключевые слова: изоляция судовых помещений, технологии; плавучие сооружения; модульные методы

УДК 629.563.82

КОНЦЕПЦІЯ СУДНА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БУРОВИХ ПЛАТФОРМ З ПІДТРИМКОЮ ВИСОКОЇ ШВИДКОСТІ НА ХВИЛЮВАННІ

Яглицький Юрій Костянтинович, кандидат технічних наук, доцент[1],
Григор'єв Дмитро Олегович, магістрант[2],
Зуєва Інна Володимирівна, магістрантка[3],
Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, Херсон
[1] yahlytskyiyurii@gmail.com, https://orcid.org/0000-0002-4865-0411 [2]d.hryhoriev1312@gmail.com
[3] inneska.zuieva@gmail.com

Анотація. Розглянута класифікація суден, що забезпечують роботу бурових платформ для добування нафти і газу. Основними вимогами до суден забезпечення при експлуатації на великому видаленні від берега в суворих штормових умовах є забезпечення їх морехідності, міцності і остійності. Показано значення питань підвищення морехідності для забезпечення технічної ефективності таких суден. Представлені унікальні обводи типу "Sea Axe" для суден забезпечення, які гарантують виняткову комбінацію ефективності, комфорту і безпеки при мінімальних експлуатаційних витратах для компаній, прагнучих зайняти лідируючі позиції на морському ринку.
Ключові слова: бурова платформа, судно забезпечення, швидкість, морехідність, хитавиця, обводи судна.

Для забезпечення роботи бурових платформ, склався комплекс суден, до складу якого входить велика група суден відносно нового типу, потреба в яких виникла лише при освоєнні шельфових зон. Це в основному судна транспортного типу, які курсують між береговою базою і групою бурових установок, а також судна пасажирського типу для доставки людей на вахти і з вахт. Найчастіше групу суден забезпечення ділять на такі функціональні підгрупи:

Судна постачання *(Platform Supply Vessel, PSV)* - судна забезпечення нафтових платформ матеріалами і устаткуванням. Такі судна використовуються для постачання платформ водою і паливом, для перевезення рефрижераторних контейнерів, різних мастильних матеріалів і хімікатів, сипких і рідких вантажів, що необхідні для забезпечення роботи нафтових платформ, а також для транспортування екіпажів, евакуації людей, збору забруднених нафтопродуктами вод.

Буксирні судна для завезення якорів *(Anchor - handling Tug / Supply)* - буксири для роботи з якорями. Вони призначені для завезення, "підривання" і перекладання робочих якорів бурових установок, буксирування морських споруд, бурових платформ.

Багатоцільові судна *(Multi Role Service/Support Vessels)* - універсальні судна забезпечення, що призначені для вирішення різноманітних завдань, для обслуговування платформ, для проведення підводних будівельно-монтажних робіт з використанням спеціалізованих кранів і дистанційно керованих **підводних глибоководних апаратів *(Remotely Operated Vehicle).***

Аварійно-рятувальні судна *(Standby Safety Vessel)* - цей вид суден призначений для постійного чергування поблизу морських бурових споруд і забезпечення безпеки морських операцій, участі в ліквідації пожеж.

При зіставленні завдань розглянутих суден виникає питання застосування або універсальних суден, або декількох спеціалізованих підтипів суден, тому при проектуванні суден забезпечення необхідно як можна повніше розробити коло питань, що повязані з особливостями функціонування таких суден. Практикою вже поставлене питання, що основними вимогами до суден забезпечення при експлуатації на великому видаленні від берега в суворих штормових умовах є забезпечення морехідності, міцності і остійності.

У суднобудуванні поява нових форм корпусів - велика рідкість, але нідерландській компанії Damen вдалося здивувати світ, представивши суднові обводи "Sea Axe", в дослівному перекладі - "Морська сокира". Створені за цим типом судна мають унікальні характеристики, що перевершують усі аналоги і можуть використовуватися як швидкохідні постачальники для доставки екіпажів і устаткування на бурові установки.

При розробці концепції "Sea Axe" фахівці Damen виходили з того, що найсуперечливішою і складнішою в реалізації вимогою до сучасних швидкохідних суден невеликої водотоннажності є підтримка високої швидкості на хвилюванні. Обов'язковою умовою при цьому стає забезпечення безпеки і максимально можливого рівня комфорту для екіпажу. Очевидно, що необхідний результат може бути отриманий тільки за рахунок поліпшення морехідності, що зумовило основний вектор пошуку вирішення проблеми.

Для підвищення морехідності суден забезпечення бурових платформ був провений аналіз взаємозв'язку основних проектних характеристик таких суден. Рівень їх морехідності найбільшою мірою визначається умовами поздовжньої хитавиці і пов'язаними з нею заливаністю носової частини судна, порушенням роботи гребного гвинта, погіршенням умов населеності екіпажа [1]. Це обумовлено переважно носовим положенням рульової рубки і усіх приміщень, відведених для розміщення екіпажа. Тому не випадковою є поява пропозицій про зміну форми носової частини корпусу не лише в підводній, але і в надводній частині.

При забезпеченні морехідності з проектних характеристик найбільше значення має форма корпусу, що відповідає малим значенням коефіцієнта загальної повноти, і наявність кілюватості, при якій коефіцієнт повноти зануреної частини мидель-шпангоута має менші величини, ніж у типових вантажних суден. Висота безпечно подоланних хвиль знаходиться в істотній залежності від довжини судна, а також від висоти надводного борту в носовій частині судна [2, 3].

Обводи "Sea Axe" були відпрацьовані в ході багаторічних фундаментальних досліджень в області гідродинаміки високих швидкостей, виконаних спільно Damen і відділом суднової гідромеханіки Делфтського технічного університету в Нідерландах. Роботи у рамках концепції "Sea Axe" були орієнтовані на покращення поведінки швидкохідного судна в умовах хвилювання і зокрема - на зменшення вертикальних прискорень і слемінгу.

Був вирішений цілий комплекс локальних завдань: оптимізація відношення водотоннажності до довжини корпусу, знайдені найкращі співвідношення довжини до ширини по конструктивній ватерлінії, зменшення гідродинамічної підйомної сили на носовій частині, мінімізація нелінійних хвилевих збурюючих сил на корпусі, забезпечення запасу плавучості і достатньої остійності у великому діапазоні кутів крену.

Було вдосконалене і загальне розташування судна. Особлива увага приділялася розміщенню засобів управління, заспокоювачів хитавиці, а також компонуванню житлових і службових приміщень.

Проектування нової форми корпусу ґрунтувалося на численних модельних випробуваннях на тихій воді і хвилюванні. Конструкторам вдалося підвищити морехідність швидкохідного корпусу без істотного зростання вартості будови. Збільшення довжини судна дало позитивні результати - більш вільний простір дозволив раціонально сформувати його носову частину, а також оптимізувати загальне розташування, зокрема, розміщення рульової рубки.

Відмітною особливістю плавзасобів, що розроблені і будуються у рамках концепції "Sea Axe", є "фірмовий" ніс з вертикальним прямим форштевнем. На рисунку 1 показано теоретичне креслення носової кінцівки суден типу "Морська сокира". Така форма дозволяє зробити максимальною довжину по ватерлінії і перешкоджає виходу носової кінцівки з води.

Фірмою Damen в співпраці з Делфтським технічним університетом, голландськими воєнно-морськими силами, американською Береговою охороною і Морським науково-дослідним інститутом було проведено всебічне порівняння суден з обводами "ESC" ("Концепція подовженого судна"), "Sea Axe" ("Морська сокира") і "Wave Piercer" ("Судно хвилепронизуючого типу") в діапазоні швидкостей 20 - 50 вузлів. Стан хвилювання, при якому виконувалися випробування суден, підбирався так, щоб отримана інформація дозволяла оцінити ефективність застосування нових типів обводів в усіх регіонах світу.

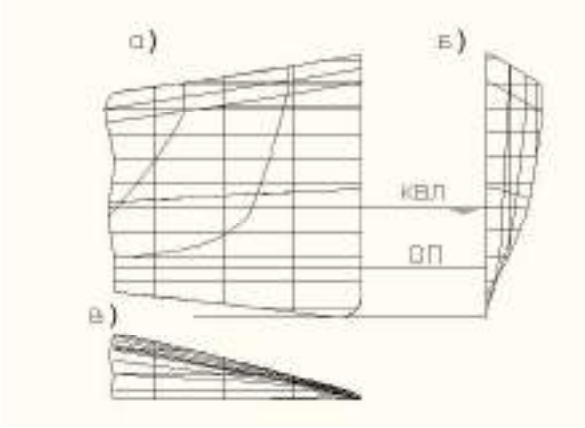


Рисунок 1 Теоретичне креслення носової кінцівки суден типу "Морська сокира":
а) – проекція «Бік»; б) – проекція «Корпус»; в) проекція «Напівширота».

Три корпуси суден, в основному, відрізнялися тільки формою носової кінцівки. В ході роботи вивчався опір при ході на тихій воді і хвилюванні, швидкість, прискорення і ряд інших параметрів. Результати порівнювалися з аналогічними для корпусів суден звичайного типу, які глісують [4]. В результаті проведеної роботи стали очевидними наступні переваги суден з обводами типу "Морська сокира":

- їх відрізняє підвищена стійкість на курсі в усьому діапазоні досліджених швидкостей від 20 до 50 вузлів;
- опір руху на тихій воді на 10 - 25 % менше, ніж у суден з іншими обводами, що дозволяє істотно економити паливо;
- в умовах морського хвилювання забезпечена можливість підтримки високої швидкості без значного збільшення опору і слемінгу;
- максимальні вертикальні прискорення приблизно на 75 % нижче, ніж у корпусів звичайного типу. Це дає величезну перевагу, оскільки піки прискорення є лімітуючим чинником для швидкохідних суден;
- істотно поліпшені умови перебування на судні, більш плавна хитавиця створює оптимальні умови для забезпечення особистої безпеки членів екіпажу і пасажирів.
- при будь-якій інтенсивності і напрямах руху хвиль експлуатація судна стає більш надійною і безпечною, що підтверджено під час модельних випробувань в несприятливих погодних умовах.

Швідкісне судно "Sea Axe" має чудову морехідність, на 50% менші максимальні вертикальні прискорення у порівнянні з суднами типу "ESC", у яких цей показник приблизно на 50% краще, ніж у звичайних суден. Крім того, "Sea Axe" відрізняє низький опір руху в діапазоні швидкостей до 35 вузлів. Судно відмінно маневрує на малому ходу і дуже добре слухається керма. Проект вийшов трохи дорожчим і більш складнішим при побудові, ніж аналог із звичайними обводами.

Обводи типу "Морський топор" стали широко застосовуватися фірмою Damen при проектуванні і спорудженні швидкохідних суден-постачальників для доставлення команд і різних вантажів на бурові платформи.

Висновки. Завдяки прекрасним ходовим і морехідним якостям судна типу "Морська сокира" мають всі шанси завоювати в найближчому майбутньому велику частину ринку швидкохідних постачальників бурових платформ. Не підлягає сумніву - унікальні обводи типу "Морська сокира", які є складовими «ноу-хау» компанії Damen в області проектування, гарантують виняткову комбінацію ефективності, комфорту і безпеки при мінімальних експлуатаційних витратах для компаній, прагнучих за рахунок впровадження інноваційних рішень зайняти лідируючі позиції на морському ринку.

ЛІТЕРАТУРА

1. Бородай И. К., Нецветаев Ю. А. Мореходность судов. – Л.: Судостроение, 1982.
2. Липис В. Б., Ремез Н. В. Безопасные режимы штормового плавания судов. – М.: Транспорт, 1982.
3. Храмушин В. Н. Поисковые исследования штормовой мореходности корабля. Lambert Academic Publishing, Germany, 2011. – 288 с.
4. Damen Shipyards Group. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://www.damen.com

Yahlytskyi Yurii, Hryhoriev Dmytro, Zuieva Inna

The concept of the vessel providing a drilling platform with high speed on the waves

Annotation. *The classification of ships that provide the operation of drilling platforms for oil and gas production is considered. The main requirements for support vessels during operation at a large distance from the coast in severe storm conditions are to ensure their seaworthiness, strength and stability. The importance of issues of increasing seaworthiness in ensuring the technical efficiency of such vessels is shown. The unique "Sea Axe"-type contours for supply ships are presented, which guarantee an exceptional combination of efficiency, comfort and safety at minimum operating costs for companies that are seeking to take a leading position in the maritime market.*

Keywords: *drilling platform, supply vessels, speed, seaworthiness, pitching, the ship's lines.*

Яглицкий Юрий Константинович, Григорьев Дмитрий Олегович, Зуева Инна Владимировна

Концепция судна обеспечения буровой платформы с поддержкой высокой скорости на волнения

Аннотация. *Рассмотрена классификация судов, которые обеспечивают работу буровых платформ для добычи нефти и газа. Основными требованиями к судам обеспечения при эксплуатации на большом удалении от берега в суровых штормовых условиях является обеспечение их мореходности, прочности и остойчивости. Показано значение вопросов повышения мореходности в обеспечении технической эффективности таких судов. Представлнены уникальные обводы типа "Sea Axe" для судов обеспечения, которые гарантируют исключительную комбинацию эффективности, комфорта и безопасности при*

минимальных эксплуатационных затратах для компаний, которые стремятся занять лидирующие позиции на морском рынке.
Ключевые слова: *буровая платформа, судно обеспечения, скорость, мореходность, качка, обводы судна.*

УДК 629.5.02:678.4

ПРОЕКТУВАННЯ СУДНОВИХ ОПОРНИХ ПРИСТРОЇВ З ЕЛАСТОМІРНИМИ ПРУЖНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ

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;*
Коршиков Ю. С., *викладач вищої категорії Морського коледжу ХДМА, E-mail: jri_kor@gmail.com;*
Товкач Г. О., *магістрант кафедри Суднобудування та ремонту суден Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова (Херсонська філія), E-mail: pk_tovk@gmail.com;*

Анотація. *Розглянути принципи заміни деревини на еластомірні пружні прокладки при формуванні пружних основ в суднобудуванні та судноремонті. Також пропоновані практичні рекомендації при конструюванні пружних основ суднобудівного призначення на основі еластомірних пружних елементів. Крім того, пропоновані конструкції суднобудівних пружних підстав на основі еластомірних пружних прокладок.*
Ключові слова: *суднобудування, судноремонт, опорні пристрої, еластоміри, пружні елементи.*

Вступ. У суднобудуванні і судноремонті традиційно у великих кількостях використовується деревина. Це пов'язано з особливостями механічних властивостей такого матеріалу і з відносно невеликою вартістю деревини [1, 8]. Поєднання цих, а також деяких інших чинників не дозволяло ефективно впроваджувати замість деревини нові матеріали. В даний час ситуація різко змінилася. Ціна на деревину зросла. Крім того, інтенсивна вирубка лісу може нанести втрату екології. Цим пояснюється великий інтерес до природозберігаючіх технологій.

Звичайні конструкції, виконані з деревини, порівняно недовговічні. В умовах суднобудування і судноремонту додаються чинники, сприяючі прискореному зносу деревних конструкцій. Це поперемінна дія вологи, відкритого повітря, теплової енергії, сонячних променів, гнильних бактерій, а також граничних для міцності деревини навантажень. Із-за швидкого розтріскування і гниття деревини, конструкції з дерева не вдається використовувати багато разів. Це підвищує собівартість вживання таких технологій. Заміна деревини в суднобудівельних конструкціях на інші матеріали, доступні за ціною, може дозволити використовувати дані конструкції багато разів. Як матеріал, замінюючий деревину в суднобудівельних конструкціях, можна використовувати еластоміри, освоєні хімічною промисловістю [2].

Еластоміри прийнято відносити до полімерів з яскраво вираженими високоеластичними властивостями. Серед еластомірів найбільшого поширення набули каучуки і гуми, що вироблялися на їх основі, а також поліуретани.

Еластомірні конструкції суднобудівельного призначення порівняно невибагливі до морських умов експлуатації, вони можуть зазнавати великі формозменення й деформації. Проте еластоміри вимагають використання нетрадиційних для суднобудування методів проектування і розрахунку [3].

Виходячи з цього, можна зробити висновок, що розробка еластомірних конструкцій суднобудівного призначення, здатних замінити деревину за пружними показниками є актуальним дослідженням.

Аналіз останніх досліджень. В роботах [1, 6] розглядається проектування суднобудівних пружних підстав на основі деревини. При цьому, проводиться аналіз та визначаються показники деформативної податливості деревини, як пружного матеріалу. На цій базі у роботах [2, 3] були розроблені еластомірні пружні прокладки, що можуть замінити відповідні дерев'яні.

В даній роботі розглянути принципи заміни деревини на еластомірні пружні прокладки при формуванні пружних основ в суднобудуванні та судноремонті. Також пропоновані практичні рекомендації при конструюванні пружних підстав суднобудівного призначення на основі еластомірних пружних елементів. Крім того, пропоновані конструкції суднобудівних пружних підстав на основі еластомірних пружних прокладок.

Мета статті і формулювання завдань дослідження полягає в формулюванні принципів заміни деревини в суднобудуванні на еластомірні пружні елементи, розробка практичних рекомендацій по формуванню суднобудівних та судноремонтних пружних підстав на основі еластомірних пружних прокладок.

Основна частина. В процесі дослідження були вирішені наступні задачі:

1. Проведено аналіз існуючих пружних суднобудівних конструкцій з деревини;
2. Визначені принципові задачі, що необхідно вирішити для успішної заміни деревини як матеріалу, що вживається в суднобудуванні для пружних елементів, еластомірами, а також шляхи їх рішення;
3. Визначені основні принципи проектування пружних основ з еластомірних елементів;
4. Розроблені рекомендації по проектуванню суднобудівельних опорних пристроїв на основі еластомірних пружних елементів;
5. Реалізовано метод проектування еластомірних пружних основ на прикладі проектування спускових доріжок повздовжнього стапелю.

Деревина застосовується в суднобудуванні і судноремонті для виготовлення з неї пружних елементів, що входять в конструкції, основним призначенням яких є рівномірний розподіл навантаження в зонах контакту корпусних конструкцій судна і елементів опорного контуру. Рівномірний розподіл навантаження дозволяє уникнути перевищення допустимої напруги і залишкових деформацій в місцях контакту. Дерев'яні конструкції традиційно служать для формування пружних основ із заданими властивостями. На такі основи встановлюються судна і окремі їх частини (секції) при споруді або ремонті.

Технологічні операції, в яких застосовується деревина як пружні і мнучі елементи, наступні:

- закладка секцій і формування корпусу судна на стапелі або в сухому доці;
- транспортування корпусу судна і окремих його частин на опорно-транспортних пристроях і трансбордері;
- спуск судна з поперечних і подовжніх стапелів;
- спуск судна за допомогою передавальних доків;
- постановка судна в плавучий ремонтний док.

До основних суднобудівних опорних конструкцій входять: спускові доріжки, полози спускового пристрою, копилля, кільблоки, клітки, основи, упори, подкільні поперечні балки.

Пружні елементи з еластомерів довговічніші і можуть використовуватися багаторазово [10]. Вони, на відміну від дерева, не схильні до шкідливих дій вологи, високих і низьких температур. Тобто, еластомери більш пристосовані для роботи в умовах суднобудівельного і судноремонтного підприємств, а також для використання в опорних пристроях плавучих доків. Комбінуючи пружні елементи, виготовлені з еластомерів різних типів, можна спроектувати опорні пристрої з нерівномірним розподілом пружних властивостей по довжині пристрою, що, наприклад, може знайти вживання в спускових пристроях подовжніх похилих стапелів.

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].

При повздовжньому спуску судна на воду використовуються спускові доріжки. Пружну основу в них формує дерев’яний настил [7].

Спускові доріжки можуть розрізнятися по конструкції і за типом покриття. В більшості випадків використовуються соснове і дубове покриття конструкцій спускових доріжок, рис. 1.

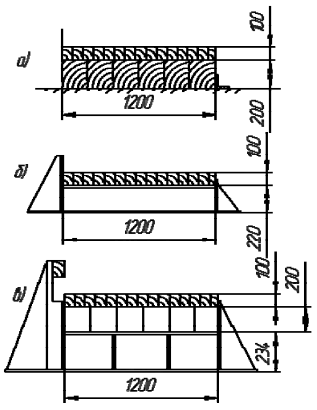


Рисунок 1 – Типові перетини спускових доріжок

Металеві конструкції спускових доріжок стапелю мають два варіанти виконання. Відмінність між ними полягає у виконанні конструктивного елементу основи, на яку укладаються соснові бруси. В одному випадку настил виконується суцільним, рис. 2, а в іншому – переривчастим.

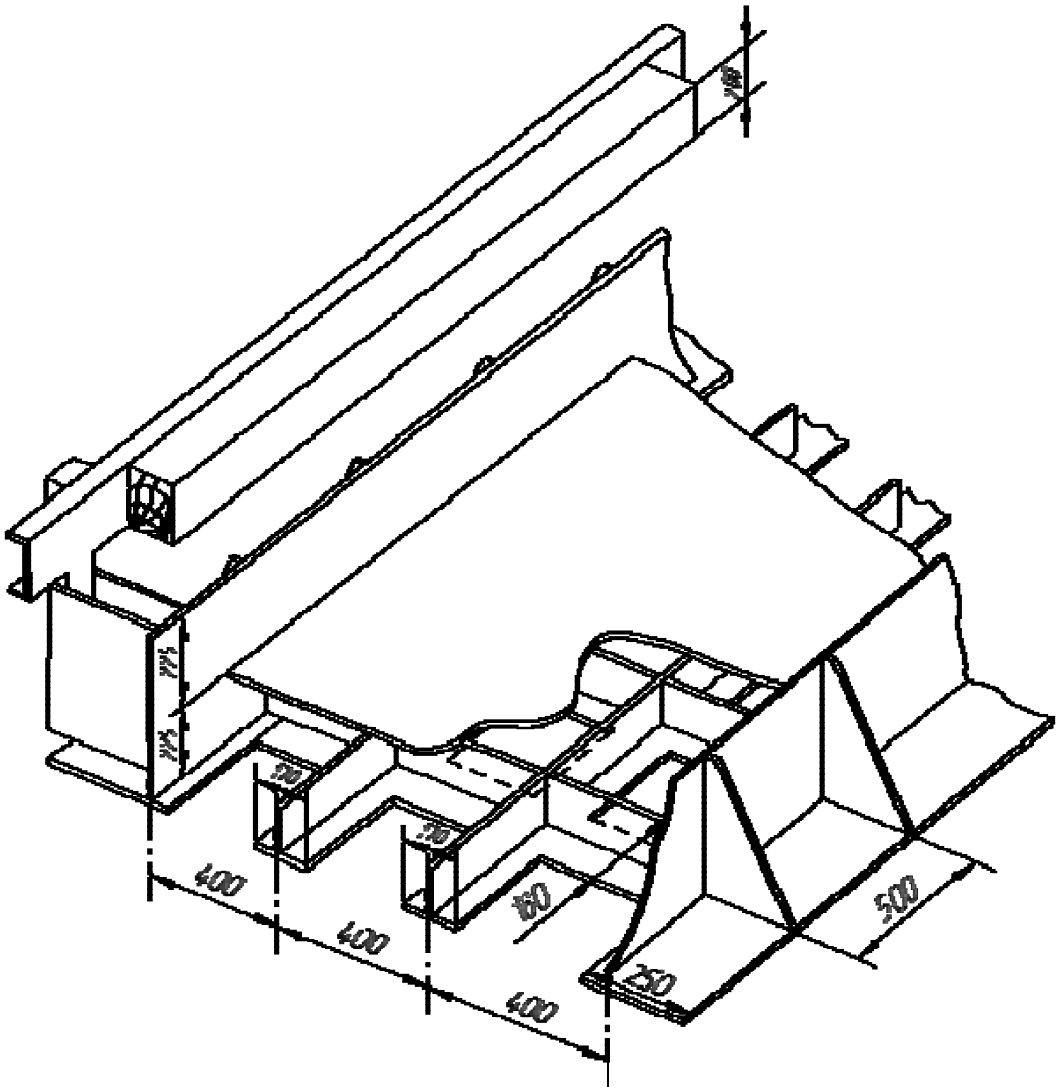


Рисунок 2 – Схема металоконструкції доріжки з суцільним настилом

Дерев'яний настил спускових стапельних доріжок виконує функції пружної основи, тобто забезпечує пружну податливість стапельних доріжок, що дозволяє перерозподіляти зусилля, що діє на них, від спускового пристрою.

Еластомери мають строго певні фізичні і механічні характеристики, і вони значно відрізняються від таких же характеристик дубу і сосни. Проте при розподілі еластомірних прокладок на значній площі стапельних доріжок можна підібрати пружну характеристику, дуже близьку до характеристики, що утворюється дерев'яним покриттям спускових стапельних доріжок.

В процесі переобладнання стапельних доріжок дерев’яне покриття має бути замінене дискретно розташованими еластомірними прокладками. Розміщувати їх передбачається у шаховому порядку, дотримуючи при цьому певних умов [5]. На наступній схемі наведено розташування еластомірних прокладок на еластомірних стрічках різної ширини, рис. 3.

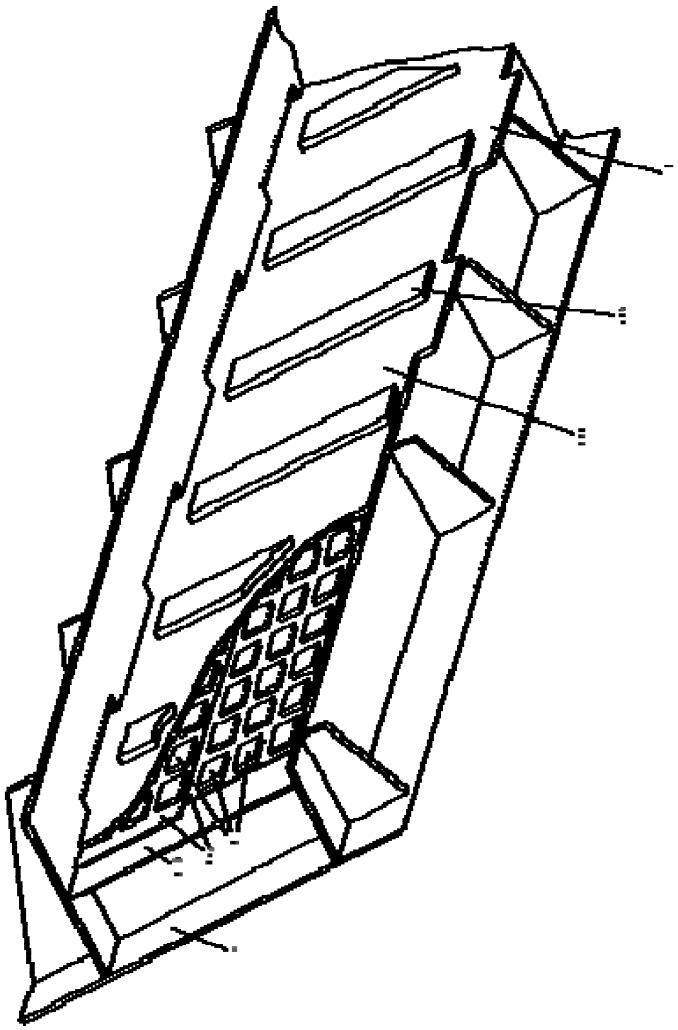


Рисунок 3 – Загальна схема стапельної доріжки з еластомірними прокладками

На суцільний настил 2 укладаються полотнища 3 з синтетичних тканин з приклеєними до них еластомірними прокладками 4. Поверх прокладок укладається суцільний лист сталевого настилу 5 із сталевими кріпильними смугами 6, що використаються для кріплення спускового пластмасового щитового настилу.

В процесі проведених досліджень встановлено, що доріжки при використані еластомірних прокладок можуть бути сумісні між собою, і металоконструкції цих доріжок можуть бути використані надалі; може бути створена нова конструкція спускових доріжок на базі старих конструкцій.

Висновки. Практичне значення роботи полягає в тому, що її головні положення, висновки та узагальнення можуть мати практичний інтерес для проектування та будівництва еластомірних пружних конструкцій суднобудівного призначення на сучасних суднобудівних та судноремонтних 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.

REFERENS

1. Kozlyakov VV, Finkel G.N., Kharhurin I.Ya. Design of docking support devices: a guide. L.: Shipbuilding, 1973.
2. Korobanov Yu.N., Korshikov R.Yu. Features of the design of elastic linings, which are capable of replacing wooden structures by elastic parameters: a scientific article. Collection of scientific works of the Ukrainian State Marine Technical University. Nikolayev: UGMTU, 1998.
3. Korobanov Yu.N., Korshikov R.Yu. Basics of the selection of elastic pads for elastic indexes: scientific article. Bulletin of the Kherson State Technical University № 1 (3) - 1998. Kherson: Kherson State Technical University, 1998. p. 149 - 152.
4. Matskevich V.D. Fundamentals of shipbuilding technology: a textbook; under the general editorship of V.D. Matskevich L.: Shipbuilding, 1980. 351 p.
5. Korobanov Yu.N., Korshikov R.Yu. The use of a declarative paradigm in the program of tasks for optimizing the placement of homogeneous objects on a plane: a scientific statue. Inter-university magazine "Automation. Automation. Electrotechnical complexes and systems »No. 2. 1998. Kherson: Kherson State Technical University, 1998. P. 123-128.
6. Kozlyakov V.V., Finkel G.N., Kharhurin I.Ya. Designing of docking reference devices: a reference book. L.: Shipbuilding, 1973.
7. Arrivals of courts: a directory / Kurdyumov AA etc. L.: Shipbuilding. 1966.
8. A.G. Arkhangorodsky, L.M. White, AB Litvin Mounted pads in shipbuilding and ship repair: a guide. L.: Shipbuilding, 1966. 131 p.
9. Lavendel E. E. Calculation of rubber products. - M.: Mashinostroeniya, 1976. - 232 p.
10. Lyapunov V.T., Lavendel E.E., Shlyapochnikov S.A. Rubber Vibro Insulators: Guide. L.: Shipbuilding, 1988. 216 p.

Korshikov R.Yu., Korshikov Yu.S. Tovkach G.O.

Designing of ship support devices with elastomeric elastic elements

The principles of replacing wood with elastomeric elastic pads in the formation of elastic bases in shipbuilding and ship repair are considered. Also proposed practical recommendations for the design of elastic bases for shipbuilding purposes based on elastomeric elastic elements. In addition, the proposed design shipbuilding elastic bases on the basis of elastomeric elastic gaskets.

Key words: *shipbuilding, ship repair, supporting devices, elastomers, elastic elements.*

Коршиков Р.Ю., Коршиков Ю.С., Товкач Г.О.

Проектирование судовых опорных устройств с эластомерными упругими элементами

Рассмотрены принципы замены древесины на эластомерные упругие прокладки при формировании упругих оснований в судостроении и судоремонте. Также предлагаемые практические рекомендации при конструировании упругих оснований судостроительного назначения на основе эластомерных упругих элементов. Кроме того, предлагаемые конструкции судостроительных упругих оснований на основе эластомерных упругих прокладок.

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

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

УДК 629.58:681.5

ПРОЕКТНІ ЗАДАЧІ СТВОРЕННЯ НЕНАСЕЛЕНИХ БУКСИРУВАНИХ ПІДВОДНИХ СИСТЕМ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ МІЛКОВОДНИХ АКВАТОРІЙ

Блінцов В.С., Куценко П.С.
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, Миколаїв
E-mail: arcadia.blacksea@gmail.com

Анотація. *Для ненаселеної підводної буксируваної системи, яка призначена для роботи на мілководних акваторіях, формульовано основи системного підходу для ранніх стадій її проектування. Встановлено основні режими роботи системи та сформулювати основні вимоги до проектування з використанням принципів системного підходу. Розроблено узагальнену схему проектування такої системи.*
Ключові слова*: Ненаселена підводна буксирувана система, режими роботи, системний підхід, алгоритм проектування.*

Вступ.

Ненаселені буксирувані підводні системи (НБПС, в англомовній літературі - Unmanned Towed Underwater Systems, UTUS) відносяться до високопродуктивних засобів підводної техніки й широко застосовуються для виконання пошукових, природоохоронних, картографічних та науково-дослідних робіт [1, 2]. Такі системи застосовують з борту судна-буксирувальника (СБ, в англомовній літературі - Towing Boat, TB), на якому розміщують пост енергетики і керування системою (ПЕК, в англомовній літературі – Power Control System, PCS) та кабельну лебідку (КЛ, в англомовній літературі - Cable Winch, CW). За допомогою КЛ змінюють довжину попущеної частини кабель-буксиру (КБ, в англомовній літературі - Towing Cable, TC) в залежності від глибини та швидкості руху СБ, а також зберігають КБ у міжопераційний період. Ненаселений буксируваний підводний апарат (БПА, в англомовній літературі - Towed Underwater Vehicle, TUV) опускається на воду перед початком буксирування та піднімається на борт СБ після завершення роботи за допомогою спуско-піднімального пристрою (СПП, в англомовній літературі - Cargo Device, CD).

До переваг застосування НБПС належить висока продуктивність виконання робіт у порівнянні з ненаселеними самохідними прив'язними підводними апаратами. Перевагою є також можливість отримання інформації про підводну обстановку у реальному часі – у порівнянні з ненаселеними автономними підводними апаратами.

Вказані переваги НБПС мають особливу актуальність при виконанні робіт на мілководних морських акваторіях ($H \leq 100$ метрів) з великою площею (акваторії морських та річкових портів, рекомендованих фарватерів для руху суден, відкритих якірних стоянок суден та ін.). Зазвичай, роботи на таких акваторіях виконуються з залученням малорозмірних СБ, тому до конструкції НБПС висуваються жорсткі вимоги мінімізації масогабаритних характеристик обладнання та мінімуму енергоживлення системи. Остання вимога є особливо актуальною при застосуванні безекіпажних СБ, які мають бортові джерела енергії обмеженої ємності.

Сьогодні проектування НБПС виконується за класичними методиками, які створені для конструювання суден. Це – метод послідовних наближень у визначенні всіх характеристик

судна, використовуваний для вироблення технічних рішень, та метод оптимізації цих характеристик, що дозволяє знайти найкращі за техніко-економічними критеріями рішення [3, 4]. Вказані методи застосовують переважно на стадіях ескізного та технічного проектування.

Подальше вдосконалення методів проектування НБПС має підвищувати достовірність визначення характеристик їх складових вже на ранніх стадіях – технічної пропозиції та ескізного проектування. Вже на цих стадія конструктор має підтвердити принципову можливість створення НБПС із характеристиками $S_{UTUS\ TT}$, що задані у технічному завданні (ТЗ, в англомовній літературі – Technical Task, TT). У результаті має зменшитись невизначеність майбутніх конструкторських рішень, трудомісткість і терміни виконання наступних стадій проектування НБПС – технічного і робочого проектування. Це вимагає залучення системного підходу та сучасних досягнень у галузі математичного моделювання засобів підводної техніки як суттєво нелінійних об'єктів [5].

Метою роботи є формулювання основ системного підходу на ранніх стадіях проектування ненаселених буксируваних підводних систем, які призначені для дослідження мілководних акваторій.

Задачі, які необхідно розв'язати для досягнення мети:

- встановити основні режими роботи НБПС, які є ключовими для проектних розрахунків її елементів;
- сформулювати основні вимоги до проектування та побудови конкурентоздатних НБПС, призначених для роботи на мілководних акваторіях;
- розробити узагальнену схему проектування НБПС на основі системного підходу та комп'ютерних технологій з урахуванням основних вимог до їх проектування та побудови.

Викладення результатів дослідження.

З досвіду експлуатації можна виділити наступні основні режими її функціонування:

- режим R_{Beg} перевірки працездатності всіх складових НБПС – БПА, КБ, КЛ, СПП та ПЕК; при цьому найбільш складною є перевірка БПА, яка зазвичай виконується екіпажем НБПС); тут виконується повна перевірка працездатності конструкції БПА, а також його енергетичного та інформаційно-керуючого обладнання;
- режим R_{Rel} опускання БПА на воду (виконується за допомогою СПП на стопі СБ або при його прямолінійному русі з мінімальною швидкістю v_{min}; при цьому КЛ попускає кабель-буксир для вільного переміщення БПА за борт СБ);
- режим R_I занурення БПА на задану глибину виконується після досягнення судном-буксирувальником робочої швидкості ходу v_J; при цьому КЛ попускає кабель-буксир для забезпечення заданої довжини, яка змінюється у процесі заглиблення БПА;
- режим R_{JL} прямолінійного руху СБ заданим курсом φ з робочою швидкістю v_J; при цьому БПА може рухатись у режимі стабілізації глибини R_{JLH}, стабілізації висоти над ґрунтом R_{JLA} або у режимі стабілізації руху по заданій плоскій R_{JLP} чи просторовій R_{JLS} траєкторії; при цьому КЛ попускає чи вибирає кабель-буксир відповідно командам ПЕК;
- режим R_A спливання БПА на поверхню реалізується шляхом синфазного відхилення елевонів на відповідний кут спливання; при цьому КЛ вибирає кабель-буксир, щоб не допустити його заплутування чи пошкодження;
- режим R_T підведення БПА до СБ виконується за допомогою КЛ на стопі чи малому ходу СБ;
- режим R_{Rec} підйому БПА на борт СБ виконується за допомогою СПП з одночасним підбиранням вільного КБ кабельною лебідкою;
- режим R_{End} – перевірка технічного стану БПА після виконання підводної місії, здебільшого, аналогічна режиму C_1.

Таким чином, перед проектувальником постає завдання розробки конструкторської документації для БПА, КБ, КЛ, СПП та ПЕК як окремих складових НБПС, які узгоджено функціонують на всій множині режимів:

$$R_{UTUS} = \left\{ R_{Beg}; R_{Rel}; R_I; R_{JL}\left(R_{JLH}, R_{JLA}, R_{JLP}, R_{JLS}\right); R_A; R_T; R_{Rec}; R_{End} \right\}. \quad (1)$$

На наступному етапі проектування необхідно визначити найбільш важкі експлуатаційні режими $R_{UTUS\ Ext}$ з множини (1) для кожної складової НБПС – БПА, КБ, КЛ, СПП та ПЕК. Зазвичай, для БПА та ПЕК – це режими R_I, R_{JL} та R_A, для КБ та КЛ – це режими R_I, R_{JL}, R_A та R_T, для СПП – це режими R_{Rel} та R_{Rec}.

Таким чином, множину режимів $R_{UTUS\ Ext}$ можна записати у вигляді:

$$R_{UTUS\ Ext}=\{R_{TUV\ Ext} \in R_{UTUS};\ R_{TC\ Ext} \in R_{UTUS};\ R_{CW\ Ext} \in R_{UTUS};$$
$$R_{CD\ Ext} \in R_{UTUS};\ R_{PCS\ Ext} \in R_{UTUS}\}. \quad (2)$$

Для режимів множини (2) необхідно визначити попередні технічні характеристики складових НБПС (S, в англомовній літературі – Specifications), які забезпечують роботу кожної зі складових НБПС згідно вимогам ТЗ $S_{UTUS\ TT}$. Зазвичай, попередньо визначені характеристики S_{UTUS0} являють собою масогабаритні, енергетичні та інформаційні дані щодо складових НБПС (БПА, КБ, КЛ, СПП та ПЕК):

$$S_{UTUS0} = \{S_{TUV}; S_{TC}; S_{CW}; S_{CD}; S_{PCS}\}\big|_{R_{UTUS\,Ext}}. \quad (3)$$

Отримана множина технічних характеристик S_{UTUS0} є першою ітерацією етапу ескізного проектування НБПС й утворює основу для подальших ітерацій ескізного проектування складових НБПС у найбільш важких експлуатаційних режимах.

Створення НБПС для мілководдя має виконуватись із додержанням низки вимог, викликаних дією ринкових механізмів та високою конкуренцією на ринку засобів морської робототехніки. До таких вимог можна віднести [6-8]:

- реалізація сучасних підводних технологій, які підвищують ринкову цінність НБПС – високий рівень автоматизації НБПС, виконання робіт за технологією «все за одне занурення» (Simultaneous Location and Mapping, SLAM) тощо (вимога C_{MT});
- скорочені терміни розробки проектної документації на створення НБПС за рахунок застосування сучасних CAD/CAM/CAE-технологій (вимога C_{RT});
- обов'язкова перевірка гідродинаміки (усталених та динамічних процесів руху складових НБПА) за допомогою CFD-пакетів програм [9] (вимога C_{CFD});
- максимально можливе використання вузлів і систем, які є доступними на ринку як комплектуючі для складових НБПС (вимога C_{AP});
- урахування сучасних досягнень у галузях матеріалознавства, електроенергетики, електромеханіки, автоматики, електроніки, інформатики, комп'ютерних технологій проектування та їх швидке використання у проектах НБПС (вимога C_{MA});
- зниження собівартості продукції та можливість швидкого розгортання серійного виробництва НБПС (вимога C_{SP}) шляхом впровадження технології інформаційного моделювання будівництва (в англомовній літературі - Building Information Modeling) [10].

Крім того, до БПА та КБ, як твердого і гнучкого тіл у потоці води, висуваються вимоги забезпечення їх нульової плавучості (вимога C_{ZB}). Це пов'язано з забезпеченням безаварійної експлуатації НБПС на малих глибинах. Таким чином, можна сформулювати наступну множину C_{UTUS} сучасних вимог для проектування конкурентоздатних НБПС:

$$C_{UTUS}=\{C_{MT}; C_{RT}; C_{CFD}; C_{AP}; C_{MA}; C_{SP}; C_{ZB}\}. \quad (4)$$

Множина C_{UTUS} характеризує особливості проектування сучасних НБПА, призначених для роботи на мілководних акваторіях і може бути основою для розробки узагальненої схеми створення НБПС на основі системного підходу.

Сутність застосування системного підходу у проектуванні НБПС полягає у застосуванні рівнянь існування [11] для перевірки можливості виконання вимог ТЗ вже на ранніх стадіях проектування НБПС.

Згідно з цим підходом для кожної складової вводимо у розгляд наступні дві множини матриць, кожна з яких містить технічні характеристики НБПС за конструктивним A, енергетичним P, інформаційним I та експлуатаційним J критеріями:

ET_{UTUS}={ET_{TUV}; ET_{TC}; ET_{CW}; ET_{CD}; ET_{PCS}} – матрицю обмежень ТЗ на конструктивні, енергетичні, інформаційні та експлуатаційні характеристики складових НБПС;

EE_{UTUS}={EE_{TUV}; EE_{TC}; EE_{CW}; EE_{CD}; EE_{PCS}} – матрицю конструктивних, енергетичних, інформаційних та експлуатаційних характеристик складових НБПС, отриманих на поточному етапі проектування.

Кожна складова множини матриць ET представляє собою матрицю-стовпець вимог ТЗ до конструктивних, енергетичних, інформаційних та експлуатаційних характеристик відповідних складових НБПС:

$$ET_{TUV} = \begin{vmatrix} A_{TUV} \\ P_{TUV} \\ I_{TUV} \\ J_{TUV} \end{vmatrix}; ET_{TC} = \begin{vmatrix} A_{TC} \\ P_{TC} \\ I_{TC} \\ J_{TC} \end{vmatrix}; ET_{CW} = \begin{vmatrix} A_{CW} \\ P_{CW} \\ I_{CW} \\ J_{CW} \end{vmatrix}; ET_{CD} = \begin{vmatrix} A_{CD} \\ P_{CD} \\ I_{CD} \\ J_{CD} \end{vmatrix}; ET_{PCS} = \begin{vmatrix} A_{PCS} \\ P_{PCS} \\ I_{PCS} \\ J_{PCS} \end{vmatrix}. \quad (5)$$

Кожна складова множини матриць EE_{UTUS} представляє собою матрицю-стовпець, відповідно, конструктивних, енергетичних, інформаційних та експлуатаційних характеристик відповідних складових НБПС, отриманих на i-й поточній ітерації проектних розрахунків:

$$EE_{TUVi}=\begin{vmatrix}A_{TUVi}\\P_{TUVi}\\I_{TUVi}\\J_{TUVi}\end{vmatrix};\ EE_{TCi}=\begin{vmatrix}A_{TCi}\\P_{TCi}\\I_{TCi}\\J_{TCi}\end{vmatrix};\ EE_{CWi}=\begin{vmatrix}A_{CWi}\\P_{CWi}\\I_{CWi}\\J_{CWi}\end{vmatrix};\ EE_{CDi}=\begin{vmatrix}A_{CDi}\\P_{CDi}\\I_{CDi}\\J_{CDi}\end{vmatrix};\ EE_{PCSi}=\begin{vmatrix}A_{PCSi}\\P_{PCSi}\\I_{PCSi}\\J_{PCSi}\end{vmatrix}. \quad 6)$$

Їх попарне порівняння після кожної ітерації проектних розрахунків дає можливість конструктору визначити рівень відповідності поточних технічних рішень щодо складових НБПС вимогам ТЗ згідно критеріям *A, P, I* та *J*.

Зазначимо, що вказані чотири критерії *{A; P; I; J}* є узагальненими і при розв'язку конкретних проектних задача можуть складатися з декількох локальних критеріїв, які більш детально розкривають вимоги до складових НБПС. Так, на практиці критерій конструктивних характеристик *A*, зазвичай, містить принаймні два локальних критерії – маси *M* та габаритних розмірів *K* чи об'ємів *V* відповідної складової НБПС.

Критерії *P* та *I* дають змогу перевірити, чи можливо створити НБПС, не виходячи за обмеження ТЗ щодо енергетичного та інформаційного обладнання її складових.

Важливим є також четвертий критерій існування *J*, яке дає змогу перевірити можливість побудови НБПС із заданими експлуатаційними характеристиками [12]. До таких характеристик, у першу чергу, відносяться:

для БПА – спроможність занурюватись та рухатись на робочій глибині (локальний критерій J_{TUVH}, метри) і забезпечувати продуктивність СППА при виконанні пошукової підводної місії (локальний критерій J_{TUVQ}, м/с);

для КБ – спроможність живлення БПА електроенергією з максимальною заданою потужністю та якістю P_{TCmax} (локальний критерій J_{TCP}, vatt) та двохстороннього інформаційного обміну з максимальною заданою пропускною здатністю I_{TCmax} каналів інформаційних провідників КБ (локальний критерій J_{TCI}, bit/s), а також забезпечення заданих в ТЗ вимог до сили розриву КБ, мінімального радіусу згинання та максимальної кількості перемотувань КБ (відповідно, локальні критерії J_{TCF}, J_{TCD} та J_{TCN});

для КЛ – спроможність забезпечувати лінійну швидкість вибирання/попускання КБ у заданому діапазоні, який обумовлений режимами роботи $R_{UTUS}=\{R_{Rel};R_I;R_{JL};R_A;R_T;R_{Rec}\}$ (локальний критерій $J_{CW\Lambda}$);

для СПП – спроможність виконувати спуско-піднімальні операції з БПА у заданому діапазоні швидкостей вантажного гаку, який обумовлений режимами роботи $R_{UTUS}=\{R_{Rel};R_{Rec}\}$ (локальний критерій $J_{CD\Lambda}$);

для ПЕК – спроможність забезпечувати енергоживлення БПА, керування режимами його роботи згідно (1) та документування процесів і результатів роботи НБПС (відповідно, локальні критерії J_{PCSE}, J_{PCSI} та J_{PCSD}).

У цілому, система відношень (5)-(6) утворює математичну основу узагальненої схеми проектування НБПС на основі системного підходу. Розглянемо її застосування на ранній стадії проектування БПА проекту «Глайдер».

Узагальнену схему організації робіт з проектування НБПС на основі системного підходу з урахуванням основних вимог (4) до проектування конкурентоздатних НБПС представимо у вигляді наступного алгоритму (рис. 1).

Дамо опис блоків алгоритму в порядку їх нумерації.

Дамо опис блоків алгоритму в порядку їх нумерації.

Блок 1 – аналіз вимог ТЗ на створення НБПС та формування попередніх технічних характеристик її складових $S_{UTUS\ TT}$ у форматі, придатному для подальшої обробки в автоматизованому режимі.

Блок 2 – визначення множини R_{UTUS} значущих режимів функціонування НБПС та формування множини $R_{UTUS\ Ext}$ найбільш важких режимів для кожної її складової. Режими множини $R_{UTUS\ Ext}$ визначають найбільш напружені експлуатаційні режими, в яких мають працювати відповідні складові НБПС.

Блок 3 – перевірка відповідності ТЗ сучасним досягненням підводних технологій. Умова X_1 має наступні предикати:

– x_{11} – звернення до бази даних Db_{MT} сучасних підводних технологій;

– x_{12} – перехід до Блоку 4 для розробки пропозицій на коригування ТЗ з метою впровадження сучасних технологій згідно до вимоги $C_{MT} \in C_{UTUS}$;

– x_{13} – перехід до Блоку 5 за умови використання у проекті сучасних підводних технологій.

Блок 5 – визначення попередніх технічних характеристик S_{UTUS0} складових НБПС, виходячи з вимог ТЗ.

Блок 6 – вибір конструкційних матеріалів, вузлів і систем для складових проекту НБПС, які є у наявності в базі даних Db_{MA} матеріалів та в базі даних Db_{AP} вузлів і систем підводної робототехніки згідно до вимог $C_{MA} \in C_{UTUS}$ та $C_{AP} \in C_{UTUS}$.

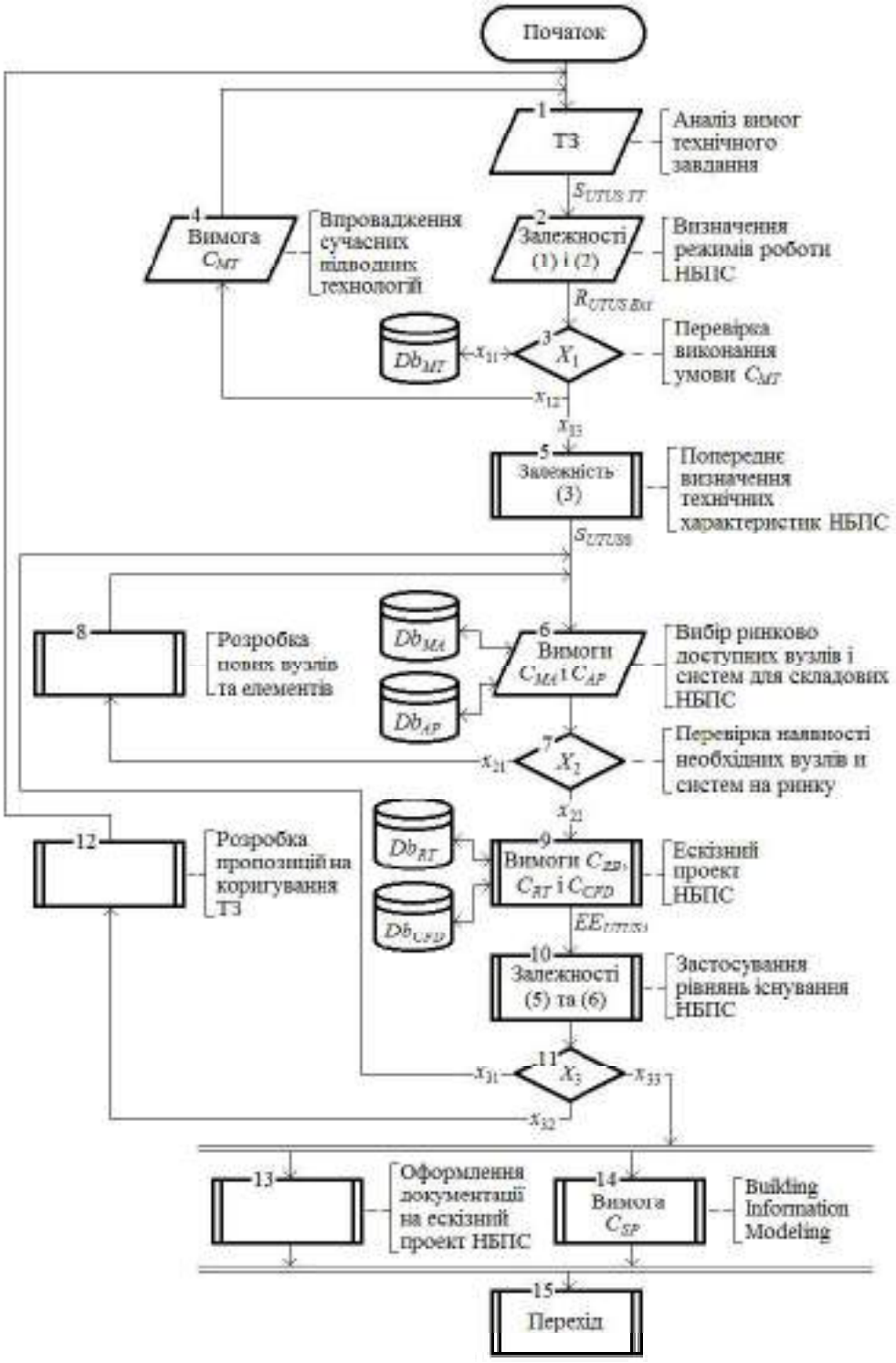


Рисунок 1. Узагальнений алгоритм проектування НБПС

Блок 7 – перевірка наявності необхідних конструкційних матеріалів, вузлів і систем на ринку наукоємної продукції. Умова X_2 має наступні предикати:

– x_{21} – перехід до Блоку 8 формування замовлення на розробку нових матеріалів, вузлів та систем, які відсутні на ринку такої продукції;

– x_{22} – перехід до Блоку 9 у разі наявності необхідної інформації щодо вибраних конструкційних матеріалів, вузлів і систем для проекту НБПС.

Блок 9 – ескізне проектування НБПС із застосуванням вибраних конструкційних матеріалів, вузлів і систем. Принципово важливим тут є обов'язкове використання сучасних CAD/CAM/CAE-технологій проектування (вимога $C_{RT} \in C_{UTUS}$) та CFD-пакетів програм (вимога $C_{RT} \in C_{UTUS}$), які містяться у відповідних базах даних Db_{RT} та Db_{CFD}.

Це обумовлено можливістю вже на ранній стадії проектування отримати достовірні дані про технічні характеристики складових НБПС, у тому числі й у динамічних режимах. Вихідною інформацією Блоку 9 є варіант S_{UTUSi} ескізного проекту НБПС.

Блок 10 – виявлення відхилень конструктивних, енергетичних, інформаційних та експлуатаційних характеристик відповідних складових *i*-го варіанту НБПС від вимог ТЗ шляхом попарних порівнянь матриць-стовпців (5) і (6).

Блок 11 – перевірка відповідності конструктивних, енергетичних, інформаційних та експлуатаційних характеристик відповідних складових *i*-го варіанту НБПС EE_{UTUSi} вимогам ТЗ ET_{UTUS}. Умова X_3 має наступні предикати:

– x_{31} – перехід до Блоку 6 з метою вибору інших матеріалів, вузлів і систем для складових НБПС, які б покращили проектні характеристики *i*-го варіанту системи;

– x_{32} – перехід до Блоку 12 для формування пропозицій щодо зміни вимог ТЗ з-за неможливості реалізації його вимог у повному обсязі;

– x_{33} – перехід до Блоку 13 підготовки документації ескізного проекту НБПС.

Блок 14 – створення інформаційної моделі проекту НБПС, яка включає збір та комплексну обробку конструкторської, технологічної та економічної інформації про створюваний об'єкт підводної техніки.

Блок 15 – перехід до стадії технічного проектування НБПС.

Розроблений узагальнений алгоритм проектування використовує принципи системного підходу у вигляді рівнянь існування НБПС і забезпечує достовірне визначення технічних характеристик проектованої системи вже на ранніх стадіях її розробки.

Висновки. У результаті виконаного дослідження встановлено основні режими роботи НБПС, які є ключовими для проектних розрахунків її елементів, а також надано основні вимоги до проектування та побудови конкурентоздатних НБПС, призначених для роботи на мілководних акваторіях. Розроблено узагальнену схему проектування НБПС, яка використовує системний підхід і передбачає застосування комп'ютерних технологій для достовірного визначення технічних характеристик вже на ранніх стадіях проектування системи з урахуванням основних вимог технічного завдання.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Иконников, И. Б. Подводные буксируемые системы и буи нейтральной плавучести. [Текст] / И. Б. Иконников, В. М. Гаврилов, Г. В. Пузырев // – СПб. : Судостроение, 1993. – 224 с.

2. Динамика подводных буксируемых систем / Поддубный В.И., Шамарин Ю.Е., Черненко Д.А., Астахов Л.С. – СПб: Судостроение, 1995. – 200 с.

3. George Charles Manning. The Theory And Technique Of Ship Design: A Study of the Basic Principles and the Processes Employed in the Design of Ships of all Classes. Literary Licensing, LLC, 2013. – 288 Pages.

4. Гайкович А.И. Теория проектирования водоихмещающих кораблей и судов. В 2-х томах. [Текст] – СПб: Издательство «Моринтех», 2014.

5. Volodymyr Blintsov, Olexandr Klochkov. Generalized Method of Designing Unmanned Remotely Operated Complexes Based on the System Approach – «EUREKA: Physics and Engineering», 2019. – Number 2. – Pages 43-51.

6. H. Strasdat, A.J. Davison, J.M.M. Montiel, and K. Konolige. Double Window Optimisation for Constant Time Visual SLAM. – Accepted for the IEEE International Conference on Computer Vision (ICCV), 2011.

7. 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; за ред. С.С. Рижкова. – Миколаїв: Видавництво НУК, 2011. – 340 с.

8. Van der Auweraer, Herman; Anthonis, Jan; De Bruyne, Stijn; Leuridan, Jan. Virtual engineering at work: the challenges for designing mechatronic products // Engineering with computers. 29 (3): 389-408. — 2012. — DOI:10.1007/s00366-012-0286-6.

9. **Driss**, Zied, **Necib**, Brahim, **Zhang**, Hao-Chun. CFD Techniques and Energy Applications. Springer, 2018. http://www.bookmetrix.com/detail/book/15dfe188-ba05-4dc6-8acd-e5348bda58d3#downloads

10. Karen M. Kensek. Building Information Modeling. 1st Edition. Pocket Architecture: Technical Designes Series. Routledge, 2014. 285 Pages. https://www.amazon.com/Building-Information-Modeling-PocketArchitecture-Kensek/dp/0415717744#reader_0415717744

11. Блінцов В.С., Клочков О.П. Проектні задачі створення безекіпажного самохідного прив'язного підводного комплексу на основі системного підходу. – / В. С. Блінцов, О. П. Клочков // Херсон : Науковий вісник Херсонської державної морської академії, 2018. – №2(19). – С. 4-13.

12. Volodymyr Blintsov, Olexandr Klochkov. Generalized Method of Designing Unmanned Remotely Operated Complexes Based on the System Approach – «EUREKA: Physics and Engineering», 2019. – Number 2. – Pages 43-51.

Kucenko P.S.

Design problems of creation of uninhabited towed underwater systems for research of shallow waters

Annotation: For an uninhabited underwater towing system designed to operate in shallow waters, the basics of a systematic approach for the early stages of its design are formulated. The basic modes of operation of the system are established and the basic requirements for designing using the principles of system approach are formulated. A generalized scheme for designing such a system has been developed.

Keywords: *unmanned towed underwater system, operating modes, system approach, design algorithm.*

Куценко П.С.

Проектные задачи создания необитаемых буксируемых подводных систем для исследования мелководных акваторий

Аннотация. Для необитаемой буксируемой подводной системы, которая предназначена для работы на мелководных акваториях, формулированы основы системного подхода для ранних стадий ее проектирования. Установлены основные режимы работы системы и сформулированы основные требования к проектированию с использованием принципов системного подхода. Разработана обобщенная схема проектирования такой системы.

Ключевые слова: необитаемая буксируемая подводная система, режимы работы, системный подход, алгоритм проектирования.

УДК 656.61.052

УТОЧНЕННЯ ПОНЯТТЯ "ЕФЕКТИВНІСТЬ ЕКСПЛУАТАЦІЇ" БАГАТОЦІЛЬОВОГО СУДНА ДОПОМІЖНОГО ФЛОТУ

Мазур О. М., к.т.н., викладач[1], Обнявко Т. С., викладач[2],
Онищенко О. А., д.т.н., професор[3]
[1, 3] Національний університет "Одеська морська академія"
[2] Військова академія (м. Одеса)
[1, 2, 3] Україна, Одеса
[1]orcid.org/0000-0002-9316-288X,[2] orcid.org/0000-0002-2192-6377,[3] oleganaton@gmail.com

Анотація. *Наведено обґрунтування запропонованого визначення термінологічних понять "ефективність", "експлуатація" і "допоміжний флот/судно" стосовно багатоцільового судна криголамного класу. Визначено,*

що такого класу судна відносяться до типу суден подвійного призначення і тому оцінювання ефективності їх експлуатації є ускладненим і може використатися тільки за допомогою інтегральних показників.

***Ключові слова**: багатоцільове судно; подвійне призначення; інтегральна оцінка; ефективність; експлуатація.*

Вступ. Багатоцільові судна створюються з метою універсалізації застосування у різних кліматичних умовах і обставинах (соціальних, політичних, техногенних й інших) для більш гнучкої та економічної експлуатації, для вирішення різноманітних і нестандартних завдань, коли є гостра нестача часу на проведення спеціальних операцій та у інших обставинах, що ускладнюють застосування вузькоспеціалізованих суден. Багатоцільове судно – судно, певним чином пристосоване для здійснення низки технологічних функцій, які зазвичай виконуються декількома вузькоспеціалізованими суднами.

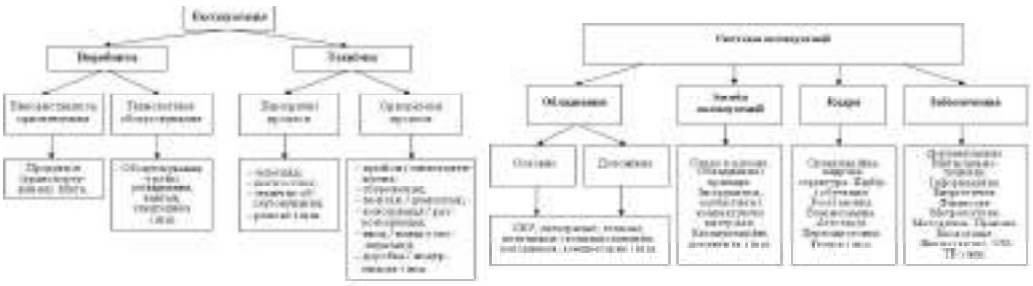
Україна, як морська держава, у сучасних політико-економічних умовах не може дозволити собі побудову у короткий термін часу і при наявних матеріальних ресурсах вузькоспеціалізовані судна. До того-ж, є гострий запит практики сучасного військово-морського флоту України на використання нових спеціалізованих кораблів, а можливості конверсії і реновації існуючих цивільних суден обмежені. Одним з варіантів вирішення означеної проблеми виконання спеціальних операцій у внутрішніх територіальних водах України, у тому числі – у період зимової навігації та за умови забезпечення безпеки судноплавства, є проектування, створення і використання високоефективних багатоцільових суден допоміжного флоту (БСДФ) криголамного класу (КК), що можливо здійснити з урахуванням основних етапів його життєвого циклу (ЖЦ).

Таким чином можна стверджувати, що створення концепції проектування, синтезу конструкції, побудови та подальшого ефективно-керованого і експлуатованого, з попереднім науковим техніко-економічним обґрунтуванням необхідних тактико-технічних характеристик (ТТХ) та з урахуванням життєвого циклу, БСДФ криголамного класу, є актуальним науково-технічним завданням для сучасного допоміжного флоту України. Але для практичної реалізації визначеного напрямку необхідно попередньо виключити неоднозначності у трактуванні основних термінологічних понять, що використаються у дослідженні. Саме це і є ціллю даної роботи.

Основна частина. Головні цілі будь-якої виробничої системи загального призначення взаємопов'язані і містять дві складові: перша – отримати від системи (підприємства) максимально можливий прибуток, і друга складова – стабільність отримання цього прибутку. У [1, 2] показано, що досягнення цих цілей залежить від: *а*) ступеня досконалості самої виробничої системи або підприємства; *б*) організаційної системи її експлуатації.

Згідно ГОСТ 25866-83, "Експлуатація – стадія життєвого циклу обладнання (рис. 1, *а*), на якій реалізується його призначення, підтримується і відновлюється його якість. Експлуатація включає у себе використання за призначенням, транспортування, зберігання, технічне обслуговування та ремонт". Ефективна реалізація функцій експлуатації морського судна досягається у певному організаційно-технічному середовищі (системі). Така, найбільш загальна, система експлуатації (рис. 1, *б*) являє собою сукупність технічних об'єктів і засобів експлуатації, організаційних структур і ресурсів, необхідних і достатніх для досягнення мети функціонування при заданих умовах експлуатації. Безумовно, що у рамках наведених на рис. 1 структурних схем можна виробити детальну декомпозицію окремих її елементів.

Очевидно, що ступінь досконалості будь-якої виробничої системи залежить, у першу чергу, від проектних рішень, прийнятих на найперших етапах її проектування – на рівні аван-проекту (тобто, концепції створення).



а) б)

Рис. 1. Загальна структура експлуатації і системи експлуатації судна

Для оптимізації (фінансової, часової, функціональної) процесів проектування, створення нового судна, експлуатації, ремонту та утилізації необхідно застосування спеціальних методик, а також показників і критеріїв (технічних, економічних, інтегральних). Показники і критерії повинні дозволяти оцінювати ступінь досконалості об'єктів або реалізованих процесів (у тому числі – експлуатаційних). Одна з універсальних і загальноприйнятих оцінок – оцінка ККД (коефіцієнт корисної дії), що показує, яка частина з усіх витрат (використання) перетворена у корисний (цільовий) ефект.

Основною метою експлуатації цивільного судна є фінансовий результат $C_Ц$ [2]:

$$C_Ц = C_{Pe} \cdot P_E - (C_У \cdot E_У + C_T \cdot E_T + C_P \cdot E_P + C_V \cdot \Delta V),$$

де C_{Pe}, $C_У$, C_T, C_P, C_V – вартісні вимірники, відповідно, транспортної роботи, потоків енергії, технічного потенціалу; $C_{Pe} \cdot P_E$ – доходи від транспортної роботи; $C_У \cdot E_У$ – витрати на управління, у тому числі на утримання особового складу; $C_T \cdot E_T$ – витрати на паливо і мастильні матеріали; $C_P \cdot E_P$ – витрати на ремонт; $C_V \cdot \Delta V$ – амортизаційні відрахування (витрати на відновлення технічного потенціалу). А у якості цільової функції можна прийняти функцію:

$$F_ц = \Sigma\,(Д_{чі} \times T_{ei}) \,/\, \Sigma(R_i \times n_i),$$

де $Д_{чі}$ – чиста вантажопідйомність судна, т; T_{ei} – експлуатаційний період, доб; R_i – сумарні витрати на технічну експлуатацію (ТЕ), грн; n_i – кількість членів екіпажів суден, експлуатаційних працівників, середня кількість працівників судноремонтних заводів.

Щоб функція прагнула до максимуму ($F_ц \rightarrow max$) потрібно щоб T_{ei} збільшувався, а R_i зменшувався. Однак це неможливо без оцінки і прогнозування технічного стану (ТС) суден і суднових технічних засобів (СТЗ). У зв'язку з природним старінням суден потреби у ремонті можна знизити шляхом ефективної і грамотної експлуатації, підтримки на заданому рівні ТС, підвищенням ефективності роботи берегових баз технічного обслуговування (ТО).

Таким чином, підвищення ефективності експлуатації судна цивільного призначення укладено у знаходженні способів збільшення цільової функції $F_ц$. Тобто, за рахунок оптимізації співвідношення її показників (ціни транспортної роботи, витрат на особовий склад, паливо, ремонт без погіршення ТС) необхідно отримати від експлуатації найбільший фінансовий результат.

Для різних транспортних систем застосовується поняття "ефективність". Зазвичай, під ефективністю розуміється "інтегральна властивість цілеспрямованого процесу функціонування агрегату, системи, пристрою, механізму, устаткування і так далі, що характеризує ступінь його пристосованості до виконання головної мети з урахуванням витрат ресурсів (матеріальних, часових)" [3, 4-6]. Для транспортного морського судна цивільного призначення врахуємо наступне [3, 2, 5, 6].

1. Необхідно прийняти, що термін "ефективність" відноситься до цілеспрямованого процесу використання судна, як виробничої системи, а не до судна, як до об'єкта (системи). Тобто "ефективний процес" є об'єднана загальним задумом і єдиною метою, узгоджена і цілеспрямована сукупність дій. І, якщо оцінювати ефективність експлуатації морського судна, то необхідно однозначно сформулювати головну мету, яку необхідно досягти.

2. Ефективність процесу (результати), визначаються досконалістю обладнання, умовами функціонування, наприклад, метеорологічними, досконалістю використання наявних ресурсів. При оцінці ефективності проведення процесу вкрай важливо, якою ціною і за який часовий інтервал буде досягнута мета, якою ціною буде отриманий цільової ефект, і саме витрата ресурсів зумовить спосіб здійснення процесу.

3. Результуюча ефективність цілеспрямованої діяльності складної технічної системи (СТС), якою є сучасне морське судно, визначається якістю рішень, що приймаються не тільки на рівні управління, а й закладаються на концептуальному рівні її проектування. Різні показники (технологічності, матеріало- і ресурсоємності, енергетичної досконалості, екологічності, результативності, оперативності, досконалості ТО і Р, патентної чистоти і інші) входять у поняття ефективності і містять приватні показники.

4. При оцінюванні проекту судна, процесів його будівництва, ефективності експлуатації, ремонту, обслуговування та інших необхідно проводити первинну оцінку. Така первинна оцінка проводиться за допомогою спрощених критеріїв, що інтегрально характеризують певну сторону процесу (етапу експлуатації, конструктивно-технологічних та інших проектних рішень). За допомогою такої первинної оцінки виділяють всі істотні, що найбільш впливають на кінцевий результат, фактори. Далі застосовують оцінки і критерії для більш детальних властивостей всіх виділених істотних чинників [3, 6].

Поширені традиційні критерії, за допомогою яких проводиться оцінка ефективності: *а*) питомі витрати на одиницю продукції і питомі трудовитрати; *б*) питома вартість машино-години функціонування обладнання; *в*) коефіцієнти готовності і використання обладнання; *г*) напрацювання на відмову. Однак традиційні критерії достовірні тільки при застосуванні їх вже на стадії дослідної експлуатації або на завершальній стадії проектування.

Один із загальноприйнятих критеріїв – критерій "загальної ефективності обладнання" (ЗЕО, *Overall Equipment Effectiveness – OEE*) [www.oee.com]. Критерій враховує готовність обладнання та втрати від простою; продуктивність обладнання і втрати від зниження швидкості виробництва; якість продукції і втрати від зниження якості. Поганий показник за критерієм *OEE* – менше 65%, задовільний – 65 ... 75 %, добрий – 75 % і вище. При оцінках за допомогою *OEE*, необхідно враховувати ціну досягнення мети, а також те, що для прийняття коректних управлінських або проектних рішень завжди апріорна інформація, яка необхідна для розрахунків показників, повинна бути достовірною (верифікованою) і повною. Саме тому необхідно додаткове порівняння вартості можливих заходів і вигоди від їх реалізації, яке на стадії аван-проектування можливо тільки за допомогою експертних оцінок [3, 7, 6, 8-10].

Таким чином, визначення ефективності експлуатації судна з практичної точки зору має цінність тільки при комплексному проведенні оцінок, аналізі та синтезі. Можна стверджувати, що оцінка і аналіз ефективності експлуатації, як процесу, це ідентифікація значень інтегральних показників ефективності і впливаючих на величину його параметрів. Оцінка і аналіз є основною частиною, наприклад, при вирішенні прямої задачі несуперечливого проектування судна [11-13].

Синтез ефективного процесу експлуатації – зворотна задача, яка полягає у відборі значень керованих параметрів, які гарантовано забезпечують необхідне значення інтегрального показника ефективності проведення процесу. Тільки при синергетичному (системному) підході до оцінки ефективності експлуатації судна можливі обґрунтування для проектування, створення і/або придбання нового судна (системи, її складових), обґрунтування для вибору способу застосування (при реновації, модернізації) існуючого судна для досягнення сформульованої мети.

Регістрова книга Регістра судноплавства України (РСУ) містить перелік суден, які мають бути класифіковані або повинні мати конвенційні документи: "....судна довжиною більше 24 метрів, незалежно від типу та призначення, пасажирські судна, криголами, буксири, штовхачі, плавучі крани, судна технічного флоту, судна спецпризначення, судна, призначенні для перевезення небезпечних вантажів незалежно від їх довжини" [http://www.shipregister.ua/pdf/reg-ships.pdf].

Уточнимо, саме що у сучасній термінології мається на увазі у понятті "допоміжний флот". За визначенням [14], "Допоміжний флот – складова частина ВМФ, яка організаційно складається із з'єднань і частин морських і рейдових суден забезпечення, суден спеціального призначення. Допоміжний флот призначений для забезпечення бойової і повсякденної діяльності кораблів і берегових частин ВМФ". Судно забезпечення (синонім – допоміжне судно) входить до складу ВМФ (ВМС) – військово-морське або рейдове судно, призначенням якого є забезпечення діяльності сил флоту у воєнний і мирний час. Судна допоміжного флоту можуть бути спеціальної будівлі або переобладнаними з інших кораблів або суден (конверсія, реновація). Морські судна допоміжного флоту діляться на: *а*) судна забезпечення бойової підготовки, випробувань зброї і техніки; *б*) судна медичного забезпечення, радіаційної безпеки та хімічного захисту; *в*) судна навігаційного і гідрографічного забезпечення; *г*) транспортні судна забезпечення; *д*) судна аварійно-рятувального забезпечення; *е*) судна технічного забезпечення; *ж*) судна забезпечення базування кораблів і обладнання театрів бойових дій.

Судна забезпечення базування кораблів і обладнання театрів бойових дій призначені для забезпечення зв'язком та постачання маневрених пунктів базування, проводки кораблів і суден у льодах, прокладки підводних кабелів, трас, буксирування, конвоювання, супроводу, установки боних загород і виконання безлічі інших спеціалізованих завдань. До таких суден належать: судна зв'язку, криголами, кабельні судна, морські буксири та інші.

Основним завданням дослідження є розробка теоретичних передумов для створення високоефективного при багатоцільовий експлуатації на внутрішніх водах України судна допоміжного флоту. Зрозуміло, що по суті це може бути тільки судно подвійного призначення (ПП), що забезпечує вирішення специфічних завдань як цивільного, так і військового флотів України. У цьому випадку слід врахувати, що ефективна комерційна експлуатація судна і ефективна бойова експлуатація істотно розрізняються. Саме тому потрібно розглянути поняття і "бойової ефективності".

Бойова ефективність (БЕ) – узагальнююча характеристика озброєння і військової техніки (ОВТ), з її допомогою оцінюють ступінь відповідності ОВТ функціональним призначенням і цілям, поставленим при створенні.

Можна зробити висновок, що оцінювання переваг і недоліків ОВТ проводиться за допомогою критеріїв порівняння. Їх використання на етапі аван-проекту, на етапі розробки технічного завдання забезпечить: *а*) відповідність економічним обмеженням і вимогам держави, *б*) мінімізацію і раціональне використання (експлуатацію)

виділених цільових ресурсів, *в*) високий рівень ефективності, узгодження можливостей ОВТ зі стратегічними цілями модернізації і вдосконалення Збройних сил України (ЗСУ).

Теоретично, ЗСУ повинні використовувати тільки такі ОВТ, які у рамках свого життєвого циклу задовольняють основному критерію "*Ефективність – Час – Вартість*". Сутність критерію очевидна – внесок при експлуатації зразка ОВТ у збитках, що наносяться противнику, або відвернений собі, повинен бути виправданий не тільки тактично, але й економічно. Це і є основний принцип ефективної експлуатації, і саме у цьому полягає головна домінанта функціонування ЗСУ в умовах підготовки або проведення звичайного (без'ядерного) збройного конфлікту. І саме це є головним протиріччям теоретичного обґрунтування конструкції та ефективної експлуатації БСДФ КК.

При виборі і обґрунтуванні конструкції та призначення судна допоміжного флоту у існуючих умовах обмежень (фінансових, часових, технологічних, нормативно-правових, політичних) необхідно прогнозувати його внесок: *а*) у наявний потенціал флотів; *б*) ціну реалізації проекту; *в*) ключові характеристики; *г*) часовий чинник; *д*) суб'єктивну складову.

Розширений аналіз властивостей нових і перспективних ОВТ використовує показники ефективності, вартості і можливостей експлуатації, але основою визначення чисельних значень показників є процес моделювання бойових дій у типових ситуаціях [15-17]. Особливий вплив на ефективність складного багатоцільового ОВТ надає фактор морального старіння – саме на етапах проектування необхідно закладати такі властивості і характеристики, які до моменту початку експлуатації будуть актуальні. В умовах безперервного вдосконалення противником засобів ОВТ (ППО, зв'язок, радіоелектронні та кіберзасоби боротьби, логістики, управління та інші) затримка з прийняттям на озброєння нового ОВТ бойова ефективність нових систем буде різко знижена. При цьому необхідно використати і приватні показники оцінки бойової ефективності: *а*) ймовірність виконання бойового завдання при діях сил флоту; *б*) ймовірність ураження типовий цілі; *в*) середнє значення (математичне очікування) ефективного виконання завдання і т. д.

Висновки. На основі уточнення понять "ефективність" та "судно допоміжного флоту, аналізу принципів експлуатації суден допоміжного флоту можна прийняти наступне.

1. Визначення поняття "ефективності експлуатації" БСДФ з практичної точки зору має цінність тільки при комплексному проведенні оцінок одночасно з позицій комерційної і військової експлуатації судна.

2. Оцінка і аналіз ефективності експлуатації, як процесу, являє собою ідентифікацію значень інтегральних показників ефективності і є основною частиною, при вирішенні прямої задачі несуперечливого проектування судна.

3. Очікувані перспективні показники комерційної і бойової ефективності повинні бути сформульовані вже на етапі аван-проекту створення судна, що є основою для його подальшого проектування.

ЛІТЕРАТУРА

1. Голіков В. В., Онищенко О. А. (2017*). Розвиток сучасної теорії і практики технічної експлуатації морського і річкового флоту: концепції, методи, технології.* Суднові енергетичні установки, 37, 13–27.

2. Логишев И. В., Онищенко О. А. (2016). *Управление технической эксплуатацией флота.* Учебник. Одесса: Феникс, 232.

3. Mazur O., Onishchenko O. (2016). *Decision support system in assessing technical design and tender purchase.* Збірник наукових праць Військової академії. Одеса. 1(5), 91–99.

4. Захарченко В. І., Корсікова Н. М., Меркулов М. М. (2012). *Інноваційний менеджмент: теорія і практика в умовах трансформації економіки:* навч. посібн.: Центр учбової літератури, 448.

5. Зайцев Н. Л. (2008). *Экономика, организация и управление предприятием*: уч. пос. – 2–е изд., доп. – М.: Инфра–М, 455.

6. Обнявко Т. С., Онищенко О. А. (2014). Визначення ефективності тендерних проектів у військовій економіці методами економетрики. *Науковий вісник Херсонського державного університету. Серія* "*Економічні науки*", 9.(Ч. 2), 212–218.

7. Мазур О. М, Голіков В. В., Обнявко Т. С. (2017). *Особливості проекту багатоцільового судна подвійного призначення льодового класу, призначених для функціонування у територіальних водах України, VIII Міжн. наук.–практ. конф. "Сучасні підходи до високоефективного використання засобів транспорту"*, Ізмаїл: МОНУ, ДІ НУ "ОМА", НУ "ОМА", 162–166.

8. Шибаева Н. О., Вычужанин В. В., Рудниченко Н. Д., Шибаев Д. С. (2018). *Разработка интеллектуальной системы поддержки принятия решений по управлению логистическими транспортными*

процессами. Актуальные проблемы автотранспортного комплекса Межвузовский сборник научных статей (с международным участием). Самара ГТУ, 168–175

9. Коновалов С. Н., Вычужанин В. В. (2017). *Применение гибридных экспертных систем для прогнозирования технического состояния сложных систем.* Актуальные проблемы автотранспортного комплекса: межвуз. сб. науч. статей (с междунар. участием). Самара: ГТУ, 95–101.

10. Вычужанин А. В., Вычужанин В. В., Коновалов С. Н. (2016). *Разработка автоматизированной системы экспертной базы знаний , Materials of the Vth Intern. Sc. – Pract. Conf.* "*Information Control Systems and Technologies*". *20th – 22th September, 2016,* Odessa, 213–216.

11. Храмушин В. Н. (2015). *Целевое непротиворечивое проектирование кораблей и судов для штормовых и ледовых условий Дальнего Востока Росси, Международный симпозиум* "*Наука. Инновации. Техника и технологии: проблемы, достижения и перспективы*" *12–16 мая 2015*. Комсомольск–на–Амуре, 24–29.

12. Огай С. А. (2018). *Методологические подходы для определения оптимальных проектных характеристик многоцелевого судна ледового плавании.* Дис. д–ра техн. наук. ФГБОУ ВО Морской государственный университет им. адм.Невельского . Г. И. , 440.

13. Храмушин В. Н. (2010). *Поисковые решения и инженерные подходы в проектировании и оптимизации формы корпуса и общекорабельной архитектуры корабля* , Мореходство и морские науки–2009: Избр. докл. 2–й Сахалинской региональной морской науч.–техн. конф. (23.09.2009), (под ред.) Храмушина В. Н. – Южно–Сахалинск: СахГУ, 49–72.

14. Наказ Міністра оборони України № 231 (від 28.04.2006). "Положення про класифікацію корабельного складу ВМС Збройних сил України".

15. Чобиток В. А. (1984). *Оценка боевой эффективности и технического совершенства вооружения и военной техники:* уч. пособ. (под ред.) Чобиток В. А. К.: КВТИУ, 58.

16. Обнявко Т. С. (2016). Концепції визначення оцінок еколого–економічної ефективності функціонування воєнної економіки. *Вісник Одеського національного університету ім. І. І. Мечнікова. Серія "Економіка".* Том 21, Випуск 6(48), 62–66.

17. Короленко В. А., Синявский В. К., Гочиев Н. Х. Моделирование боевых действий, как основной инструмент принятия обоснованных решений. Режим доступа: https://docplayer.ru/47514101–Modelirovanie–boevyh–deystviy–kak–osnovnoy–instrument–prinyatiya–obosnovannyh–resheniy.html.

УТОЧНЕНИЕ ПОНЯТИЯ "ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЭКСПЛУАТАЦИИ" МНОГОЦЕЛЕВОГО СУДНА ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ФЛОТА.

Мазур О. Н., к.т.н., преподаватель[1], Обнявко Т. С. преподаватель[2], Онищенко О. А., д.т.н., профессор[3]

Аннотация. *Приведено обоснование предложенного определения терминологических понятий "эффективность", "эксплуатация" и "вспомогательный флот / судно" относительно многоцелевого судна ледокольного класса. Определено, что суда такого класса относятся к типу судов двойного назначения и поэтому оценка эффективности их эксплуатации затруднена и может выполняться только с помощью интегральных показателей.*

Ключевые слова: *многоцелевое судно; двойное назначение; интегральная оценка; эффективность; эксплуатация.*

CONCEPT CLARIFICATION OF "OPERATIONAL EFFICIENCY" OF A MULTIPURPOSE VESSEL OF THE AUXILIARY FLEET

Mazur O. M. Ph.D., lecturer, Obnyavko T.S., lecturer Onishchenko O. A., Dr.Tech.Sc., Professor

Annotation. *The substantiation of the proposed definition of the terminological concepts such as "efficiency", "operation" and "auxiliary fleet / vessel" with respect to a multi-purpose vessel of icebreaking class is given. It was determined that such a class of vessel belongs to the type of dual-use vessels and therefore the evaluation of the effectiveness of their operation is difficult and can only be used with integral indicators.*

Keywords: *multipurpose vessel; dual purpose; integral estimate; efficiency; operation.*

УДК 629.5.01

ПРИМЕНЕНИЕ МНОГОДИСЦИПЛИНАРНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ В ЗАДАЧАХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СУДОВ

Дун Синьшо. К.т.н, старший преподаватель
Университет науки и технологии Цзянсу
Китай, город Чжэньцзян
michael3123@yandex.ru,

Аннотация. *В работе представлена новая методология проектирования сложных инженерных систем - многодисциплинарное оптимальное проектирование. Обоснована возможность её применения в области проектирования судов.*
Ключевые слова*: многодисциплинарное оптимальное проектирование, теория проектирования судов, развязывание*

Сложные системы, как правило, представлены как большое количество параметров, динамических сред, сильно связанных между собой характеристик подсистем и потребностей нескольких критериев проектирования. В конце прошлого века специалисты в области авиастроения разработали некоторые методы анализа и проектирования сложных инженерных систем на начальных стадиях их проектирования. Эти методы постепенно расширяются и, наконец, становятся новой теорией, которая сегодня называется Многодисциплинарным оптимальным проектированием (МОП, Multidisciplinary Design Optimization, MDO). Основное отличие от традиционной теории оптимизации заключается в том, что МОП позволяет:

– разделять проектирование сложной системы на дисциплины, при этом специалисты различных областей могут только работать со своей дисциплиной и решать локальные задачи оптимизации. Главный проектант может на верхнем уровне путем координации формулировать глобальную задачу оптимизации. В этом случае легко добавлять или убирать дисциплины.

– использовать различные подходы к анализу каждой дисциплины: CAD - CAE программы, аппроксимационные формулы и т.д., в зависимости от уровня анализа соответствующей дисциплины.

– учитывать взаимосвязи параметров из разных дисциплин. Например, какой-нибудь параметр A находится в разных дисциплинах как искомая независимая переменная. Очевидно, если в этих дисциплинах экстремумы отыскиваются параллельно, то величины A будут разными.

Обзор теории МОП. Теория МОП может делиться на пять частей [1,2]:

1. Разделение дисциплин.

В теории МОП дисциплина отличается от ее традиционного значения, дисциплина означает модуль системного анализа, а не реальную дисциплину. Также подсистему следует отличать от дисциплины, подсистема МОП содержит одну дисциплину или несколько дисциплин. С целью ускорения процесса оптимизации на верхнем уровне, при разделении подсистем и дисциплин мы всегда стараемся включать те дисциплины, между которыми существует относительно большое количество взаимосвязей в одну подсистему.

2. Аппроксимация и планирование эксперимента.

Различные CAE программы широко применяются при решении инженерных задачах, однако из-за большой трудоёмкости и технических ограничений почти невозможно включать CAE программы в процесс оптимизации. Традиционные регрессионные формулы, которые получаются на основе обработки статистических данных, иногда приводят к существенным погрешностям.

В многодисциплинарной оптимизации часто используется теория аппроксимации при запуске процесса оптимизации. Например, аппроксимационные модели могут получаться с использованием методологии поверхности отклика и планирования эксперимента.

3. Алгоритм МОП.

Алгоритмы имеют ключевое значение в теории многодисциплинарной оптимизации. Алгоритмы МОП могут рассматриваться как организационная форма подсистем и способ обработки связанных переменных между подсистемами. Развязыванием (устранением связей) является главная идея большинства алгоритмов МОП.

4. Алгоритм оптимизации.

В конечном счете, задача МОП является задачей оптимизации. Алгоритмы оптимизации являются базовыми модулями МОП. Исследования алгоритмов оптимизации в основном выполняются математическими экспертами. В последние годы уже разработано множество алгоритмов оптимизации, и большинство из них реализованы в рамках МОП.

5. Платформа программных обеспечений

На сегодняшний день существуют несколько специальных коммерческих программных обеспечений для реализации многодисциплинарной оптимизации, такие как Isight, Model Center и т.д. Кроме того, коллектив проектантов смогут разрабатывать свою платформу для реализации МОП.

По сравнению с авиастроением, в области судостроения проектанты только с недавних времен начали оформлять проекты с использованием многодисциплинарного оптимального проектирования. Например, в работе [3] Charles D. и Mc Allister применили теорию МОП в разработке подводного аппарата, в которой были разделены пять подсистем: навигация и контроль, нагрузка, энергетическая установка, механизмы и ходкость. В работе [4] Feng Baiwei совершил оптимизацию судовой поверхности с учётом гидродинамических характеристик судна на основе теории МОП.

Выводы. Многодисциплинарное оптимальное проектирование – методология проектирования сложных систем, в процесс разработки проектов учитываются связи между несколькими дисциплинами. Оно позволяет повышать точность расчётов на ранних стадиях проектирования и снизить риск получения неконкурентоспособных проектов, особенно пригодно для исследования таких сложных инженерных сооружений, как судов.

REFERENCES

[1] Sobieszczanski -Sobieski J, Haftka R T. Multidisciplinary aerospace design optimization: Survey of recent developments[C] // 34th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. Reno, Nevada, AIAA Paper No.96-0711, 1996. 32.

[2] Balling R J, Sobieszczanski-Sobieski J. Optimization of coupled systems: A critical overview of approaches[J]. AIAA Jour¬nal, 1996, 36(1): 6-17.

[3] McAllister, C. D., Simpson, T. W., Kurtz, P. H. and Yukish, M., 2002. Multidisciplinary design optimization testbed based on autonomous underwater vehicle design, Proceedings of 9th AIAA/ISSMO Symposium on Multidisciplinary Analysis and Optimization, Atlanta, Georgia, AIAA2002-5630.

[4] Feng Baiwei. The Comprehensive optimization research of the ship hydrodynamic performance based on MDO. A Dissertation for the Degree of D. Eng. 2011. Wuhan University of Technology [in Chinese].

Dong Xinshuo

Title of the report: Application of Multidisciplinary Design Optimization in ship design

Text of the annotation*. The paper presents a new methodology for the design of complex engineering systems - multidisciplinary optimal design, analyzes the possibility of its application in the field of ship design.*

Keywords: *multidisciplinary optimal design, ship design theory, decoupling*

Дун Синьшо

Застосування багатодисциплінарної оптимізації в завданнях проектування суден.

Аннотація. У роботі представлена нова методологія проектування складних інженерних систем - багатодисциплінарне оптимальне проектування. Обгрунтована можливість її застосування в області проектування суден.

Ключові слова. Багатодисциплінарне оптимальне проектування, теорія проектування суден, розв'язування.

УДК 629.5.01

АНАЛІЗ СТАНУ ФЛОТУ СУДЕН ЗМІШАНОГО ПЛАВАННЯ

Єгоров Геннадій Вячеславович, д.т.н., проф., генеральний директор[1]

[1] *Морське Інженерне Бюро*

[1] Україна, Одеса

[1] egorov@meb.com.ua

Анотація. *Виконане аналіз торгівельного флоту суден, що працюють із вітчизняних портів. Уточнений прогноз по списанню цих суден на травень 2019 року. Оцінені перспективи досліджуваного ринку, наведені дані по сучасним суднам, побудованим в XXI столітті. Дані рекомендації з будівництва нових суден.*

***Ключові слова**: судно змішаного плавання; коастер; списання; прогноз; нові концепти.*

Основу торгового флота, работающего с грузовой базой постсоветских стран, 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 8 тысяч тонн (их часто называют коастерами).

При проведении анализа такого флота следует четко понимать, что главным его признаком является именно грузовая база, так как флаг у судна в данный конкретный момент может быть самым разным, часто в зависимости от того грузопотока, на который его нацеливает частный судовладелец. Если необходимо будет работать с речных портов, то флаг будет украинский или российский, если с морских портов (включая Херсон, Николаев, Ростов-на-Дону, Санкт-Петербург, Архангельск, Астрахань и другие де-факто по путевым условиям речные, но юридически – морские порты) – возможны самые различные варианты.

Кроме того, если еще не так давно речь шла, как правило, о т.н. «советских» сериях судов, сданных в эксплуатацию до 2000 года, то сейчас заметную роль играют как новые суда этого типа, специально построенные под путевые условия, так и приобретенные на рынке (как правило, это суда с достаточно большими осадками – 5 метров и больше). Причем и те и другие построены в XXI веке.

Автором были уточнены (по данным на май 2019 года) тенденции в изменении состава существующего сухогрузного и танкерного флота, с учетом значительного роста интереса к первому и заметному снижению объемов перевозок вторым и уточнить соответствующие прогнозы, ранее сделанные Бюро в [1], на 2025-2030 годы.

В итоге, из 2206 построенных с 1956 по 2000 год грузовых самоходных судов смешанного, внутреннего и ограниченного морского плавания самых известных «советских» серий на май 2019 года (см. рисунок 1) работает 1115 единиц со средним возрастом 39,2 года (из них с флагом России – 925). В отстое 210 судов со средним возрастом 41,7 лет (потенциальные объекты на списание).

Безусловно, лицо сегодняшнего флота водного транспорта определяют не только «советские» серии судов [2]. Сегодня мы имеем дело примерно с 1554 грузовыми судами, из них «старых» 72%, остальные же 28% построены в XXI веке [3].

За первые 19 лет нового века было построено (или куплено с рынка) 439 грузовых судна смешанного, внутреннего и морского ограниченного района плавания (в среднем по 23 судна в год).

Интересно отметить, что чуть более 10% приобретены (а не специально заказаны под наши путевые условия) – это 45 судов (25 сухогрузов и 20 танкеров), причем китайской постройки 21 судно, турецкой – 12, голландской – 5, болгарской – 4, немецкой – 2, польской – 1. Данные приведены без учета специально построенных в Китае для СЗП коастеров концепта DCV36 (10 судов) и ряда подобных проектов.

Среди новых судов – 232 танкера и комбинированных судна и 207 сухогрузов. В постройке на разных стадиях находятся еще 59 судов, в том числе 48 сухогрузов и 11 танкеров. Танкера составили 53% от общего количества сданных заказов и 19% от находящихся в постройке. Сухогрузы – 47% и 81% соответственно.

Рисунок 1. Количество утилизированных судов по всем проектам с распределением по годам

Из 1727 построенных с 1956 по 1999 год сухогрузных судов смешанного, внутреннего и ограниченного морского плавания самых известных серий на сегодня списано 738 судов (43%) – если посмотреть на графики списания, то четко видно, что как раз списывались в основном сухогрузы, а не танкера. Потеряно в катастрофах 94 (12%) со средним возрастом 31,1 года (теряем достаточно старые суда, что косвенно отражает факт влияния возраста). Утилизировано 644 со средним возрастом сдачи на металлом 36,1 года, причем 337 (52%) при этом имели флаг не России.

Из старых в работе 855 единиц со средним возрастом 39,3 лет (из них с флагом России – 640). В отстое 134 судна со средним возрастом 42,8 года.

Используя результаты из статьи [1], был сделан прогноз на 2025 год – 546 сухогрузов старых типов, на 2030 год – 201 судно (см. таблицу 1).

Таблица 1. Прогноз выбытия сухогрузных судов смешанного река-море плавания «классических» проектов на май 2019 года

Проект	Прогнозируемый год выбытия серии	Количество действующих судов на 2019 г, ед.	Прогноз количества судов на 2025 г, ед.	Прогноз количества судов на 2030 г, ед.
Балтийский (пр. 613, 620)	2027	8	2	0
Балтийский (пр. 781, 781Э)	2021	5	0	0
Балтийский (пр. 16290, 16291)	2034	10	7	4
Амур (пр. 92-040)	2032	32	25	5
Василий Шукшин (пр. 1588)	2021	3	0	0
Волга (пр. 19610, 19611)	2036	43	35	27
Волго-Балт (пр. 791)	2020	3	0	0
Волго-Балт (пр. 2-95А/R)	2030	86	55	4
Волго-Дон (пр. 507А, 507Б)	2031	53	34	8
Волго-Дон (пр. 1565)	2034	81	61	31
Волжский (пр. 05074)	2036	46	40	27
Иван Щепетов (пр. 16510)	2035	3	3	2
Калининград (пр. 21-88, 21-89)	2026	53	29	4
Кишинев (пр. 1572)	2023	3	0	0
Ладога (пр. 285, 289, 787)	2025	8	3	0
Невский (пр. Р-32, Р-32А, Р-32К)	2035	36	30	18
Омский (пр. 1743, 1743.1)	2032	116	86	40
Морской (пр. 1814двт, 1810двт)	2019	0	0	0
Рефрижератор (пр. 037)	2020	1	0	0
Сибирский (пр. 292, 0225)	2031	30	25	7
Славутич (пр. Д-080, Д-080МК)	2025	7	3	0
Сормовский (пр. 1557)	2027	50	18	0
Сормовский (пр. 488)	2033	33	25	17
СТК (пр. 326, 326.1)	2029	38	16	0
СТ (пр. 191, 19620, 19621, Р-168)	2030	42	19	3
Финский (пр. 1000)	2030	14	10	4
Шестая пятилетка (пр. 576)	2027	51	20	0
Всего по сухогрузам		**855**	**546**	**201**

Интерес представляют сухогрузных суда «Волго-Дон / Днепро макс класса» (проектов 507, 1565, 05074, 19610). Из исследованных 337 построенных до 1999 года судов этих проекта на сегодня списано 80 судов (24%, что заметно меньше, чем в среднем по сухогрузным судам). Потеряно в катастрофах 11 (14%) со средним возрастом 28,5 лет. Утилизировано 69 со средним возрастом сдачи на металлом 33,5 года. Работает 223 единицы со средним возрастом 36,8 лет (из них с флагом России – 176). В отстое 34 судна со средним возрастом 40,9 лет. Прогноз на 2025 год – 170 сухогрузов «Волго-Дон / Днепро макс» класса, на 2030 год – 93 судна.

Новых сухогрузных судов на конец мая 2019 года получено 207 единиц. Российские верфи обеспечили поставку 100 сухогрузов (48%). Китайские – 31 (15%). Украинские – 21 (10%). Турецкие – 19 (9%). При этом «Волго-Дон / Днепро максы» среди сухогрузов заказывали меньше, чем среди танкеров. Всего было построено 63 новых судна, причем в России – 48 (76%), в Украине 11 (17%). Заказано еще 48 сухогрузов, причем на российских верфях 43 (90% от всего заказа сухогрузных судов). 77% законтрактованных сухогрузов (39 судов) – это «Волго-Дон / Днепро максы», что, по сути, отражает рост ставок на перевозку сухих грузов. Главные драйверы роста – зерновые грузы и щебень.

Для сохранения уже перевозимого объема сухих грузов на реке и прибрежных перевозок в европейской части потребуется построить до 2025 года около 130-140 новых сухогрузных судов «Волго Дон / Днепро макс» класса (проекты RSD49, RSD44, RSD59, RSD62, RSD79), 60-80 новых сухогрузных барж, 20-30 буксиров-толкачей.

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. Вообще вопрос о постройке судов и особенно толкаемых составов с грузоподъемностью 2000-3000 тонн становится все более актуальным, но пока не ясно, как финансировать такие новые заказы, ведь их прибыльность меньше, чем «Волго-Дон / Днепро максов», но при этом именно такими судами и составами перевозится значительная часть грузов на реке.

Из 479 построенных с 1956 по 1999 год наливных судов смешанного, внутреннего и ограниченного морского плавания самых известных серий на сегодня списано 143 судна (30%, что заметно меньше, чем по сухогрузным судам). Потеряно в катастрофах 11 (7,7% – что также заметно меньше, чем среди сухогрузных судов) со средним возрастом 24 года. Утилизировано 132 со средним возрастом сдачи на металлом 33,8 года, причем 94 (66%) при этом имели флаг не России.

Интересно отметить, что утилизация нефтеналивных судов заметно отставала и даже сейчас отстаёт по темпам от сухогрузных судов, хотя и после 2011 года наблюдается относительный рост списания танкеров на металлолом.

Работает 260 старых танкеров со средним возрастом 38,9 лет. В отстое 132 танкера со средним возрастом 39,7 года.

Используя результаты из статьи [1], был сделан прогноз на 2025 год – 174 танкеров старых типов, на 2030 год – 43 судна (см. таблицу 2).

Новых танкеров на конец мая 2019 года получено 232 единицы – см. рисунок 9. Российские верфи обеспечили поставку 158 танкеров (68%). Турецкие – 37 (16%). Китайские – 33 (14%).

Интерес к танкерам был обусловлен заметно более высокой рентабельностью (до 2016 года) и наличием больших объемов нефтепродуктов на перевозку. Именно поэтому «Волго-Дон / Днепро максы» – т.е. суда с наибольшими размерами для внутренних водных путей среди новых танкеров составили 162 судна или 70%, а среди сухогрузов – только 30%.

Таблица 2. Прогноз выбытия сухогрузных судов смешанного река-море плавания «классических» проектов на май 2019 года

Проект	Прогнозируемый год выбытия серии	Количество действующих судов на 2019 г, ед.	Прогноз количества судов на 2025 г, ед.	Прогноз количества судов на 2030 г, ед.
Нефтерудовоз (пр. 1570)	2028	31	15	0
Волгонефть (пр. 550, 558)	2026	16	6	0
Волгонефть (пр. 630)	2038	9	8	6
Волгонефть (пр. 550А, 1577)	2030	88	61	13

Ленанефть (пр. Р-77)	2032	39	31	7
Ленанефть (пр. 621)	2038	17	14	9
Бункеровщик (пр. 610)	2031	42	28	5
Олег Кошевой (пр. 1677)	2030	18	11	3
Всего по танкерам		**260**	**174**	**43**

Заказано еще 11 танкеров, что в 4,4 раза меньше, чем заказано сухогрузных судов, причем на российских верфях – 8 (72%). Среди вновь заказанных 82% составляют «Волго-Дон / Днепро максы» (9 танкеров). Как показывает анализ закономерностей списания существующего флота, постройка новых танкеров для замены старых «Волгонефтей» будет вновь оправдана к 2022 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 RST12C, RST27M, RST27, RST22, RST25 и 19614.

Заключение. 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. При этом постройка новых танкеров для замены старых «Волгонефтей» будет вновь оправдана к 2022 году – слишком много еще в работе нефтеналивных судов «советской постройки».

REFERENCES

[1] Egorov, G. & Egorov, A. (2017). *Actual write-off of river-sea vessels and prognosis of utilization up to 2025. Types of vessels demanded by market.* Maritime Market, No 3(61), 30-36 (in Russian).

[2] Egorov, G. & Efremov, N. & Shablikov, N. (2016). *Civil river shipbuilding in XXI century: analysis and tasks.* Maritime Market, No 1(55), 18-29 (in Russian).

[3] Egorov, G. (2008). *Design and building of coasters and river-sea vessels*. Sudostroenie i sudoremont, 128 p. (in Russian).

Egorov Gennadiy

Analysis of condition of fleet of river-sea vessels

Text of the annotation. *Analysis of cargo fleet of vessels working from native ports is executed. The prognosis of write-off for May, 2019 of these vessels is specified. Perspectives of researched market are estimated, data of modern vessels built in XXI century is provided. Recommendations about building of new vessels are given.*

Keywords: *river-sea vessel; coaster; write-off; prognosis; new concepts.*

Егоров Геннадий Вячеславович

Анализ состояния флота судов смешанного плавания

Текст аннотации. *Выполнен анализ торгового флота судов, работающих с отечественных портов. Уточнен прогноз по списанию этих судов на май 2019 года. Оценены перспективы исследуемого рынка, приведены данные по современным судам, построенным в XXI веке. Даны рекомендации по строительству новых судов.*

Ключевые слова: *судно смешанного плавания; коастер; списание; прогноз; новые концепты.*

УДК 629.5.01

ВІТЧИЗНЯНІ КРУЇЗНІ ПАСАЖИРСЬКІ СУДНА: СТАН І ПРОГНОЗ

Єгоров Олександр Геннадійович, к.т.н., старший науковий співробітник[1]
[1] *Морське Інженерне Бюро*
[1] Україна, Одеса
[1] egorovag@meb.com.ua

Анотація. *Виконано аналіз списання річкових круїзних суден основних «класичних» проектів. Наведено прогноз щодо составу пасажирського флоту в середньостроковій перспективі. Запропоновано до будівництва оптимальні для існуючої кон'юнктури типи суден і рекомендовані судна для продовження їх терміну служби за рахунок конверсії й модернізації.*
Ключові слова*: пасажирське судно; річковий круїз; вік; аварія; прогноз.*

Средний возраст находящихся в эксплуатации речных круизных пассажирских судов (РКПС) достиг 45 лет. Судовладельцы пытаются «парировать» физическое старение судов путем дорогих ремонтов и замены кают на более комфортабельные [1].

Однако проблема не только в формальном возрасте судов, но и в том, что значительная часть этих судов морально устарела – архаичный уровень обитаемости и комфорта; неэкономичные двигатели, часто не отвечающие современным представлениям об экологии; отсутствие класса автоматизации; большие экипажи и значительное количество обслуживающего персонала и др.

При этом остается проблема окупаемости затрат на модернизацию и поддержание безопасного технического состояния, так как далеко не все «старые» проекты можно эффективно довести до современных представлений о комфорте и надежности [2, 3].

Крайне важно получить достоверные данные по фактическому выводу из эксплуатации РКПС, получить объективные закономерности по их списанию и уже на основе такой информации выбрать рациональную стратегию решения внешней задачи проектирования РКПС, в том числе, не забывая и об известных путях продления срока службы пассажирских судов.

Исследования авторов однозначно показали, что утилизация «старых» серий речных круизных пассажирских судов не только идет, но и идет с нарастающими темпами. Пик ее пришелся на 2011-2018 годы, и этот процесс продолжается сейчас.

В целом, можно выделить среди рассматриваемых проектов, две большие группы судов.

Первая (суда проектов 785, 26-37, 588, 305, 646, 860) – это грузопассажирские и пассажирские суда для дальних линий, построенные с начала 50-х до середины 60-х годов прошлого столетия. Круизная функция появилась заметно позже, чем они были приняты в эксплуатацию (достаточно вспомнить, что во многих каютах не было не только индивидуальных санузлов, но и просто умывальников), отсутствие системы кондиционирования. Соответственно, именно к круизным задачам такие суда приспосабливали в разное время и в разном объеме. Кроме того, это относительно небольшие суда с точки зрения главных размерений и количества пассажирских палуб, соответственно, существенно сложнее разместить на них достаточное для прибыльного бизнеса количество комфортабельных кают. Поэтому, например, двухпалубные суда утилизируются гораздо быстрее, чем трехпалубные примерно того же возраста.

Вторая группа судов (проекты 301, 302, Q-040, Q-056, Q-065, 92-016) – это суда, которые строились в 70-90-е годы, причем многие уже с учетом круизной функции. Суда этих проектов имели вполне современные архитектурные формы и отличались заметно более высокой комфортабельностью всех пассажирских помещений, имели системы вентиляции и кондиционирования. В целом в них были заложены правильные конструктивные решения. Они вполне безопасны и эффективны для увеличения уровня комфорта, а в будущем и замены машин и механизмов, что позволит им работать еще примерно 15-20 лет. При этом помимо перепланировочных работ, особо следует ставить вопрос о замене в будущем дизель-генераторов и главных дизелей, ресурс которых практически исчерпан, а заводов, производящих не контрафактные запчасти – уже нет.

С корпусом ситуация иная. Условия эксплуатации таких речных круизных судов гораздо более благоприятны, чем грузовых. Нет смысла сравнивать, например, 40-летнее сухогрузное судно и РКПС такого же возраста.

РКПС переоборудовались (и переоборудуются) с целью повышения уровня комфорта, что приводит к сокращению пассажировместимости (числа кают) за счет увеличения площади кают. Примером модернизации

РКПС проекта 301 является судно проекта PV17 «Викинг Синеус» (бывший «Михаил Ломоносов»). Модернизация проводилась в межнавигационный период 2013-2014 года с целью увеличения комфортабельности судна за счет значительного увеличения площади кают, ресторанов и общественных помещений. Заказчик – «Викинг Украина» (украинское подразделение крупнейшей в мире речной круизной компанией Viking River Cruises). Завод-строитель – Херсонский судостроительный судоремонтный завод им. Коминтерна, филиал АСК «Укрречфлот». Проект PV17 разработан Морским Инженерным Бюро.

Заключение. Основным критерием грядущего списания РКПС является моральное старение, в том числе по экономическим и экологическим требованиям и по характеристикам самого судна, т.е. невостребованность судна рынком.

Новые РКПС необходимы по следующим причинам:

- эксплуатируемые на линиях суда (особенно первой группы) уже подошли к порогу физического и морального устаревания;
- ограниченные возможности модернизации имеющихся судов из-за устаревшей конструкции;
- низкие показатели экономичности существующих судов;
- неудовлетворительные показатели комфорта пассажирских кают и общественных помещений на судне;
- невозможность круизов река-море.

К июню 2019 года из 254 построенных в советское время речных круизных пассажирских судов 98 (38,6%) были списаны (6,7% – 17 судов потеряны в катастрофах, утилизировано 31,9% – 81 судно). В отстое находилось 32 судна (12,6%) средним возрастом 57,7 лет. В эксплуатации – формально 124 судна (48,8%) средним возрастом 45,2 года. Средний возраст утилизации – 47,1 год. Анализ закономерностей списания показал, что к 2025 году будет в работе примерно 87 РКПС, а к 2030 году – примерно 53. списание флота РКПС нанесет существенный ущерб внутренним речным пассажирским перевозкам, понятие «речной отечественный круиз» может исчезнуть. Для избегания подобного сценария рекомендуется на краткосрочную перспективу привести существующий флот (в первую очередь, проекты 301, 302, Q-040, Q-056, Q-065, 92-016) к современным экологическим требованиям и требованиям рынка (заменить двигатели, улучшить условия обитаемости, повысить автоматизацию процессами на борту и т.п.), а на среднесрочную – строить новый флот, в том числе, с использованием элементов судов-доноров: проекты РКПС «Днепро/Волго-Дон макс» класса PV300, PV300VD, «Волго-Балт макс» класса PV500VB, «ББК макс» класса PV09, PV11 как наиболее полно соответствующие рыночным тенденциям, а также проекты с колесным движительно-рулевым комплексом (ПКС-180) или водометным движителем для работы на малых реках.

REFERENCES

[1] Egorov, G. & Egorov, A., & Kalugin, Ya. (2018). *Features of modernization and conversion of river cruise passenger vessels*. Materials of IX Int. sc.-tech. conf. "Innovations in shipbuilding and ocean engineering". Nikolayev: NUK, 69-70 [in Russian].

[2] Egorov, G. & Egorov, A. (2015). *Research of reliability and operation risk of native river cruise passenger vessels.* Odessa: Vestnik ONMU, no. 1 (43), 5-31 (in Russian).

[3] Egorov, G. & Egorov, A. (2016). *Analysis of possible versions of "Bulgaria" vessel loss and recommendations for risk management in process of operation of existing and while designing new river cruise passenger vessels.* Materials of VII Int. sc.-tech. conf. "Innovations in shipbuilding and ocean engineering". Nikolayev: NUK, p. 42 [in Russian].

Egorov Alexander

Native cruise passenger vessels: condition and prognosis

***Text of the annotation**. The analysis of write-off of river cruise vessels of main "classic" projects is executed. The forecast on structure of passenger fleet in medium-term perspective is given. Types of vessels optimum for the existing market conditions are offered for building and vessels for extension of their life term by means of conversion and modernisation are recommended.*

***Keywords:** passenger vessel; river cruise; age; casualty; prognosis.*

Егоров Александр Геннадьевич

Отечественные круизные пассажирские суда: состояние и прогноз

***Текст аннотации**. Выполнен анализ списания речных круизных судов основных «классических» проектов. Дан прогноз по составу пассажирского флота в среднесрочной перспективе. Предложены к строительству*

оптимальные для существующей конъюнктуры типы судов и рекомендованы суда для продления их срока службы за счет конверсии и модернизации.
Ключевые слова: *пассажирское судно; речной круиз; возраст; авария; прогноз.*

УДК 629.5.01

ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ КОНЦЕПТІВ СУЧАСНИХ КРУЇЗНИХ СУДЕН ЗМІШАНОГО ПЛАВАННЯ

Єгоров Геннадій Вячеславович, д.т.н., проф., генеральний директор[1], Єгоров Олександр Геннадійович, к.т.н., старший науковий співробітник[1], Калугін Ярослав Володимирович, головний конструктор[1]
[1] *Морське Інженерне Бюро*
[1] Україна, Одеса
[1] egorov@meb.com.ua, [2] egorovag@meb.com.ua, [3] kalugin@meb.com.ua

Анотація. *Обґрунтовано вибір і розроблені концепти пасажирських суден змішаного плавання для річкових і змішаного плавання круїзів, включаючи круїзи по Каспійському, Чорному й Середземному морях. Враховано вимоги основних операторів ринку.*
Ключові слова*: річкові та змішаного плавання круїзи; пасажирські судна змішаного плавання; проектування; рівень комфорту; інновація; безпека.*

Сегодняшние реалии отечественного туризма таковы, что к любимым речным круизам «въездных» туристов из США, Европы, Австралии, добавились «частично морские» линии, например, Киев – Одесса – Бургас, Несебр (Болгария), «круговой» круиз по Каспийском морю. На данный момент в мировой практике эксплуатации круизных судов (КС), практически отсутствует флот пассажирских судов смешанного плавания.

Эксплуатация речных КС на линиях с выходом в море распространена в Украине. Круизные компании «Червона Рута» и «Viking River Cruises» используют речные КС, которые работают вдоль побережья Черного моря. «Viking River Cruises» эксплуатирует судно проекта PV17 «Викинг Синеус» (модернизация судна проекта 301). Модернизация проводилась в межнавигационный период 2013-2014 года с целью увеличения комфортабельности судна за счет значительного увеличения площади кают, ресторанов и общественных помещений.

КС смешанного река-море плавания класса М-ПР 2,5 «Русь Великая» было построено в 2013 году с использование элементов существующего судна проекта 588 «Генерал Н.Ф. Ватутин». Однако это все модернизированные суда.

Таким образом, задача создания КС смешанного плавания стала актуальной и важной для воднотранспортной и туристической отраслей.

При проектировании новых судов однозначно следует исходить из заданного заказчиком уровня комфортабельности в виде количества условных звезд либо коэффициента комфортабельности, который будет служить регулирующим фактором эффективности будущего судна в виде функции определяющей потребные площади палуб и помещений, габаритные размеры судна, его пропульсивные характеристики, и, в итоге, – его экономическую эффективность [1-3].

В качестве критерия оценки проектной комфортабельности пассажирских судов можно применить пятизвездочную шкалу, неофициально используемую практически всеми туроператорами. Количество звезд увеличивается в соответствии с повышением уровня качества обслуживания и комфорта.

Особо следует выделить круизные суда повышенной комфортности (по сути, яхты). Часто такие суда вообще не относят к круизным судам в силу значительных отличий в подходах к пассажирской зоне и к ряду специальных вопросов (наличия дополнительных возможностей для водных видов активного отдыха и т.п.). Однако как бы не комплектовалась пассажирская зона таких судов, они являются платформой для развития, в том числе и для классических круизных перевозок – см. сравнение боковых видов PV09 и PV300VD на рисунке 1, которое наглядно доказывает этот тезис.

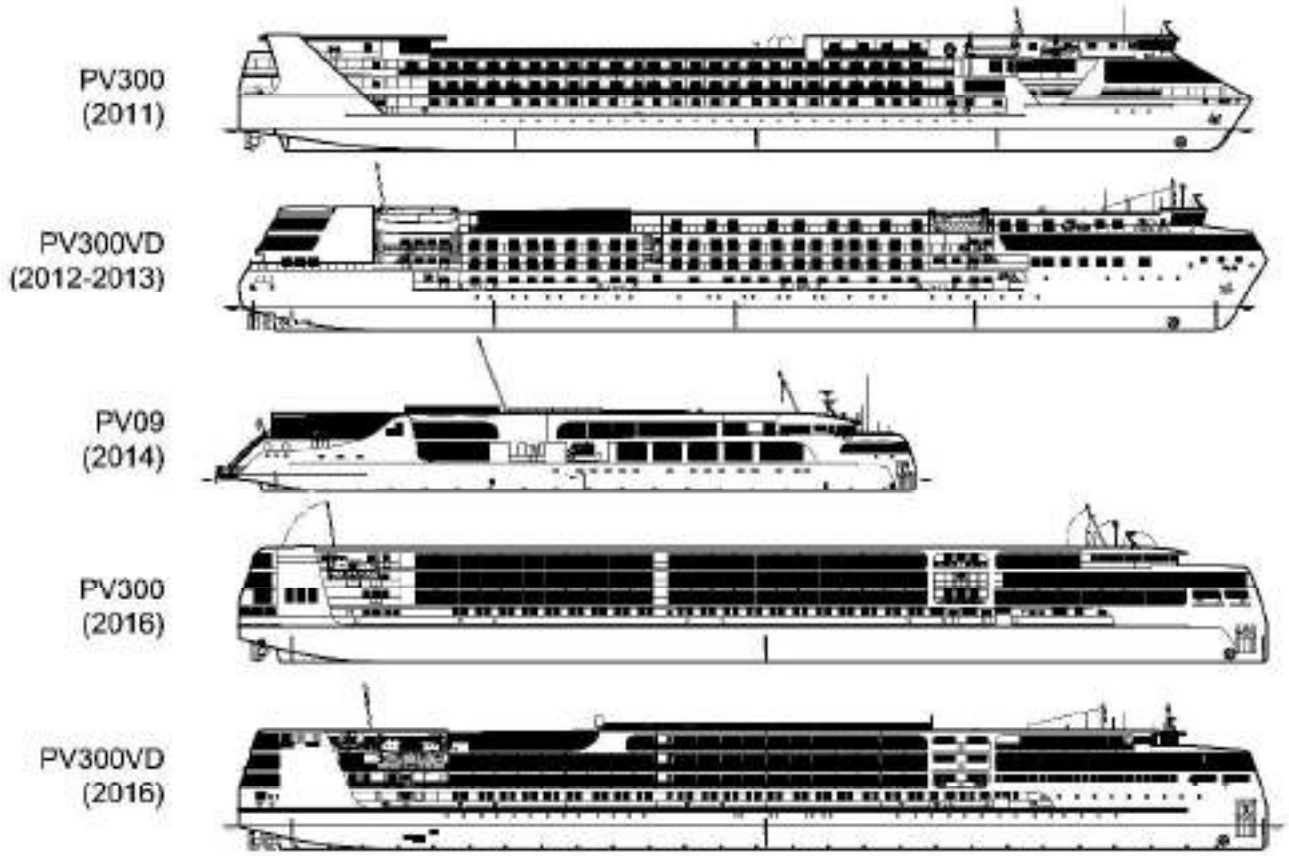


Рисунок 1. Сравнение боковых видов современных КС смешанного плавания

Проект PV300VD представляет собой самоходное смешанного река-море плавания трехвинтовое круизное пассажирское судно – дизель-электроход «Днепро / Волго-Дон макс» класса с вертикальным форштевнем и транцевой кормовой оконечностью, с избыточным надводным бортом, с надстройкой бака, с четырехъярусной жилой надстройкой по всей длине судна с носовым расположением рулевой рубки, с машинным отделением в кормовой части. Общее расположение проекта PV300VD приведено на рисунке 2.

Это современный круизный лайнер для реки и прибрежных морей, который даст возможность совершить водное путешествие по выбранному маршруту с заходом в порты, в которых организовываются пешие и автобусные экскурсии к культурным, историческим, природным достопримечательностям и береговым курортным зонам, с проживанием в условиях комфорта пятизвездочной гостиницы, с возможностью реализации самых различных форм досуга на борту самого судна (бары, дискотеки, прием солнечных ванн, купание в бассейне, фитнесс, прогулки по открытым пространствам судна или в беседе с бокалом в руке, осматривая красоты берегов, просмотр фильмов, спектаклей и постановок, выступлений актеров и известных людей, прослушивание лекций, работа творческих кружков, общение с друзьями, походы в ресторан с открытой кухней и т.п., вплоть до игры в казино в условиях международных вод).

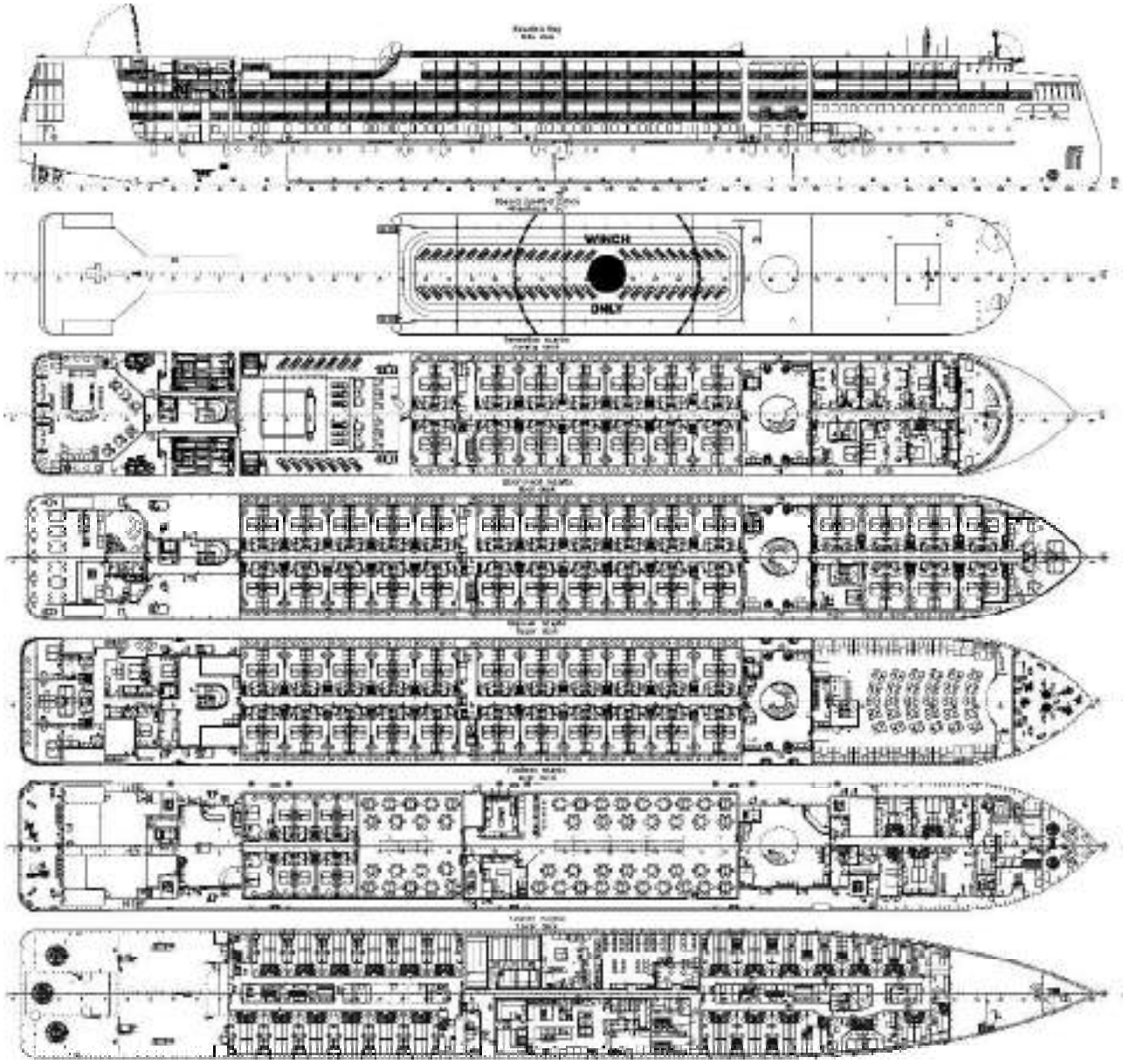


Рисунок 2. Общее расположение пассажирского судна проекта PV300VD

24 мая 2019 года судостроительный завод «Лотос» спустил на воду круизное пассажирское судно проекта PV300VD «Петр Великий».

Спуск осуществлялся с помощью косякового трансбордера наклонного слипа со 40-метровым свесом носовой части корпуса. Столь нестандартный спуск был обоснован группой прочностного анализа Морского Инженерного Бюро (см. рисунок 3).

Пассажирское судно смешанного плавания «Мустай Карим» планируется спустить на воду осенью 2019 года.

Заключение. Самым серьезным сдерживающим фактором роста индустрии круизного туризма является отсутствие современных круизных судов.

Морским Инженерным Бюро спроектированы и уже строятся на заводах современные пассажирские суда смешанного плавания проекта PV300 и PV300VD.

Рисунок 3. Спуск на воду пассажирского судна проекта PV300VD «Петр Великий»

REFERENCES

[1] Egorov, G. & Ilnitskiy, I. & Kalugin, Ya. (2013). *River-sea cruise passenger vessels for Russian IWW*. Sc-tech. collected book of Russian Maritime Register of Shipping 36, 255-276 (in Russian).
[2] Egorov, G. & Ilnitskiy, I. & Kalugin, Ya. (2013). *"Line-up" of river cruise passenger vessels*. "ONMU Reporter", 2(38), 20-40 (in Russian).
[3] Egorov, G. (2012). *Analysis of European river cruise experience and its influence on native cruise vessels of new generation*. "Morskoy Vestnik", 3(43), 23-28 (in Russian).

Egorov Gennadiy, Egorov Alexander, Kalugin Yaroslav
Practical realization of concepts of modern river-sea cruise vessels
Text of the annotation. *The choice is grounded and concepts of river-sea cruise passenger vessels including for the Caspian, Black and Mediterranean Seas with taking into account requirements of main operators of the market are developed.*
Keywords: river and river-sea cruises; river-sea vessels; design; level of comfort; innovation; safety.

Егоров Геннадий Вячеславович, Егоров Александр Геннадьевич, Калугин Ярослав Владимирович
Практическая реализация концептов современных круизных судов смешанного плавания
Текст аннотации. *Обоснован выбор и разработаны концепты пассажирских судов смешанного плавания для речных и смешанных плавания круизов, включая круизы по Каспию, Черному и Средиземному моря. Учтены требования основных операторов рынка.*
Ключевые слова: речные и смешанного плавания круизы; пассажирские суда смешанного плавания; проектирование; уровень комфорта; инновация; безопасность.

УДК 629.5.01

СТВОРЕННЯ ЗАЛІЗНИЧНОГО ПОРОМУ-ГАЗОХОДУ ДЛЯ БАЛТІЙСЬКОГО РЕГІОНУ

Єгоров Геннадій Вячеславович, д.т.н., проф., генеральний директор[1],
Ільницький Ігор Анатолійович, перший заступник генерального директора, головний конструктор[1],
Черніков Дмитро Володимирович, головний конструктор[1],
Єгоров Олександр Геннадійович, к.т.н., старший науковий співробітник[1]
[1] *Морське Інженерне Бюро*
[1] Україна, Одеса
[1] egorov@meb.com.ua, [2] ilnitskiy@meb.com.ua, [3] chernikov@meb.com.ua, [4] egorovag@meb.com.ua

Анотація. *Представлено результати комплексу робіт з оптимізації концепту першого залізничного порома LNG з урахуванням льодових і екологічних вимог Балтійського регіону. Виконане обґрунтування основних характеристик досліджуваного типу поромів. Описано створений з використанням методик Бюро концепт.*
Ключові слова*: морський залізничний пором; газохід; проектування; екологія; інновація; Балтійське море.*

Балтийское море – особая зона по контролю выбросов окислов азота (NECA) и серы (SECA). С 1 января 2015 года в зонах особого контроля за выбросами (Sulphur Emission Control Areas – SECA) вступило в силу требование о том, что содержание серы в судовом топливе не должно превышать 0,1 процента. Обычное жидкое топливо с таким содержанием серы становится крайне дорогим и существенно увеличивает расходы на перевозку грузов морем. Газомоторное топливо позволяет полностью исключить выброс окислов серы и твёрдых частиц, снизить на 90% выбросы окислов азота и уменьшить выбросы CO_2 на 30 процентов.

Поэтому возникла насущная необходимость в паромах нового поколения, работающих на сжиженном природном газе (СПГ), отвечающих самым современным требованиям по безопасности: новые железнодорожные паромы для Балтийского региона проекта CNF19M будут эксплуатироваться как раз в зоне ECA [1-3].

На Балтийском море присутствует весь спектр паромных перевозок, включая круизные перевозки на линиях, грузопассажирские, грузовые и железнодорожные, причем паромные перевозки осуществляются регулярно и практически без сбоев в расписании. Всего на Балтике работает более 50 паромных сервисов. Из них железнодорожных всего лишь шесть. Количество железнодорожных линий сокращается.

Нет действующих паромов с максимально возможными габаритными размерениями и характеристиками под линию Усть-Луга – Балтийск. Необходимы паромы, способные эффективно работать в ледовых условиях порта Усть-Луга.

Исследования по концепту грузового парома проекта CNF19M для Балтийского моря ведутся Морским Инженерным Бюро с 2014 года (этапы представлены на рисунке 1).

При этом новый концепт является в отличие от ранее предлагаемых чисто грузовым – без функции перевозки пассажиров. Учитывая, что на линии Усть-Луга – Балтийск пассажирская функция является дотационной и что пассажирские требования существенно влияют на общее расположение судна и его конструкцию, а также на его скорость и мощность, и, тем самым, заметно снижают вагоновместимость и увеличивают себестоимость грузовых перевозок, решение сделать новый концепт чисто грузовым сделало этот проект окупаемым.

Новый концепт железнодорожного парома для Балтики проекта CNF19M (см. рисунок 2) – 200-метровый автомобильно-железнодорожный паром-газоход ледовой категорией Arc4 с закрытой грузовой палубой для вагонов и открытой верхней палубой для автотрейлеров и автомобилей, носовым расположением жилой надстройки и кормовым машинного отделения, с двухвинтовой пропульсивной установкой, кормовым подруливающим устройством, и двумя носовыми подруливающими устройствами, с размещением газовых емкостей в трюме в средней части на безопасном удалении от надстройки и от машинного отделения, с двойным дном и двойными бортами, с возможностью бункеровки газом одновременно с четырех автопоездов с помощью судового бустерного модуля, а также с судна-бункеровщика и от береговой бункер-базы СПГ.

К обводам корпуса предъявлялись высокие требования:

1. Высокие скоростные характеристики (относительно низкий коэффициент общей полноты 0,661 при осадке по ЛГВЛ 6,0 м, острые углы ватерлиний в носовой части корпуса).

2. Форма корпуса соответствует требованиям, предъявляемым к судам с высоким ледовым классом Arc4 (регламентируются углы наклона ЛГВЛ, шпангоута на уровне ЛГВЛ, ЛГВЛ на носовом перпендикуляре, форштевня на уровне ЛГВЛ).

3. Грузовая главная палуба размещает максимальное количество вагонов (широкие обводы в носовой части).

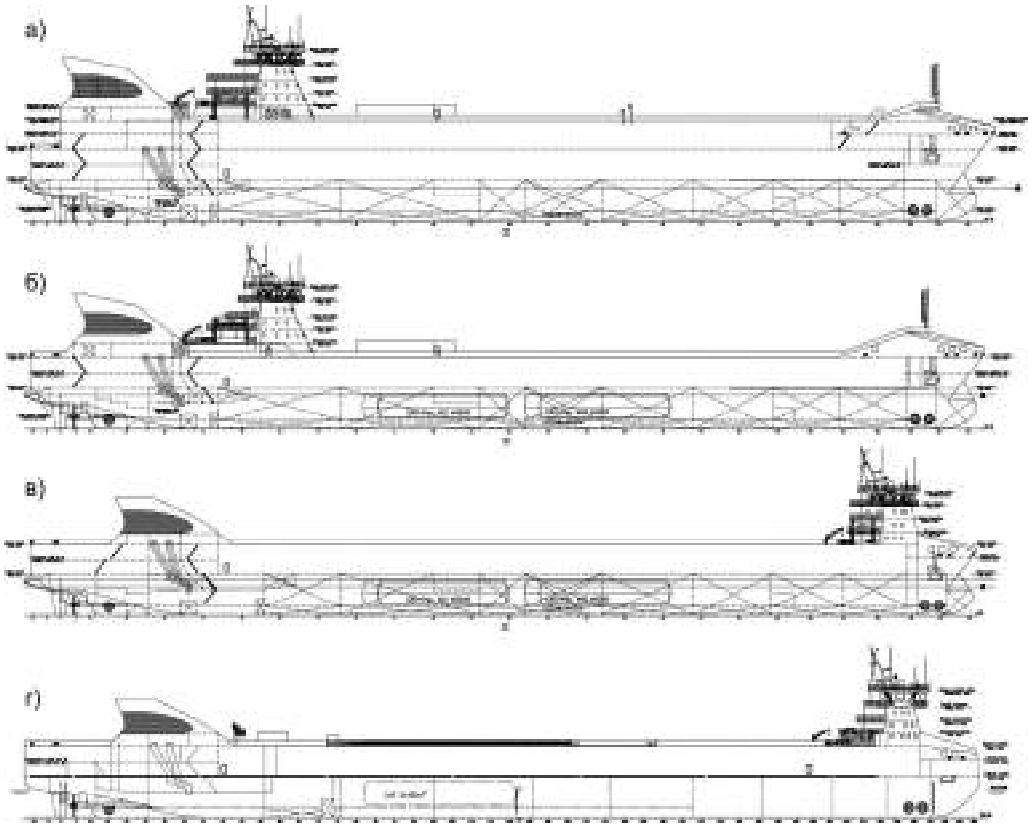


Рисунок 1. Этапы создания железнодорожного парома проекта CNF19M

а) CNF19 – «трехпалубная» версия, 2014 год;
б) CNF19M – «однопалубная» версия без размещения автомобилей на открытой палубе, 2016 год;
в) CNF19M – «однопалубная» версия с размещением автомобилей на открытой палубе, 2017 год;
г) CNF19M – «однопалубная» версия с размещением автомобилей на открытой палубе, 2018 год.

Оптимизация обводов корпуса с помощью CFD моделирования и последующие испытания в бассейне позволили существенно улучшить форму корпуса и снизить расход топлива, в том числе за счет рационального подхода к выбору скорости и организации линии.

Общая прочность корпуса удовлетворяет требованиям Регистра в соответствии с классом. Наибольший перегиб отмечен в случае нагрузки «Судно с 80 ж/д грузовыми вагонами массой 94 т на главной палубе и 15 грузовыми прицепами массой 40 т на верхней палубе, 10% запасов с обледенением» – 70,7% от допускаемого. Требования к моменту сопротивления нового корпуса по палубе выполняются с 8,1% запасом, по днищу – с 10,4% запасом. Толщины бортовой обшивки и обшивки продольных переборок удовлетворяют требованиям с заметным запасом.

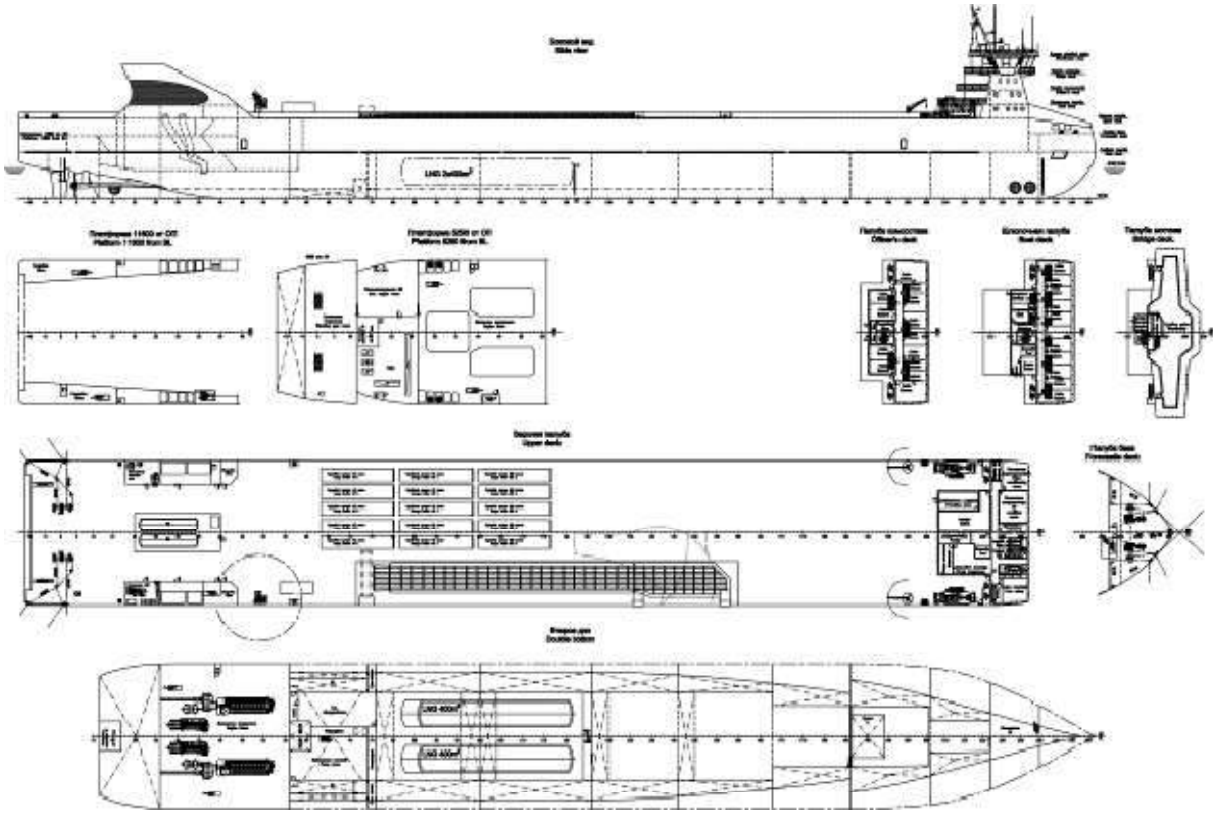


Рисунок 2. Схема общего расположения железнодорожного парома-газохода проекта CNF19M

Рассмотрены два возможных варианта применяемых криогенных емкостей: криогенные емкости LNG-Pac, поставляемые фирмами WARTSILA и MAN.

Криогенная емкость LNG-Pac представляет собой комплексную конструкцию, состоящую из: криогенной емкости с изоляцией и внешней защитной оболочкой; блока испарителя и подогревателя газа с арматурой и трубопроводами; необходимыми датчиками и КИП; присоединений к внешним трубопроводам и интерфейсов обмена информацией с судовой ИСУ ТС. Способ налива и слива СПГ – верхний, слив за счет создания давления в криогенной емкости сторонним наддувом.

Заключение. Технической особенностью разработанного проекта парома нового поколения, является соответствие самым современным требованиям по безопасности, включая требования по экологической безопасности – он работает на СПГ. Паром проекта CNF19M спроектирован и строится с максимально возможными габаритными размерениями и характеристиками под линию Усть-Луга – Балтийск. Это современное, безопасное и экономичное судно, которое позволит совершать 135 круговых рейсов в год, перевозить 8910 вагонов в год или 534 600 тонн груза. Продолжительность рейса при условии бункеровки во время грузовых операций – 2,7 суток.

Применение СПГ в качестве основного судового топлива на железнодорожных паромах обладает принципиальными преимуществами по сравнению с использованием малосернистого ДТ или ТТ с скруббер-системами очистки выхлопных газов от окислов серы, так как позволяет полностью исключить выбросы серы, существенно сократить выбросы оксидов азота и углерода, а также твердых частиц и уровень выбросов окислов азота (NOX) соответствует требованиям МАРПОЛ Tier III, которые вступили в силу с 1 января 2016 года, без применения дополнительных систем очистки газов.

REFERENCES

[1] Egorov, G. & Ilnitskiy, I. & Chernikov, D. (2015). *Features of hull design of train ferry for Ust-Luga – Baltiysk – Sassnitz – Mukran line*. Materials of sc.-tech. conf. named for prof. P.Ph. Papkovich. Saint-Petersburg: Krylov state research center, 24-25 (in Russian).

[2] Resolution MSC.285(86). *Interim Guidelines on safety for natural gas-fuelled engine installations in ships.* International Maritime Organization.
[3] McArthur, R. (2011). *Gas-fuelled mechanical propulsion solutions offer major emissions reductions.* Twentyfour7, no. 1, 66-68.

Egorov Gennadiy, Ilnitskiy Igor, Chernikov Dmitriy, Egorov Alexander
Creation of LNG fuel train ferry for the Baltic Sea

***Text of the annotation**. Results of complex of works on optimization of concept of the first train ferry of LNG with taking into account ice and ecological requirements of Baltic region are provided. Grounding of main characteristics of researched type of ferries is executed. The concept created with usage of Bureau technologies is described.*
***Keywords:** sea train ferry; gas fuel vessel; design; ecology; innovation; the Baltic Sea.*

Егоров Геннадий Вячеславович, Ильницкий Игорь Анатольевич, Черников Дмитрий Владимирович, Егоров Александр Геннадьевич
Создание железнодорожного парома-газохода для Балтийского региона

***Текст аннотации**. Представлены результаты комплекса работ по оптимизации концепта первого железнодорожного парома LNG с учетом ледовых и экологических требований Балтийского региона. Выполнено обоснование основных характеристик исследуемого типа паромов. Описан созданный с использованием методик Бюро концепт.*
***Ключевые слова:** морской железнодорожный паром; газоход; проектирование; экология; инновация; Балтийское море.*

УДК 629.5.01

ПРОЕКТУВАННЯ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНОГО РЯТУВАЛЬНОГО СУДНА ПРОЕКТУ MPSV12 ДЛЯ РОБОТИ В КАСПІЙСЬКОМУ ТА АЗОВО-ЧОРНОМОРСЬКОМУ РЕГІОНАХ

***Єгоров Геннадій Вячеславович, д.т.н., проф., генеральний директор*[1],**
***Тонюк Валерій Іванович, технічний директор, головний конструктор*[1]**
[1] *Морське Інженерне Бюро*
[1] Україна, Одеса
[1] egorov@meb.com.ua, [2] vit@meb.com.ua

***Анотація.** Обґрунтовано головні характеристики та особливості багатофункціонального рятувального судна нового покоління проекту MPSV12 для заміни буксирів-рятувальників проекту 1454, 2262 і буксирів-постачальників проекту В-92/1, широко застосовуваних у рятувальних структурах Росії й України.*
***Ключові слова**: багатофункціональне рятувальне судно; спеціалізоване устаткування; проектування; головні характеристики судна; клас судна.*

Морской транспорт является зоной деятельности человека с повышенным риском для его здоровья и жизни. Поэтому наличие специального флота, обеспечивающего аварийно-спасательную готовность (АСГ) государства на прилегающих к его территории морских акваториях регламентируется международными обязательствами и внутренним законодательством страны.

Анализ характеристик существующих спасательных судов и фактически выполняемых ими функций, а также современных зарубежных аналогов показывает, что общей тенденцией является строительство многофункциональных спасательных судов (МСС) и повышение мощности энергетической установки [1].

Такие МСС должны быть хорошо приспособлены для выполнения следующих функций [2, 3]:

•патрулирование, аварийно-спасательное дежурство в районах интенсивного судоходства, рыбного промысла, морских нефтяных и газовых промыслов;

- поиск, спасение, эвакуация и размещение людей, оказание им медицинской помощи;
- снятие с мели и рифов аварийных судов, откачка воды из затопленных отсеков;

•буксировка аварийных судов и объектов к месту убежищ, а также выполнение морских буксировок судов, плавучих объектов и сооружений во льдах и на чистой воде, оказание помощи судам и выполнение спасательных работ в ледовых условиях и на чистой воде;

•оказание помощи в тушении пожаров на плавучих и береговых объектах, доступных для подхода с моря;

•тыловое и техническое обеспечение, в том числе выполнение подводно-технических работ водолазов;

•тушение горящего на воде топлива, ликвидация аварийных разливов нефти и нефтепродуктов (ЛАРН);

•освидетельствование и очистка подводной части корпуса судов, плавучих и береговых объектов;

• доставка генеральных и наливных грузов;

• доставка персонала;

• управление ТНГА рабочего класса с глубиной погружения до 3000 м.

Следует учитывать ограничения по осадке, которые актуальны для значительной части морских акваторий исследуемого региона.

Кроме того, при нахождении спасаемого судна на мель, МСС желательно иметь минимальную осадку, тогда МСС сможет ближе подойти к объекту, а в некоторых случаях – обойти аварийное судно за бровкой глубоководного фарватера. Понятно, что для судов с ограниченной осадкой скорость свободного хода и тяга движителей ограничивается условием полной переработки мощности главных двигателей, что, в свою очередь, определяется ограничением диаметра гребных винтов для предотвращения их аэрации и кавитации.

Выбор мощности судна из условия стягивания с мели аварийного судна затруднителен, так как, даже располагая размерами аварийного судна, из-за многообразия причин посадки на мель трудно расчетным методом определить потерю плавучести судна и давление судна на грунт, от которых зависит величина стягивающего усилия. Кроме этого, на величину стягивающего усилия может оказывать влияние и выбранная тактика снятия судна с мели (частичная или полная разгрузка судна, откачка балласта и запасов, изменение дифферента и крена судна, заделка пробоины, подача в поврежденные отсеки сжатого воздуха, применение кранов большой грузоподъемности и т.п.).

Поэтому в сложившейся практике проектирования при определении мощности МСС исходят из мощности, необходимой для буксировки выбранного расчетного объекта или аварийного судна при заданной скорости буксировки (наряду с требованиями к достаточной ледопроходимости и скорости на чистой воде). Скорость свободного хода МСС должна быть не менее 13-15 узлов.

Результатом исследования стало создание концепта проекта MPSV12 (см. рисунок 1).

МСС проекта MPSV12 представляет собой мелкосидящее (рабочий диапазон осадок 3,2-4,5 м) судно с арктическим ледовым классом Arc 5, наклонным форштевнем, с двухъярусной удлинённой надстройкой бака, машинным отделением в средней части, с дизельной энергетической установкой, с двумя винами регулируемого шага, двумя носовыми и одним кормовым подруливающими устройствами.

Судно спроектировано на класс Российского Морского Регистра Судоходства - **КМ ⍟ Arc 5 1 AUT2 FF2WS DYNPOS-2 Salvage ship**.

Главные размерения судна проекта MPSV12: длина габаритная - около 79,85 м; длина между перпендикулярами - 73,39 м; ширина габаритная (без привального бруса) - 17,36 м; ширина по КВЛ - 16,80 м; высота борта - 6,70 м; осадка КВЛ / максимальная - 3,20 / 4,50 м.

В итоге, были получены уникальные для таких размеров и арктического ледового класса Arc 5 дедвейт судна - при осадке 4,50 м / 3,20 м он составляет 1820 тонн / 320 тонн и 30- дневная автономность судна по запасам топлива, воды и провизии.

Площадь грузовой палубы - 430 м². Местная распределенная нагрузка в грузовой зоне главной палубы - 5 т/м². Местная сосредоточенная нагрузка от контейнера - 30 тонн.

В качестве главных двигателей устанавливаются два дизеля максимальной длительной мощностью 2600 кВт. Скорость хода на глубокой тихой воде для свежеокрашенного корпуса без обрастания при осадке 3,2 м при 85% мощности ГД составляет не менее 14 узлов.

Электростанция включает в себя два вспомогательных дизель-генератора по 750 кВт, два валогенератора по 1600 кВт и аварийного дизель-генератора 125 кВт.

Винто-рулевой комплекс состоит из двух ледовых винтом регулируемого шага в насадках и двух обтекаемых полуподвесных полубалансирных руля с закрылками.

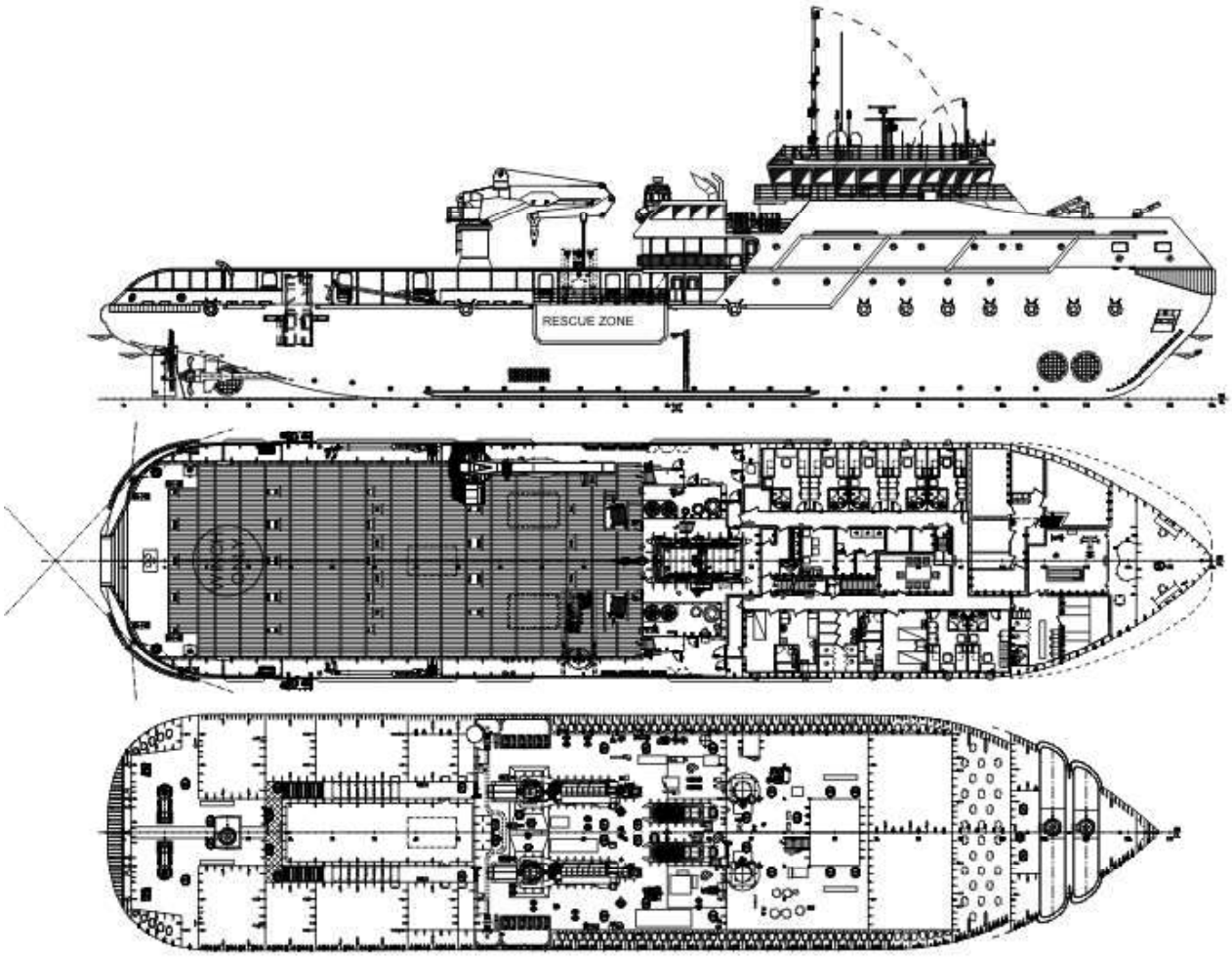


Рисунок 1. Схема общего расположения спасательного судна проекта MPSV12

Для обеспечения требований по динамическому позиционированию DYNPOS-2, а также улучшения управляемости на малых ходах, при проходе узкостей и при швартовках на судне предусматривается 2 носовых ПУ мощностью 790 кВт каждое и 1 кормовое ПУ мощностью 790 кВт, типа "винт в трубе" с винтом регулируемого шага (ВРШ).

Вместимость цистерн: НСВ (собранная нефтеводяная эмульсия) - 500 м³, пресная вода (запас / груз) - 200 / 550 м³, топливо (запас / груз) - 450 / 400 м³, смазочное масло (груз) - 50 м³, сточные воды (груз) - 130 м³.

Судно оборудуется двухбарабанной (каскадного типа) автоматической буксирной лебедкой для выполнения буксировочных операций и буксировки аварийных судов с тяговым усилием около 100 т, а также буксирным гаком с усилием 60 т с дистанционной отдачей.

Тяговое усилие лебедки принимается с учётом возможного достижимого упора винтами при нулевой скорости судна.

Для спасания людей с поверхности воды предусматриваются две морские эвакуационные системы со спусковыми слайдами длиной 5 м, спасательные сети, спасательные плоты 4 х 51 чел. и 1 х 101 чел. и т.п.

Для доставки аварийных партий и для судовых нужд предусматривается спасательный скоростной рабочий катер вместимостью 17 чел. Предусматривается также дежурная шлюпка вместимостью 6 чел.

Судно оборудуется 2-мя электрогидравлическими грузовыми консольными кранами на колоннах (1 х 24 т при вылете стрелы до 20 м, 1 х 0,985-0,320 т при вылете стрелы 2,5-6,0 м), расположенными на главной палубе по ПрБ и ЛБ.

На судне предусматривается возможность размещения следующего оборудования:

• мобильный водолазный комплекс быстрого развертывания для обеспечения работ на глубинах до 60 м (оборудование, (включая медицинский гелий и медицинский кислород) размещается в двух 20-футовых контейнерах);

• телеуправляемый необитаемый глубоководный аппарат для обеспечения работ на глубинах до 3000 м (размещение на палубе в контейнере);

• телеуправляемый малогабаритный необитаемый подводный аппарат для обеспечения работ на глубинах до 300 м (размещение на палубе в контейнере).

Для выполнения специальных операций в соответствии с назначением судна предусмотрены следующие специальные системы: специальная система водяного пожаротушения; специальная система пенотушения; специальная система порошкового тушения; система водяных завес; система водоотливная спасательная; система технической воды; грузовая система сточных вод; система бурового раствора / рассола, система собранной нефти.

Для тушения пожаров на внешних объектах на судне предусматривается автономная специальная система водяного пожаротушения, предназначенная для подачи воды к водяным лафетным стволам, клапанным коробкам, для питания системы водяных завес.

Состав оборудования системы соответствует знаку класса PC FF2WS.

На судне предусматривается специальная система пенотушения, предназначенная для тушения горящих объектов подачей воздушно-механической пены низкой кратности.

Подача пены осуществляется через лафетные стволы и клапанные коробки специальной системы водяного пожаротушения.

Предусмотрено 4 комплекта переносных воздушно-пенных стволов с пеногенераторами.

Запас пенообразователя размещается в цистерне, вместимость которой обеспечивает работу одного лафетного ствола в течение не менее 30 мин.

На судне предусматривается лафет производительностью 40 кг/с специальной системы порошкового тушения, предназначенной для тушения пожаров на химовозах и газовозах. В резервуаре находится порошок в количестве ок. 2500 кг, обеспечивающем тушение пожара на площади ок. 2500 м².

Для защиты судна от теплового воздействия горящего объекта (судна, буровой установки и т.д.) предусматривается система водяных завес. Система водяных завес защищает вертикальные наружные поверхности корпуса судна, включая надстройку и рубку, а также горизонтальные поверхности корпуса, при этом не создает помехи видимости из ходовой рубки, постов управления пожарно-спасательными операциями и площадок лафетных стволов с ручным управлением.

На судне имеется 12 мест для экипажа, 22 места для спецперсонала, 1 место для начальника экспедиции и 1 место для представителя Заказчика, 87 мест для спасенных, включая 55 сидячих мест в салоне. Общее количество мест на судне (включая сидячие) - 123.

Предусмотрен медицинский блок, в составе: кабинет врача, совмещенный с амбулаторией; стационар на два места; изолятор на одно место.

Заключение. Обоснованы главные характеристики и особенности мелкосидящего многофункционального спасательного судна, предназначенного для работы в Каспийском, Азовском и Черном морях.

В определении главных размерений МСС, в основном размеров в плане, принципиальную роль играют собственно его функции, так как их много и они требуют значительных площадей для размещения выбранного оборудования, кают и т.п.

Как результат проведенной работы – запущенная в строительство серия из 4 спасательных судов проекта MPSV12. Первое судно в серии "Бахтемир" было сдано в эксплуатацию в мае 2019 года. Были получены уникальные для таких размеров и арктического ледового класса ARC5 дедвейт судна - при осадке 4,50 м / 3,20 м он составляет 1820 тонн / 320 тонн.

REFERENCES

[1] Egorov, G. & Khaustov, A. (2013). *"Line-up" of civil multifunctional salvage vessels*. Morskaya Birzha, No 2(44), 18-29 (in Russian).

[2] Egorov, G. & Ilnitskiy, I. & Tonyuk, V. & Avtutov, N. (2019). *Practical results of work of developed by Bureau lineup of multifunctional salvage vessels.* Materials of Sc.-tech. conf. "Modern technologies of design, building, operation and repair of vessels, marine technical devices and engineering structures". Nikolayev: NUK, 9-11 [in Russian].

[3] Egorov, G. & Ilnitskiy, I. & Avtutov, N. (2010). *Concepts of Russian multifunctional salvage vessels of new generation.* Sudostroenie i sudoremont, No 41, 24-32 (in Russian).

Egorov Gennadiy, Tonyuk Valeriy

Design of multifunctional salvage vessel of MPSV12 project for operation in Caspian, Azov and Black sea regions

***Text of the annotation**. Main characteristics and features of new generation of multifunctional salvage vessels of MPSV12 project for replacement of tug-salvage vessels of 1454, 2262 projects and tug-suppliers of B-92/1 project widely operated in rescue structures of Russia and Ukraine are proved.*

***Keywords**: multifunctional salvage vessel; specialized equipment; design; main characteristics; vessel's class.*

Егоров Геннадий Вячеславович, Тонюк Валерий Иванович

Проектирование многофункционального спасательного судна проекта MPSV12 для работы в Каспийском и Азово-Черноморском регионах

***Текст аннотации**. Обоснованы главные характеристики и особенности многофункционального спасательного судна нового поколения проекта MPSV12 для замены буксиров-спасателей проекта 1454, 2262 и буксиров-снабженцев проекта В-92/1, широко применяемых в спасательных структурах России и Украины.*

***Ключевые слова:** многофункциональное спасательное судно; специализированное оборудование; проектирование; главные характеристики; класс судна.*

УДК 629.5.01

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ НЕСАМОХІДНИХ НАФТОНАЛИВНИХ СУДЕН ПРОЕКТУ ROB20

Єгоров Геннадій Вячеславович, д.т.н., проф., генеральний директор[1], Ільницький Ігор Анатолійович, перший заступник генерального директора, головний конструктор[1], Єгоров Олександр Геннадійович, к.т.н., старший науковий співробітник[1]

[1] Морське Інженерне Бюро

[1] Україна, Одеса

[1] egorov@meb.com.ua, [2] ilnitskiy@meb.com.ua, [3] egorovag@meb.com.ua

***Анотація.** Обґрунтовано концепт несамохідної нафтоналивної баржі типу «Білмакс» проекту ROB20. Проаналізовано шляхові умови річки Білої. Визначено основні характеристики, розроблено конструкцію корпуса баржі з урахуванням виконання вимог МАРПОЛ. Виконано порівняльний аналіз розробленого концепту з баржами-аналогами.*

***Ключові слова**: річкові перевезення; нафта; баржа; проектування; конструкція; безпека.*

В соответствии со статьей Технического регламента 108в на нефтеналивных судах (кроме стоечных) грузоподъемностью более 600 тонн должны быть предусмотрены двойное дно и двойные борта, простирающиеся по всей длине и высоте грузовых танков, или грузовые танки должны быть вкладными.

С целью соответствия современным требованиям был создан концепт баржи для реки Белая.

Фактически требованиям Технического регламента для транспортировки нефтепродуктов на реке Белая соответствуют 4 баржи проекта 82230, а также те баржи проекта Р-27, которые прошли существенное переоборудование путем установки второго дна, второго борта и увеличением высоты борта (таких две, и еще четыре собирались сделать в зимний судоремонт 2017-2018 годов) [1, 2].

Баржи проекта ROB20 представляют собой толкаемые несамоходные суда габаритными размерами (длина х ширина х высота борта) 118 м х 22,6 м х 3,0 м с тронковой палубой высотой 1000 мм, с двойным дном высотой 800 мм и двойными бортами шириной 1400 мм, с 12 грузовыми и 2 отстойными танками, с транцевой носовой и кормовой оконечностями. Диапазон эксплуатационных осадок – от 1,20 м до 2,75 м (см. рисунок 1).

Вместимость танков для груза (включая отстойный танк и шахту выгрузки) 6860 куб.м.

Предназначены для перевозки нефтеналивных грузов с температурой вспышки 60°С и выше, основной груз мазут, по маршруту река Белая – река Волга, включая водохранилища. Поэтому класс О 2.0.

В качестве толкачей на первом этапе используются все те же «Уралы» / «Волгари».

При проектировании корпуса широко применялись расчетные методы, что позволило «скомпенсировать» появление дополнительных второго дна и второго борта, поэтому грузоподъёмность до 6000 тонн (когда позволят глубины). При осадке 2,20 м – 4590 тонн, 1,80 м – 3560 тонн [3].

Когда-то такие же рекорды ставили первые в мире нефтеналивные 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.

Корпус выполняется по смешанной системе набора:

- двойное дно, внутренние борта и палубы - по продольной системе;
- наружный борт и оконечности (форпик и ахтерпик) - по поперечной.

В качестве основного материала корпуса применяется сталь категорий A, D32 и A36, в районе упоров буксира-толкача и сцепной балки сталь категории B.

Судно снабжается двумя носовыми якорями типа Холла массой по 1500 кг каждый. Якоря убираются в клюзы.

В кормовой оконечности устанавливается вертикальная сцепная балка для автоматического сцепного замка типа О-200. Для эксплуатации методом счала с буксирами-толкачами, необорудованными сцепным замком, устанавливаются устройства натяжные типа УНО-40 (по одному с правого и левого бортов) с поглощающими аппаратами и направляющими роликами.

Для сведений, старые баржи типа «Бельская» проекта Р-27 с речным классом «Р», в исходном однокорпусном варианте при осадке 1,80 м берут на борт 2960 тонн груза, а при максимальной осадке 2,60 м – 4590 тонн.

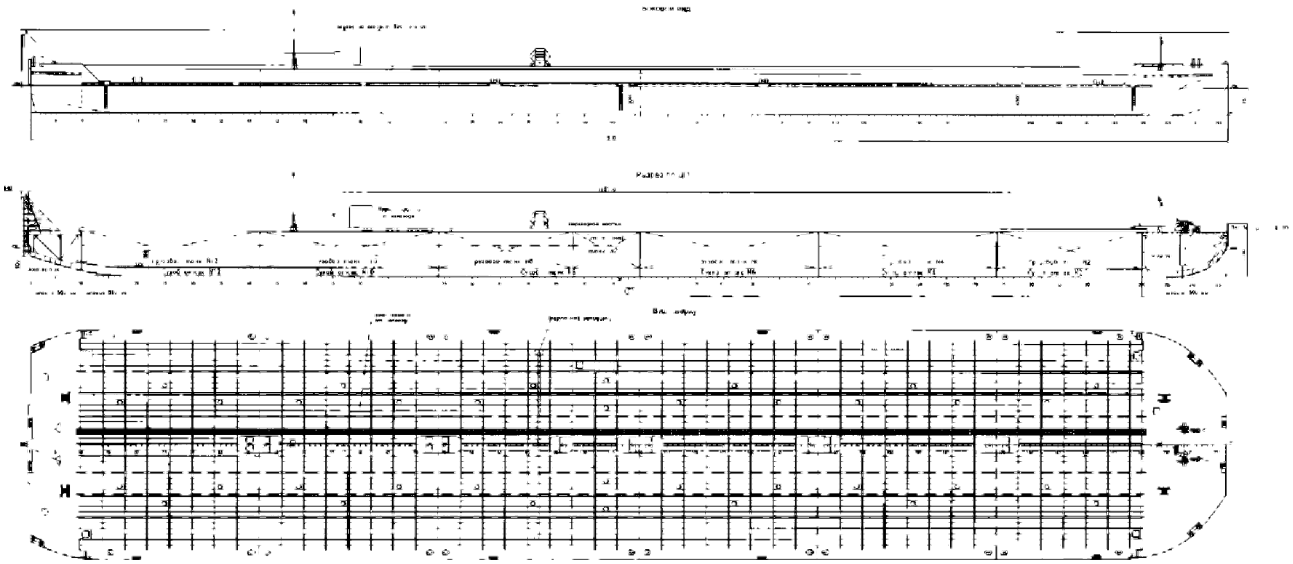


Рисунок 1. Общее расположение нефтеналивной баржи проекта ROB20

Заключение. Создан эффективный концепт баржи для реки Белая. Налицо увеличение возможностей новых барж проекта ROB20, как по массе перевозимого груза, так и по классу судна, плюс «двухкорпусность» – как базовый критерий. Заявленные характеристики подтверждаются успешным опытом эксплуатаций восьми барж проекта ROB20, которые были построены в 2018-2019 годах.

REFERENCES

[1] Egorov, G. & Egorov, A. (2017). *River-sea and river vessels: role of "old" series of vessels and its perspectives*. "Maritime Reporter", 1(59), 18-30 (in Russian).

[2] Egorov, G. & Egorov, A. (2017). *Perspectives of existing river and river-sea vessels*. "ONMU Reporter", 2(51), 40-61 (in Russian).

[3] Egorov, A. (2018). *Parameters of specific metal consumption and light displacement of non-self-propelled vessels of new generation*. "ONMU Reporter", 1(54), 24-42 (in Russian).

Egorov Gennadiy, Ilnitskiy Igor, Egorov Alexander

Design features of non-self-propelled oil vessels of ROB20 project

Text of the annotation. *Concept of non-self-propelled oil barge of "Belmax" type of ROB20 project is grounded. Way conditions of Belaya river are analyzed. Main characteristics are defined; hull's structure of barge with account of requirements of MARPOL is developed. Comparative analysis of developed concept with barges-analogues is executed.*

Keywords: *river transportations; oil; barge; design; structure; safety.*

Егоров Геннадий Вячеславович, Ильницкий Игорь Анатольевич, Егоров Александр Геннадьевич

Особенности проектирования несамоходных нефтеналивных судов проекта ROB20

Текст аннотации. *Обоснован концепт несамоходной нефтеналивной баржи типа «Белмакс» проекта ROB20. Проанализированы путевые условия реки Белая. Определены основные характеристики, разработана конструкция корпуса баржи с учетом выполнения требований МАРПОЛ. Выполнен сравнительный анализ разработанного концепта с баржами-аналогами.*

Ключевые слова: *речные перевозки; нефть; баржа; проектирование; конструкция; безопасность.*

УДК 629.5.01

СУХОВАНТАЖНЕ СУДНО ЗМІШАНОГО ПЛАВАННЯ ПРОЕКТУ RSD32M ДЛЯ ЗАМІНИ ІСНУЮЧИХ СУДЕН ТИПУ «СОРМОВСЬКИЙ» І «ВОЛГО-БАЛТ»

Єгоров Геннадій Вячеславович, д.т.н., проф., генеральний директор[1],
Тонюк Валерій Іванович, технічний директор, головний конструктор[1]
[1] *Морське Інженерне Бюро*
[1] Україна, Одеса
[1] egorov@meb.com.ua, [2] vit@meb.com.ua

Анотація. *Проаналізовано дані щодо стану «класичних» суден типу «Волго-Балт» і «Сормовський». Показано необхідність заміни існуючого флоту. Запропоновано концепт багатоцільового суховантажного судна змішаного плавання проекту RSD32M. Наведено основні характеристики розробленого проекту.*

Ключові слова*: суховантажне судно змішаного плавання; проектування; клас судна; економіка.*

Существующий флот судов смешанного плавания продолжают списывать. Только в 2017 году было списано 41 судно, в 2018 году - 31 судно. Уже по неполным данным на апрель 2019 года утилизировано еще 5 грузовых судов. Среди списанных судов продолжают превалировать "трехтысячники" - 16 судов проекта 1557 типа "Сормовский", 10 судов проектов 2-95, 2-95A/R и 791 типа "Волго-Балт".

По данным на 2017 год:

- из 152 "Волго-Балтов" проектов 2-95 и 2-95A/R постройки ЧССР (строились в 1967-1984 годах) списаны 35,5% - 54 судна (17% - 9 судов потеряны в катастрофах, утилизировано - 45 судов). В эксплуатации 91 судно средним возрастом 40,5 лет, в отстое 7 судов средним возрастом 45,7 года. Средний возраст утилизации - 40 лет. Если же выделить первую серию из 73 "Волго-Балтов" проекта 2-95 (строились в 1967-1974 годах), то из них списано 60% - 44 судна (16% - 7 судов потеряны в катастрофах, утилизировано в XXI веке 51% - 37 судов, до 2000 года - 1 судно). В эксплуатации 27 судов средним возрастом 46,4 года;

- из 121 "Сормовских" проекта 1557 (строились в 1967-1986 годах) списаны 39,7% - 48 судов (17% - 8 судов потеряны в катастрофах, утилизировано - 40 судов). В эксплуатации 63 судна средним возрастом 39 лет. Средний возраст утилизации - 38,4 года. В отстое находится 10 судов средним возрастом 43,5 года - они вероятнее всего также будут сданы на металлолом [1].

Для замены существующих судов типа "Сормовский" и "Волго-Балт" Морским Инженерным Бюро был разработан проект сухогрузного судна смешанного плавания проекта RSD32M (см. рисунок 1).

Представляет собой стальной однопалубный, трехрюмный теплоход, с двумя полноповоротными винторулевыми колонками, с баком и ютом, с кормовым расположением жилой рубки и машинного отделения, с

двойным дном и двойными бортами в районе грузовых трюмов, с бульбовой носовой и транцевой кормовой оконечностями, с люковыми закрытиями съемного типа, с носовым подруливающим устройством.

Суда проекта RSD32M в соответствии с принятой в Бюро классификацией относятся к классу "Азовский пятитысячник", то есть в качестве основной целевой задачи могут перевозить "классические" партии зерна в 5000 тонн из портов Азовского и Каспийского морей при характерной в этих районах осадке 4,20 м [2, 3].

Могут использоваться для транспортировки генеральных и навалочных грузов (в том числе зерна), пакетированных пиломатериалов, круглого леса, металлолома, металла в связках и рулонах, крупногабаритных, длинномерных и тяжеловесных грузов, 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 на внутренних водных путях европейской части Российской Федерации, в Азовском море, а также в Каспийском, Черном, Средиземном, Балтийском, Белом, Северном морях, включая рейсы вокруг Европы и в Ирландское море зимой.

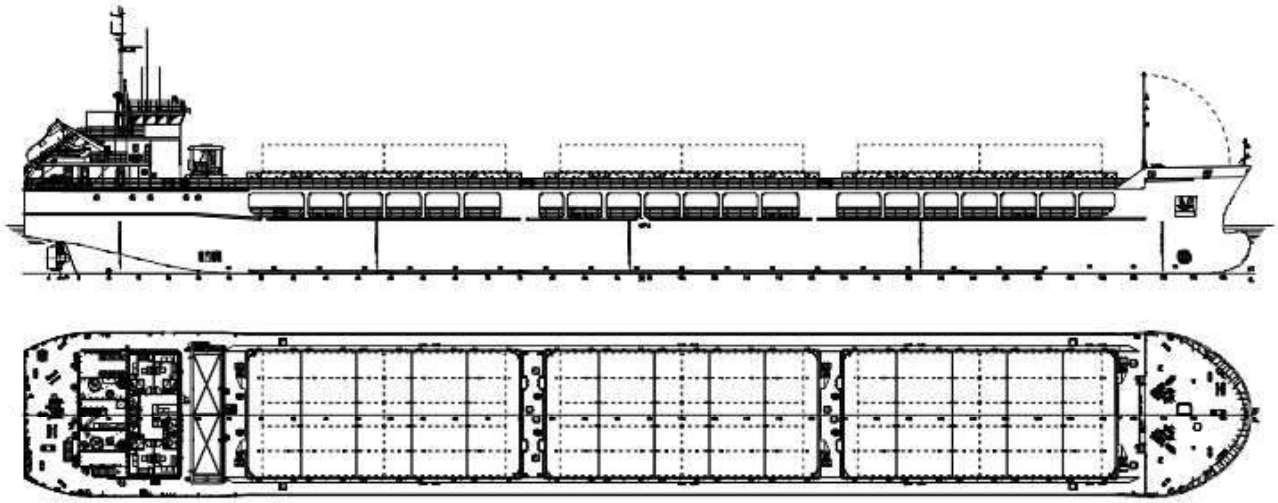


Рисунок 1. Общее расположение сухогрузного судна проекта RSD32M

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

Проект разработан на класс КМ ★ Ice1 R2 AUT1-ICS CONT (deck, cargo holds Nos.1,2,3) DG (bulk, pack) Российского Морского Регистра Судоходства и удовлетворяет всем требованиям Международных Конвенций, действующим на момент закладки судна.

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.

Длина наибольшая составляет 123,17 м, ширина габаритная - 16,75 м, высота борта - 5,50 м.

Вместимость грузовых трюмов 8804 куб. м, количество трюмов - 3.

Все три трюма выполнены ящичной формы, гладкостенные, удобные для проведения грузовых работ и размещения груза без штивки.

Пропульсивная установка состоит из двух полноповоротных винто-рулевых колонок, объединяющих свойства движителей и средств управления в едином комплексе, что позволяет существенно улучшить маневренные качества судна.

В качестве главных двигателей используются два среднеоборотных дизеля мощностью 1180 кВт каждый. Запасы топлива размещаются в диптанках в районе носовой переборки МО.

Скорость эксплуатационная составляет 10,0 узлов.

Автономность плавания в море составляет 20 суток.

Экипаж - 11 человек, мест - 14. Предусмотрена каюта для лоцмана.

Расчетный срок службы корпуса судна 24 года. Второе дно рассчитано на интенсивность распределенной нагрузки 10,0 т/кв. м, а также на работу грейфером.

Заключение. Создан концепт современного сухогрузного судна смешанного плавания на замену существующих судов типа "Сормовский" и "Волго-Балт" с заметно лучшими технико-эксплуатационными характеристиками.

REFERENCES

[1] Egorov, G. & Egorov, A. (2017). *River and river-sea vessels: role of "old" series and its perspectives*. "Maritime Market", 1(59), 18-30 (in Russian).
[2] Egorov, G. (2011). *Renewed lineup of multipurpose river-sea dry-cargo vessels and coasters*. "Maritime Market", 3(37), 38-42 (in Russian).
[3] Egorov, G. & Tonyuk, V. (2018). *"Superfull" multipurpose dry-cargo vessels of "Volgo-Don max" class of RSD59 project of "Pola Makariya" type*. "ONMU Reporter", 4(68), 17-27 (in Russian).

Egorov Gennadiy, Tonyuk Valeriy

River-sea dry-cargo vessel of RSD32M project for replacement of existing vessels of "Sormovskiy" and "Volgo-Balt" type

Text of the annotation. *Information about condition of "classic" vessels of "Sormovskiy" and "Volgo-Balt" type is analyzed. Need of replacement of existing fleet is shown. Concept of multipurpose river-sea dry-cargo vessel of RSD32M project is proposed. Main characteristics of developed project are given.*
Keywords*: river-sea dry-cargo vessel; design; vessel's class; economy.*

Егоров Геннадий Вячеславович, Тонюк Валерий Иванович

Сухогрузное судно смешанного плавания проекта RSD32M для замены существующих судов типа «Сормовский» и «Волго-Балт»

Текст аннотации. *Проанализированы данные по состоянию «классических» судов типа «Волго-Балт» и «Сормовский». Показана необходимость замены существующего флота. Предложен концепт многоцелевого сухогрузного судна смешанного плавания проекта RSD32M. Приведены основные характеристики разработанного проекта.*
Ключевые слова: *сухогрузное судно смешанного плавания; проектирование; класс судна; экономика.*

УДК 629.5.01

КОНЦЕПТ СУЧАСНОГО ТАНКЕРУ-ХІМОВОЗУ З ПОСИЛЕНОЮ КАСПІЙСЬКОЮ ФУНКЦІЄЮ ПРОЕКТУ RST12C

Єгоров Геннадій Вячеславович, д.т.н., проф., генеральний директор[1],
Тонюк Валерій Іванович, технічний директор, головний конструктор[1]
[1] *Морське Інженерне Бюро*
[1] Україна, Одеса
[1] egorov@meb.com.ua, [2] vit@meb.com.ua

Анотація. *Показане, що судна з «надповними» обводами «Дніпро / Волго-Дон макс» класу, створені Морським Інженерним Бюро, є найсучаснішими й економічно ефективними у своєму класі на сьогоднішній день. Підкреслено особливості концепту нафтоналивного судна-хімовоза проекту RST12C. Наведено основні характеристики.*
Ключові слова*: танкер змішаного плавання; проектування; клас судна; коефіцієнт повноти; економіка.*

Сегодня наиболее заметным явлением в воднотранспортной отрасли является массовая постройка необычных для всей практики мирового судостроения «сверхполных» танкеров смешанного река-море плавания проекта RST27 и созданных на их базе комбинированных судов (танкеров-площадок) проекта RST54 и танкеров-химовозов проекта RST27M [1-3].

Действительно, трудно не заметить, как за три года отечественными заводами было поставлено 54 судна этих проектов. Такие темпы и такая массовая серия были характерны для лучших периодов советского судостроения и это, конечно, очень достойное сравнение для сегодняшних отечественных верфей.

Уже при строительстве судов проектов RST27 происходило существенное расширение спектра перевозимых наливных грузов: к нефти и нефтепродуктам сначала были добавлены 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, впрочем, требующая выполнения нормативов по непотопляемости и оборудованию, а также по покрытиям танков к химовозу типа ИМО 2.

Наконец, рост перевозок по Каспийскому морю потребовал увеличения грузоподъемности при осадках, характерных для портов Ирана и Туркмении. В итоге был создан новый концепт RST12C (см. рисунок 1).

Как и другие танкеры смешанного плавания Морского Инженерного Бюро, суда проекта RST12C используют в качестве единых средств движения и управления полноповоротных винто-рулевых колонок, имеют развитый тронк, применяют грузовые погружные насосы, у них отсутствуют продольная переборка в ДП и набор в грузовых танках.

Суда проекта RST12C удовлетворяют габаритам Днепра, Волго-Донского судоходного канала и Волго-Балтийского пути. Габаритная длина составляет 141,00 м, ширина - 16,9 м, высота борта - 6,0 м, высота тронка - 1,75 м. Относятся к танкерам "Днепро / Волго-Дон макс" класса.

Танкеры имеют усиленную "каспийскую" функцию: при "каспийской" осадке 4,54 м дедвейт 7875 тонн (у проекта RST27 - дедвейт 7022 тонн), что больше на 853 тонны; 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. Дедвейт в реке при осадке 3,60 м – 5447 тонн.

Класс Российского Морского Регистра Судоходства - КМ ★ Ice1 R2-RSN(4.5) AUT1-ICS VCS ECO-S OMBO Oil tanker/Chemical tanker type 2 (ESP).

При проектировании учтены специальные требования мировых нефтяных компаний, дополнительные экологические ограничения класса Российского морского Регистра судоходства "ЭКО ПРОЕКТ" (ECO-S).

Предназначаются для перевозки сырой нефти и нефтепродуктов плотностью до 1,015 т/м³, в том числе бензина, без ограничения по температуре вспышки, с обеспечением перевозки груза с поддержанием температуры 50°С, а также химических грузов.

Обеспечивается одновременная перевозка 2 (двух) сортов груза.

Грузовая система выполнена под одновременную перевозку двух сортов груза, производительность грузовых насосов - 6 х 200 м³/час. Установлено два вспомогательных паровых котла производительностью по 2,5 т/ч.

В качестве главных двигателей используются два среднеоборотных дизеля мощностью по 1200 кВт, работающие на тяжелом топливе вязкостью IFO380. Подруливающее устройство - 230 кВт. Электростанция состоит из трех дизель-генераторов по 350 кВт и аварийно-стояночного дизель-генератора 150 кВт.

Экипаж - 11 человек, мест - 14 + лоцман. Автономность (в море / в реке) - 20 / 12 сут.

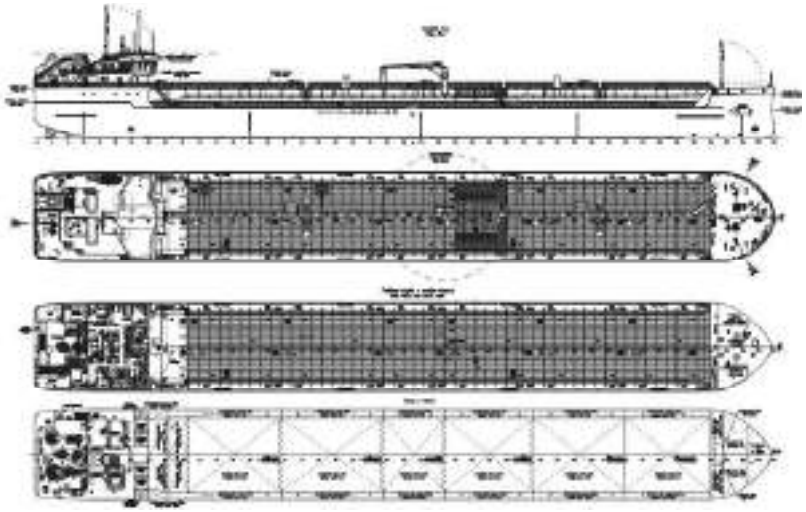


Рисунок 1. Общее расположение танкера проекта RST12C

Заключение. Создан концепт современного «сверхполного» танкера-химовоза смешанного плавания, отвечающий самым последним требованиям по безопасности и экологии, с оптимальным для Каспийского региона классом судна, что позволило достичь наилучших показателей по дедвейту.

REFERENCES

[1] Egorov, G. (2016). *About creation of new generation of "superfull" river and river-sea cargo vessels*. "ONMU Reporter", 2(48), 12-48 (in Russian).
[2] Egorov, G. & Tonyuk, V. & Durnev, E. (2017). *"Superfull" combined vessels of RST54 project for transportation of oil products and bulk cargoes, and also containers, vehicles and designed cargoes*. "Shipbuilding", 4, 17-24 (in Russian).
[3] Bagautdinov, R. & Egorov, G. (2012). *Concepts of river-sea tankers of new generation*. "Maritime Market", 2(40), 22-35 (in Russian).

Egorov Gennadiy, Tonyuk Valeriy
Concept of modern chemical tanker with enhanced Caspian function of RST12C project

***Text of the annotation**. It is shown that vessels with "superfull" hull forms of "Dnepro / Volgo-Don max" class, created by Marine Engineering Bureau, are the most modern and economically effective in their class as for today. Features of concept of chemical tanker of RST12C project are marked. Main characteristics are given.*
***Keywords:** river-sea tanker; design; vessel's class; block coefficient; economy.*

Егоров Геннадий Вячеславович, Тонюк Валерий Иванович
Концепт современного танкера-химовоза с усиленной Каспийской функцией проекта RST12C

***Текст аннотации**. Показано, что суда со «сверхполными» обводами «Днепро / Волго-Дон макс» класса, созданные Морским Инженерным Бюро, являются самыми современными и экономически эффективными в своем классе на сегодняшний день. Подчеркнуты особенности концепта нефтеналивного судна-химовоза проекта RST12C. Приведены основные характеристики.*
***Ключевые слова:** танкер смешанного плавания; проектирование; класс судна; коэффициент полноты; экономика.*

УДК 629.5.01

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНИ ВАГИ КОРПУСУ ЗА РАХУНОК ЗБІЛЬШЕННЯ ВИСОТИ ПОПЕРЕЧНОГО ПЕРЕРІЗУ СУДНА

***Єгорова Ольга Геннадіївна, науковий співробітник*[1]**
[1] *Морське Інженерне Бюро*
[1] Україна, Одеса
[1] egorovaog@meb.com.ua

***Анотація.** Проаналізовано варіанти оптимізації ваги судна в порожньому стані. Обрано об'єкт дослідження – судно «Волго-Дон / Дніпро макс» класу як найбільш оптимальний варіант судна змішаного плавання. Визначено моменти інерції поперечного перерізу й вага судна в порожньому стані для різних варіантів висот поперечного перерізу судна.*
***Ключові слова**: конструкція; міцність; металоємність; комінгс; тронк.*

Проектирование конструкции корпуса грузового судна – сложный процесс, основными этапами которого являются: - выбор системы набора и расположение элементов, - определение внешних нагрузок на конструкции судна и расчет размеров связей основных элементов. Грузовое судно должно быть техническим, надежным и экономически эффективным. Совместное выполнение данных условий приводит к тому, что при проектировании судна, возникают противоречивые задачи, решение которых часто достигается компромиссом между отдельными требованиями, при этом удовлетворение одних требований может ухудшать другие [1].

Одним из показателей экономической эффективности является возможность судна смешанного река-море плавания перевозить максимальное количество груза при заданных путевых условиях. При ограничении

главных размерений, обеспечение максимальной грузоподъемности возможно только за счет уменьшения веса судна порожнем.

Поскольку для грузовых судов основной составляющей веса порожнем является вес металлического корпуса, то основной задачей проектирования, с точки зрения уменьшения веса судна порожнем, является уменьшение веса металла корпуса.

Суда смешанного река-море плавания будут иметь минимальную металлоемкость, когда толщины листовых элементов корпуса не будут превышать минимальные толщины типа $S_{\min} = (A_1 + A_2 L) \cdot \sqrt{\eta} \cdot K(a/a_0)$, где A_1, A_2 – коэффициенты формул $S_{\min}$ из Правил, η – фактор материала, $K(a/a_0)$ – коэффициент влияния шпации, a, a_0 – принятая для основного набора и нормальная шпации.

Поэтому основной набор (как, правило, речь идет о продольных ребрах жесткости) должен иметь такую шпацию, которая обеспечит устойчивость подкрепляемых ими пластин при общем продольном изгибе при сохранении листами толщин, равных минимальным по требованиям Правил.

На рисунке 1 приведены зависимости для толщины днищевой обшивки, требуемые по условиям обеспечения устойчивости и по критерию минимальных толщин в зависимости от длины судна L, шпации a, предела текучести стали R_{eH} и класса КО.

Кроме того, есть требования эксплуатационной надежности и долговечности по износам, которые далеко не всегда имеют четкое определение в Правилах КО, но в целом, именно эти факторы и определяют минимальные толщины [2].

Одним из способов оптимизации металлоемкости судов смешанного река-море плавания является рациональный выбор главных размерений судна, который приводит к уменьшению веса корпуса [3].

В рамках исследования, для рассматриваемого судна, длина и ширина корпуса судна приняты постоянными величинами, обусловленными путевыми ограничениями. В качестве переменой величины использовалась приведенная высота борта судна, зависящая от изменения высоты тронка в грузовой зоне. Получена зависимость веса металлического корпуса от приведенной высоты борта при постоянных длине и ширине корпуса.

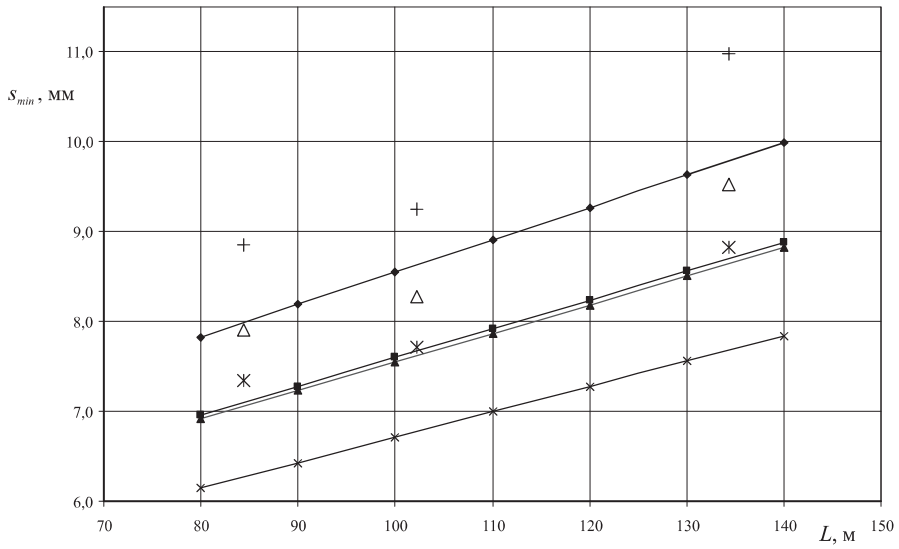


Рисунок 1. Требуемые по критерию минимальных толщин и условию обеспечении устойчивости толщины днищевой обшивки

по критерию минимальных толщин R_{eH} = 235 МПа, R2, R2-RS R_{eH} = 235 МПа, R3-RS

R_{eH} = 315 МПа, R2, R2-RS R_{eH} = 315 МПа, R3-RS

По критерию устойчивости обшивки ✱ a = 0,50 м △ a = 0,55 м + a = 0,635 м

Для целей исследования, в программном обеспечении «ИСПА» была смоделирована верхняя часть поперечного сечения корпуса судна «Волго-Дон / Днепро макс» класса. Было рассмотрено 4 варианта приведенной высоты борта (7500 мм – исходная высота судна-прототипа, 7700 мм, 8000 мм и 8400 мм).

Заключение. Для всех рассматриваемых ограниченных районов плавания увеличение высоты поперечного сечения судна «Волго-Дон / Днепро макс» класса с 7500 мм до 8000 мм (на 6,25% по сравнению исходной высотой) приводит к уменьшению массы корпуса. Это становится возможным за счет увеличенного момента инерции поперечного сечения, благодаря которому удается уменьшить размеры связей верхней части поперечного сечения, зависящих от общей продольной прочности, несмотря на возрастающие массы связей обшивки борта. При увеличении высоты борта более чем на 6,25%, дополнительная масса связей обшивки борта превосходит уменьшенный вес связей верхней части поперечного сечения, зависящих от общей продольной прочности.

Повышение приведенной высоты борта (увеличение высоты тронка для рассматриваемого судна-прототипа) – по сравнению с базовым вариантом ведет к увеличению объема грузовых танков примерно на 10%.

REFERENCES

[1] Svechnikov, O. (1987). *Reducing of metal consumption of inland navigation vessels' hulls*. M, "Transport", 221 p. (in Russian).

[2] Egorov, G. (2007). *Design of vessels of restricted sailing area based on risk theory*. Sudostroenie, 384 p. (in Russian).

[3] Arkhangorodsky, A & Belenky, L. (1959). *Analytical method of design of vessel's hull.* - L .: Sudostroenie, 208 p. (in Russian).

Egorova Olga

Studying of the change of the hull's weight by increasing of the vessel's cross-section height

Text of the annotation. *Optimization variants of vessel's lightweight displacement are analyzed. Object of study, the vessel of "Volgo-Don / Dnepro max" class as the most optimal variant of river-sea vessel, is chosen. Moments of inertia of cross-section and lightweight of the vessel for different variants of cross-section height are defined.*

Keywords: *structure; strength; metal consumption; coamings; trunk.*

Егорова Ольга Геннадьевна

Исследование изменения веса корпуса за счет увеличения высоты поперечного сечения судна

Текст аннотации. *Проанализированы варианты оптимизации веса судна порожнем. Выбран объект исследования – судно «Волго-Дон / Днепро макс» класса как наиболее оптимальный вариант судна смешанного плавания. Определены моменты инерции поперечного сечения и вес судна порожнем для различных вариантов высот поперечного сечения судна.*

Ключевые слова: *конструкция; прочность; металлоемкость; комингс; тронк.*

УДК 629.5.01

АЛГОРИТМ ОЦІНКИ СТАНУ ПОШКОДЖЕНОГО СУДНА

Нільва Володимир Олександрович, науковий співробітник
Морське Інженерне Бюро
Україна, Одеса
nilvajr@meb.com.ua

Анотація. *Представлено алгоритм програмного комплексу , що дозволяє оцінити аварійну міцність, остійність та непотоплюваність судна змішаного плавання для формулювання рекомендацій екіпажу судна щодо дій після аварії.*

Ключові слова*: судно змішаного плавання; аварійна міцність; алгоритм оцінки стану пошкодженого судна.*

При получении судном повреждения, которое не привело сразу к его гибели, возникает необходимость оперативного принятия решений по дальнейшим действиям:

1. При столкновении, повреждении днища, допустимо ли команде оставаться на судне и бороться за его живучесть, или уже необходима эвакуация из-за угрозы перелома корпуса (например, от продолжающей поступать в пространство корпуса забортной воды).

2. При посадке на мель, возможно ли скорейшее снятие судна с мели, или же при проведении спасательных мероприятий произойдет окончательное разрушение корпуса, что затруднит (или сделает невозможным) эксплуатацию судов на данном навигационном участке.

Для принятия таких решений требуется оценить с достаточной точностью состояние поврежденного судна, его остойчивость и прочность. Вопросы оценки аварийной прочности сухогрузных и наливных судов смешанного река-море плавания, а также аналитический метод оценки геометрических характеристик поперечного сечения поврежденного судна подробно рассмотрены в работах [1-3].

В условиях отсутствия точной информации о состоянии поврежденного судна необходимо применять такой алгоритм принятия решений, который позволит определить с достаточной вероятностью локализацию повреждения, объем влившейся воды, изгибающие моменты на тихой воде, волновые изгибающие моменты, необходимость оценки прочности и непотопляемости. На основании данной оценки формулируются рекомендации для команды аварийного судна.

Рассмотрим детально алгоритм программы, которая выполняет поставленные задачи. Блок-схема алгоритма представлена на рисунке 1.

Исходными данными для расчетов являются: главные размерения судна, плотность воды, масштаб Бонжана, информация о цистернах (объем, абсцисса ц.т., предельная высота заполнения отсека, абсциссы носовой и кормовой переборок), информация о грузовых помещениях (объем, абсцисса ц.т., абсциссы носовой и кормовой переборок, плотность груза), информация о наличии и типах установленных на судне приборах контроля прочности и посадки.

Этап 0. Исходное состояние судна после получения пробоины. Известна его аварийная посадка (определена визуально командой либо с помощью приборов контроля посадки).

Этап 1. Затопление пробного i-го отсека (группы отсеков) судна в неповрежденном состоянии.

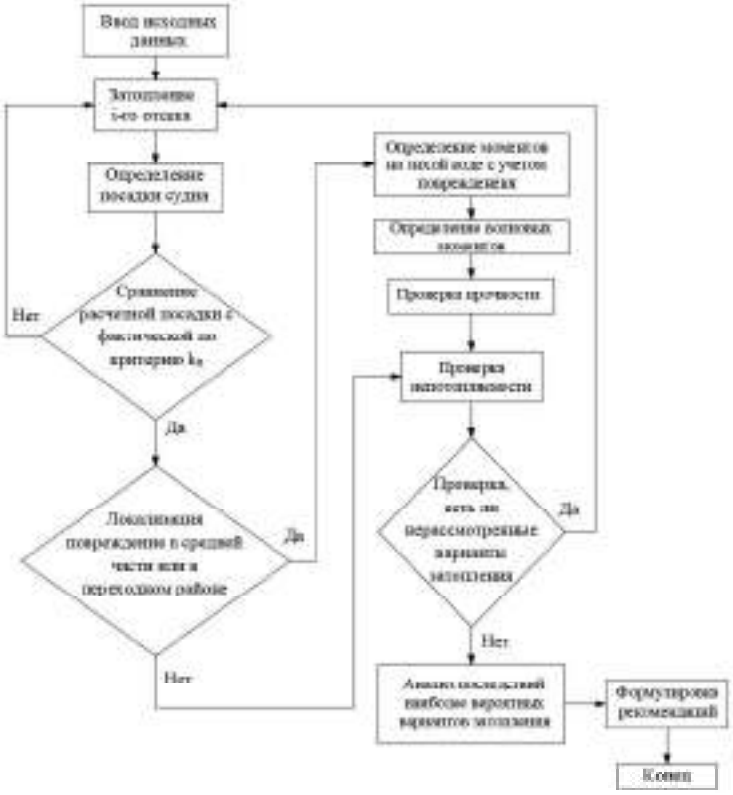


Рисунок 1. Алгоритм оценки аварийного состояния судна

Этап 2. Расчет посадки судна итерационным методом. Заполнение цистерны происходит до ее крыши либо до уровня действующей ватерлинии. Если крыша цистерны ниже ватерлинии, то расчет ограничивается одной итерацией. Изменение осадки, углов крена и дифферента производится методом приема груза. Если ватерлиния ниже крыши цистерны, то положение ватерлинии корректируется в зависимости от объема влившейся воды. Следующие итерации включают в себя пересчет объема влившейся воды до уровня новой ватерлинии.

Этап 3. Определив расчетную посадку судна, ее сравнивают с фактической посадкой аварийного судна.

Этап 4. В зависимости от выбранной расчетной комбинации поврежденных отсеков определяется наиболее вероятная локализация пробоины. Если она находится в средней части судна (0,25 L от миделя) или в переходном районе (0,25÷0.35 L от миделя), то необходима проверка прочности поврежденного судна. Если же пробоина находится в оконечности (0,15 L от носового или кормового перпендикуляра), то производится переход сразу к этапу 8 – расчету непотопляемости.

Этап 5. Определение изгибающих моментов на тихой воде. Под действием общего изгиба корпус судна представлен в виде непризматической балки, которая загружена силами веса и силами поддержания. Для определения равнодействующей нагрузки, действующей на балку, строят эпюры этих сил с соблюдением условия равенства площадей эпюр сил веса и сил поддержания и абсцисс их центров тяжести.

Проверочным действием при построении данных эпюр является удифферентовка судна, при этом происходит корректировка эпюр, если необходимо для выполнения упомянутого равновесия. После проверки производят алгебраическое суммирование ординат эпюр сил веса и сил поддержания, определяя равнодействующую нагрузку.

Проинтегрировав полученную эпюру равнодействующей нагрузки четырежды, определяют эпюры срезывающих сил, изгибающих моментов, углов поворота поперечных сечений и прогибов судна.

Этап 6. Определение волновых моментов с учетом фактических высот волн в момент аварии и в течение ближайшего прогнозируемого отрезка времени.

Этап 7. Проверка прочности производится с учетом расчетных изгибающих моментов (суммы новых изгибающих моментов на тихой воде и волновых моментов).

Этап 8. Проверка непотопляемости подразумевает оценку аварийной посадки и остойчивости.

Этап 9. После окончания цикла производится проверка, остались ли нерассмотренные варианты затопления. Если да, то производится переход к этапу 1. Если были проверены все возможные варианты повреждения отсеков, то переходят к этапу 10.

Этап 10. Отбор наиболее вероятных вариантов повреждения. Рассмотрение наихудшего варианта повреждения по критериям прочности и непотопляемости и наиболее вероятного. Возможны случаи, когда эти два варианта совпадают.

Этап 11. В зависимости от вида и степени повреждения формулируются рекомендации экипажу аварийного судна:

- оставить аварийное судно;
- продолжать бороться за живучесть (установить пластырь на пробоину, откачивать воду из повреждённого отсека и т.д.).

Заключение. Представленный алгоритм программного комплекса позволяет оценить состояние судна смешанного плавания после получения повреждения. Отбор наиболее вероятных вариантов повреждения выполняется по критериям посадки судна, изменению напряжений в крайних поясьях, изменению прогибов судна. Из всех возможных вариантов выбирается наиболее вероятный и наихудший варианты повреждения. На основании оценки состояния поврежденного судна формируются рекомендации экипажу судна.

REFERENCES

[1] Nilva, V. (2013). *Assessment of load-carrying strength of river-sea going dry cargo vessel's hull with the loss of the part of longitudinals* ONMU Reporter. - Odessa: ONMU. - Vol. 3(39). - 96–108 (in Russian).

[2] Nilva, V. (2014). *Assessment of load-carrying strength of river-sea going tanker's hull with the loss of the part of longitudinals.* ONMU Reporter. - Odessa: ONMU. - Vol. 1 (40). - 72 – 82 (in Russian).

[3] Nilva, V. (2015). *Analytic method of definition of geometric characteristics of inland or river-sea navigation dry-cargo vessel after receiving damage*. ONMU Reporter. - Odessa: ONMU. - Vol. 2 (44). - 60 – 69 (in Russian).

Nilva Vladimir

Algorithm for assessing the condition of the damaged vessel

Text of the annotation. *The algorithm of the software complex is presented, which allows to assess the emergency strength, stability and unsinkability of river-sea vessel for the formulation of the recommendations to the vessel's crew regarding the actions after the accident.*

Key words: *river-sea vessel; emergency strength; algorithm for assessing the condition of a damaged vessel.*

Нильва Владимир Александрович

Алгоритм оценки состояния поврежденного судна

Текст аннотации. *Представлен алгоритм программного комплекса, позволяющего оценить аварийную прочность, остойчивость и непотопляемость судна смешанного плавания для формулирования рекомендаций экипажа судна по действиям после аварии.*

Ключевые слова: *судно смешанного плавания; аварийная прочность; алгоритм оценки состояния поврежденного судна.*

УДК 629.12:532.059.041

ОЦІНКА ХВИЛЮВАННЯ НА ВІДКРИТІЙ РЕЙДОВІЙ СТОЯНЦІ НАВКОЛО НЕРУХОМОГО ПОДОВЖЕНОГО ОБ'ЄКТА

Єфремова Ніна Володимирівна, к.т.н., доц.,[1],
Нільва Олександр Юхимович, к.т.н., старший науковий співробітник[2]
[1] Одеський національний морський університет, кафедра теорії і проектування корабля ім. проф. Ю.Л. Воробйова
[1] Україна, Одеса
[2] Морське Інженерне Бюро
[2] Україна, Одеса
[1] nina290264@gmail.com, [2] nilva@meb.com.ua

Анотація. *Надано результати розрахунків відносних амплітуд хвилювання у завданих точках навколо нерухомого подовженого об'єкта, який плаває без ходу на рейдовій стоянці та на який набігає під довільним кутом регулярне хвилювання малої амплітуди. Виконано аналіз хвильових полів, що виникають навколо трьох об'єктів судноподібної форми. Наведено приклади хвильових полів та величини відносних амплітуд хвилювання.*

Ключові слова*: мілководдя; лінійна теорія хвилювання; дифракційний потенціал; хвильовий профіль.*

Проблема визначення характеристик хвилювання на відкритій рейдовій стоянці тісно пов'язана з безпекою мореплавання (передача людей і вантажів з одного судна на інше) і екологічною безпекою (ліквідація розливів нафти й нафтопродуктів).

Судно, що перебуває на відносно мілководній рейдовій стоянці, є перешкодою хвилюванню, що набігає з моря. Суттєва тривимірність хвильового поля, нестаціонарність області, зайнятої рідиною та нелінійність граничної умови на вільній поверхні рідини обумовлюють крайню складність оцінки взаємодії судна з таким хвилюванням. Рішення такої задачі в загальному виді поки не отримане. Рішення задач для різних об'єктів вимагає уточнення й спеціалізації граничних умов.

Більшість існуючих рішень дифракційної задачі в останні роки присвячене оцінці впливу хвиль на стаціонарні або рухливі шельфові спорудження (Offshore structures). Ці об'єкти, як правило, мають досить просту форму – циліндр або група циліндрів.

У роботі [1], присвяченій дослідженню взаємодії океанських хвиль із спорудами, що використовують енергію хвиль для виробництва електроенергії (Oscillating Water Column, OWC), надано аналітичне рішення першого порядку задачі про дифракцію хвиль на пустотілому вертикальному циліндрі в океані кінцевої глибини. У роботі [2] для такого ж об'єкта визначене хвильове поле, створене коливним циліндром і вирішено комбіновану задачу дифракції-випромінювання.

У роботі [3] представлено повне аналітичне рішення другого порядку нелінійної дифракційної задачі для двовимірних нерухливих прямокутних циліндрів на вільній поверхні рідини кінцевої глибини. Для цих об'єктів визначені величини вертикальних і горизонтальних сил першого й другого порядків, для верифікації рішення виконане порівняння з експериментами й розрахунками інших авторів.

Розгляд наведених результатів досліджень показує, що для тіл судноподібної форми дифракційна задача вирішується при визначенні хвильових навантажень на глибокій воді або для визначення гідродинамічних сил при хитавиці на мілководді.

Враховуючи, що в умовах обмеженості глибини рейдової стоянки поява довгих хвиль, які можуть викликати помітну хитавицю великотоннажного об'єкта, малоймовірно, останній вважається нехитним. Лінійна постановка дифракційної задачі обрана з урахуванням трансформації хвилювання на мілководді (тривимірні хвилі, що приходять із глибоководних районів, перетворяться у двовимірні, великі хвилі зменшуються, дрібні збільшуються по довжині й висоті). Крім того, у випадку помірного хвилювання розрахунки мореплавності судна із застосуванням лінійної теорії дають цілком прийнятні результати.

З урахуванням прийнятих допущень для визначення характеристик хвильового поля поблизу об'єкта повинні бути вирішено дві послідовні задачі:

- визначення потенціалу швидкостей обуреного руху рідини, викликаного дифракцією хвилювання малої амплітуди, що набігає під довільним кутом на нерухливий об'єкт в умовах мілководдя;
- визначення в заданих точках навколо об'єкта амплітуд хвиль, викликаних, хвилюванням, що набігає і його дифракцією на об'єкті, як на перешкоді розповсюдженню хвиль.

За результатами розрахунків для всіх комбінацій глибини акваторії, довжини хвиль і курсових кутів хвилювання отримані розподіли відносних хвильових амплітуд $\bar{r} = r / a$ навколо трьох об'єктів у квадратнім полі $|x| \le L$, $|y| \le L$, побудовані лінії рівних амплітуд із кроком $\Delta\bar{r} = 0.1$.

Аналіз розрахованих хвильових полів дозволив виявити наступні закономірності.

1. Характер хвильового поля в основному визначається формою шпангоутних контурів – це видно при порівнянні полів навколо об'єктів 2 і 3. Вплив країв приводить до несиметрії хвильового поля відносно площини мідель-шпангоута об'єкта.

2. При поперечному і косому хвилюванні поблизу всіх об'єктів з боку набігання виникають стоячі хвилі, пучності яких віддалені одна від одної на відстань, приблизно рівну половині довжини хвилі. Крутість хвиль у цій області збільшується приблизно вдвічі в порівнянні з областю гідродинамічної тіні або з областю на значнім видаленні від корпуса судна. Між пучностями розташовані зони зменшення хвильових ординат. Розташування пучностей залежить від курсового кута хвилювання й мало змінюється при зміні глибини акваторії.

3. В області гідродинамічної тіні стоячі хвилі відсутні. Розташування й довжина області тіні в основному визначається величиною курсового кута хвилювання й довжиною хвилі й майже не залежить від глибини акваторії. Величина ослаблення хвилювання в області тіні більше усього залежить від довжин хвиль і курсового кута хвилювання, меншою мірою – від глибини.

4. Збільшення відносних хвильових ординат $\bar{r} = r / a$ залежить від курсового кута хвилювання й довжин хвиль.

Висновок. Хвильові поля навколо циліндричних подовжених тіл з однаковими довжинами й осадками, різною поздовжньою повнотою й формою поперечного перерізу відрізняються й в області набігання, і в області гідродинамічної тіні. Причина відмінності – форма бортової поверхні.

Відмінність хвильового поля навколо судна від полів навколо циліндричних об'єктів обумовлена наявністю країв. При поперечному набіганні відмінність менш виражена, ніж при косому.

Чим хвилі, що набігають, довші, тем менші зміни у хвильове поле вносить об'єкт (судно або циліндр).

Відмінність у хвильових полях практично відсутня на відстані від об'єкта, що перевищує його довжину. Тому для гідродинамічних характеристик, визначених по асимптотиках потенціалів, можна використовувати дані для горизонтальних циліндрів відповідних розмірень. Характеристики хвилювання в близькому полі вимагають уточнення залежно від форми об'єкта.

REFERENCES

[1] Song-Ping, Z. & Mitchell, L. (2009). *Diffraction of ocean waves around a hollow cylindrical shell structure*. Wave Motion, No. 46, 78-88.

[2] Song-Ping, Z. & Mitchell, L. (2011). *Combined diffraction and radiation of ocean waves around an OWC device*. Journal of Applied Mathematics and Computing, No. 36, 401-416.

[3] Goren, O. & Calisal, S. (2011). *Second-order wave diffraction by horizontal rectangular barriers.* Journal of Civil Engineering, No. 38, 546-555.

Efremova Nina, Nilva Alexander

Evaluation of sea state on opened roadstead around stationary elongated object

***Text of the annotation**. Results of calculations of relative wave amplitudes at given points around stationary elongated object that floats without running on roadstead and on which regular wave of small amplitude runs at unspecified angle are presented. The analysis of wave fields that arise around three objects of shiplike shape is performed. Examples of wave fields and values of relative amplitudes of waves are given.*

***Keywords:** shallow water; linear wave theory; diffraction potential; wave profile.*

Ефремова Нина Владимировна, Нильва Александр Ефимович

Оценка волнения на открытой рейдовой стоянке вокруг неподвижного удлиненного объекта

***Текст аннотации**. Представлены результаты расчетов относительных амплитуд волнения в заданных точках вокруг неподвижного удлиненного объекта, который плавает без хода на рейдовой стоянке и на который набегает под произвольным углом регулярное волнение малой амплитуды. Выполнен анализ волновых полей, которые возникают вокруг трех объектов судоподобной формы. Приведены примеры волновых полей и величины относительных амплитуд волнения.*

***Ключевые слова:** мелководье; линейная теория волнения; дифракционный потенциал; волновой профиль.*

УДК 629.5:532

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПОВНОТИ РІЗНИХ ПЕРЕРІЗІВ КОРПУСУ KCS НА ЙОГО ПОВНИЙ ОПІР

Печенюк Андрій Володимирович, к.т.н.
Національний університет «Одеська морська академія»
Україна, Одеса
ORCID 0000-0001-9745-2633

***Анотація.** Нещодавно був представлений новий метод оптимізації форми корпусу, концепція якого враховує деякі положення класичних досліджень хвильового опору. У даній роботі цей метод було вперше застосовано до всієї поверхні корпусу контейнеровозу KCS з метою взяти до уваги усі можливості зниження буксирувального опору та дослідити вплив повноти різних його перерізів.*

***Ключові слова**: оптимізація форми корпусу; буксирувальний опір; метод оптимальної трансформації.*

Введение. В ряде публикаций [1-3] была представлена информация о разработке, применении и совершенствовании метода оптимизации формы корпуса – метода оптимальной трансформации. Концепция метода подразумевает варьирование формы корпуса, которое вначале задается на строевой по шпангоутам. В рамках этого достаточно известного подхода особенностями метода являются: локальность отдельных модификаций, затрагивающих только ограниченный участок корпуса по длине; введенная гипотеза о независимом влиянии различных участков на сопротивление корпуса; специальные методы трансформации теоретических шпангоутов в пределах модифицируемого участка, способствующие сохранению неизменного вертикального распределения полноты. На примере двух судов различного типа, одним из которых является контейнеровоз KCS, было показано, что метод вполне может применяться к носовой части корпуса как универсальный.

Однако применение указанного метода к кормовой части судна вызывает ряд затруднений, связанных, прежде всего, с организацией варьирования геометрии по универсальным принципам. Кормовые обводы судов отличаются большим многообразием форм, и с точки зрения геометрии выработать общие принципы их перестроения значительно сложнее. Вместе с тем хорошо известно, что форма кормовой части оказывает значительное влияние на буксировочное сопротивление, которое в некоторых случаях может даже превышать влияние формы носовой части. Поэтому включение кормовой части в оптимизационный процесс является важной задачей. В качестве первого этапа ее решения в настоящей работе предложен подход к варьированию

обводов, который пока не может претендовать на универсальность, но позволяет применить метод оптимальной трансформации к кормовой части корпуса контейнеровоза KCS.

Таким образом, метод был применен ко всему корпусу контейнеровоза KCS, что позволило получить не только оптимальную с точки зрения величины полного сопротивления форму обводов, но и данные о влиянии различных районов судовой поверхности на сопротивление. Анализ этих данных, направленный на обоснование и объяснение полученного оптимального решения, является основной ***целью настоящей работы***.

Основная часть. К форме корпуса KCS были применены модификации, показанные на рисунках 1, 2 как варианты безразмерной строевой по шпангоутам (L_E – длина носового заострения, L_R – длина кормового заострения), заданные в пределах ряда участков, выделенных по длине. В соответствии с концепцией метода оптимальной трансформации каждая модификация приводит к положительному или отрицательному приращению объемного водоизмещения $\delta\nabla$.

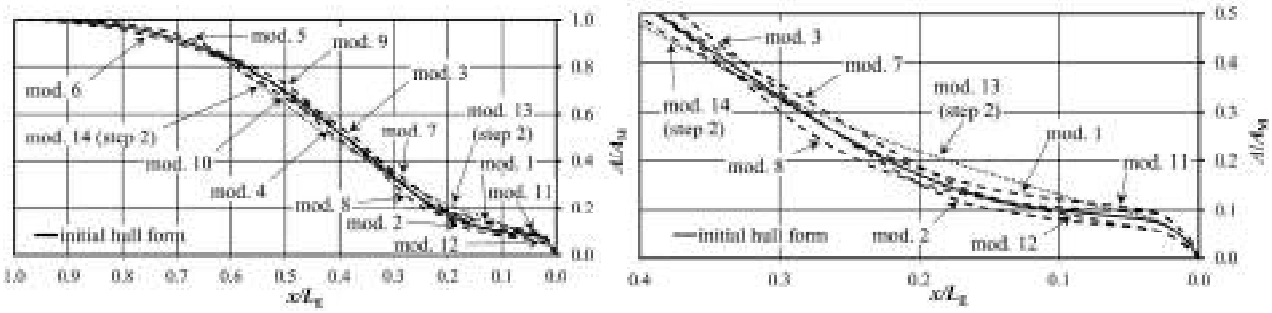


Рис. 1 – Модификации формы корпуса на носовой ветви безразмерной строевой по шпангоутам

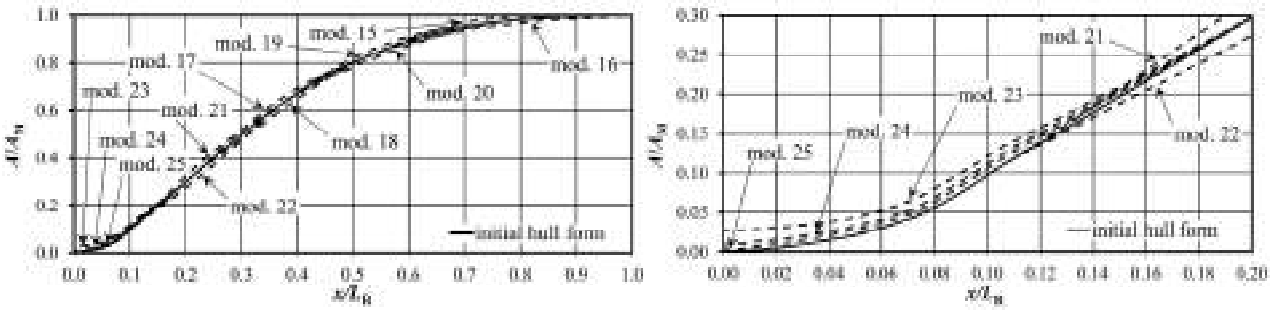


Рис. 2 – Модификации формы корпуса на кормовой ветви безразмерной строевой по шпангоутам

Принцип формирования модификаций поверхности корпуса в соответствии с рис. 1, 2 был продемонстрирован в работах [1-3] применительно к носовой оконечности. Согласно нему, приращение водоизмещения $\delta\nabla$ соответствует приращению площади строевой, обусловленной новой ее формой в пределах рассматриваемого участка. Размеры участков и $\delta\nabla$ в целом должны быть достаточно большими, чтобы вызванные модификациями изменения сопротивления корпуса δR могли быть корректно оценены используемыми численными методами. С другой стороны, длины участков и их величины $\delta\nabla$ должны обеспечивать сохранение плавности модифицированных обводов. В работах [2,3] показано, что удовлетворить этим противоречивым требованиям и одновременно повысить детальность поиска оптимальной формы можно за счет введения большого числа участков, частично перекрывающих друг друга. В этом случае, очевидно, оптимизируемыми переменными можно считать приращения площади определенных теоретических шпангоутов δA, входящих в рассматриваемые участки, в то время как приращения площадей соседних шпангоутов участка отражают лишь способ корректного изменения δA в составе согласованной судовой поверхности. При этом весь алгоритм оптимизационного процесса сохраняется без изменений. Условие постоянства водоизмещения по-прежнему отвечает сохранению общей площади под строевой по шпангоутам. В качестве характерного шпангоута для вычисления δA используется шпангоут с максимальным приращением площади в пределах данного участка. Этот шпангоут находится в середине длины всех участков на рис. 1,2, кроме модификаций 23-25 вблизи кормового транца (рис. 2).

Модификации 23-25 были выполнены другим способом, согласно которому вначале модифицировался профиль ахтерштевня на проекции «бок», а затем шпангоутам придавалась дополнительная площадь, распределенная по высоте и длине участка по индивидуально подобранным сплайновым функциям. Несмотря на то, что такой способ зависит от особенностей исходной формы, он позволяет варьировать величины δA и $\delta \nabla$ при других неизменных параметрах, что было проверено последовательным снижением заданной величины $\delta \nabla$ и соответствующими перестроениями судовой поверхности, которые получились подобными и плавными – рис. 3. Необходимость предложенного способа объясняется тем, что форма свеса вблизи транца контейнеровоза определяется формой батоксов в значительно большей степени, чем ватерлиний, а величина погруженного объема исходного корпуса является незначительной. По этим причинам перестроить судовую поверхность с уменьшением водоизмещения практически невозможно, заметное увеличение же можно получить только с модификациями профиля, что и было выполнено. При этом рассматриваемый район свеса при движении замывается и оказывает значительное влияние на обтекание корпуса и его сопротивление.

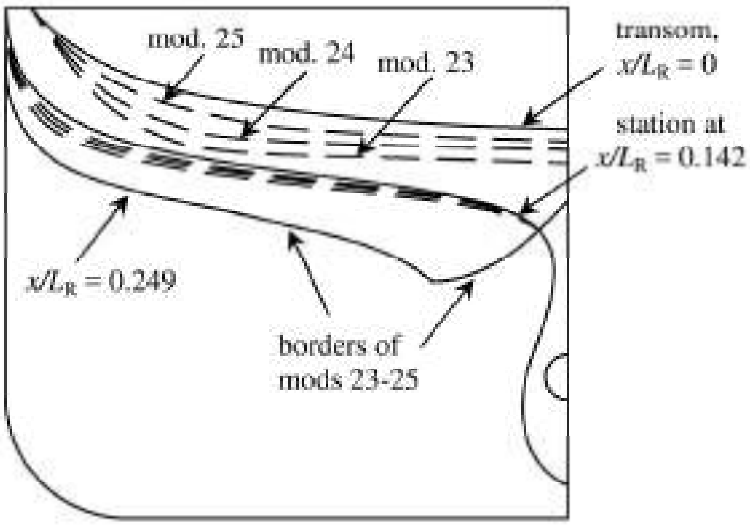


Рис. 3 – Модификации вблизи транца на проекции «корпус»

Всего было подготовлено двадцать пять модификаций и соответствующих 3D моделей корпуса, использованных в численном моделировании буксировки, выполненном при скорости 26 узлов ($Fr = 0.282$) в натурном масштабе. Вначале было рассчитано сопротивление моделей с модификациями в носовой части, и получена оптимальная форма носовой части, сопротивление которой оказалось на 4.03% ниже исходного. Модификации кормовой части корпуса применялись уже к модели с оптимальной формой носа. Сопротивление модели с оптимальной формой носа и кормы снизилось по сравнению с исходным на 10.29%.

Влияние полноты различных сечений (теоретических шпангоутов) в работе охарактеризовано с помощью аппроксимирующих функций вида $\delta R = f(\delta A)$ и их производных $dR/dA = f(\delta A)$, построенных для каждого рассмотренного участка – рис. 4. Приращения сопротивления представлены на рис. 4 в процентах, а их производные в некотором произвольном масштабе. По нашему мнению, представленные на рис. 4 функции изменяются от одного сечения к другому плавно и, вероятно, образуют единую гладкую функцию для всего корпуса.

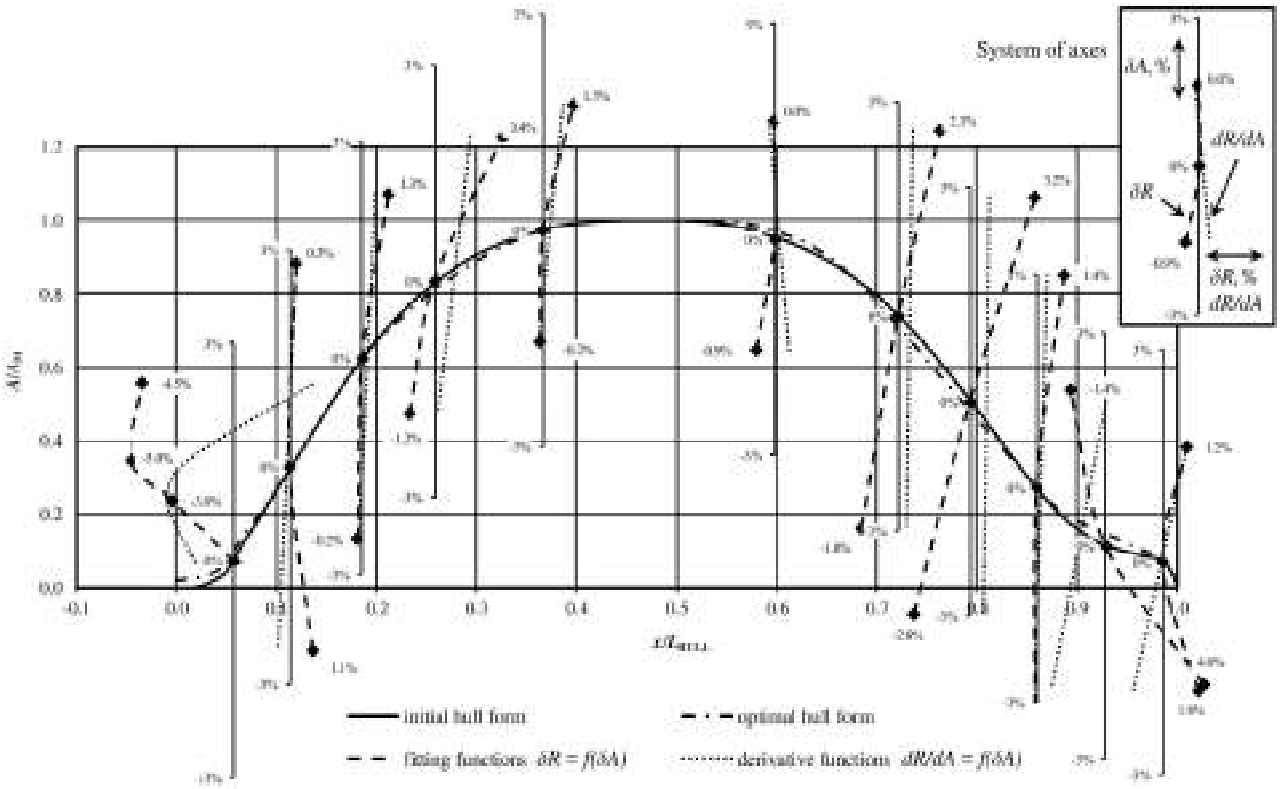


Рис. 4 – Функции приращения сопротивления и их производные на фоне безразмерной строевой по шпангоутам

Выводы. Достаточно детальная оптимизация формы корпуса контейнеровоза KCS была выполнена с использованием всего двадцати пяти модификаций исходной геометрии благодаря гипотезе о независимости влияния отдельных модификаций. Снижение буксировочного сопротивления при скорости 26 узлов (*Fr* = 0.282) составило 10.29%.

Было выполнено исследование влияния полноты различных сечений (теоретических шпангоутов) корпуса на величину его буксировочного сопротивления, которое показало, что полученный оптимум распределения полноты вдоль корпуса является устойчивым и объясняется практически независимым влиянием различных сечений, каждое из которых имеет собственную оптимальную площадь.

Результаты оптимизации также показали, что форма кормовой части корпуса в рассмотренном случае обладает не меньшим влиянием на буксировочное сопротивление, чем форма носовой части. Поэтому кормовые обводы целесообразно включать в процесс оптимизации, несмотря на сложность формализованного перестроения геометрии.

Полученные результаты могут быть использованы в качестве основы для дальнейшего исследования проблемы сопротивления, поскольку оптимальность формы корпуса при введенных ограничениях и заданном числе *Fr* надежно подтверждена данными о влиянии отдельных модификаций.

REFERENCES

[1] 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.

[2] Davydov I.P. & Pechenyuk A.V. (2018). *On the Forebody Shape Effect on Ship Resistance in Still Water and Seaway, 14th Int. Conf. on Marine Sciences and Technologies (Black Sea 2018)*. Varna, Bulgaria: Varna Scientific and Technical Unions.

[3] Печенюк А.В. (2018). *О развитии метода оптимальной трансформации носовой части судна, IX Міжн. наук.-техн. конф. «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці»*. Миколаїв, Україна: НУК.

Pechenyuk A.V.

Study of influence of various sections' fineness of the KCS hull form upon it's total resistance

The new method of hull form optimization, which conception employs some theses of classical studies of wave resistance, was lately introduced. In this work that method has been applied to the whole surface of KCS hull form for the first time to engage all opportunities of decreasing towing resistance and for investigation of influence of various sections' fineness.

Keywords: hull form optimization, towing resistance, method of optimal transformation.

Печенюк А.В.

Исследование влияния полноты различных сечений корпуса KCS на его полное сопротивление

Недавно был представлен новый метод оптимизации формы корпуса, концепция которого использует некоторые положения классических исследований волнового сопротивления. В настоящей работе этот метод был впервые применен ко всей поверхности корпуса контейнеровоза KCS с целью использования всех возможностей снижения буксировочного сопротивления и исследования влияния полноты различных его сечений.

Ключевые слова: оптимизация формы корпуса, буксировочное сопротивление, метод оптимальной трансформации.

УДК 629.5:532

АНАЛІЗ СУЧАСНОГО РІВНЯ РОЗВИТКУ РУШІЙНОГО КОМПЛЕКСУ «ГРЕБНИЙ ГВИНТ – НАПРАВЛЯЮЧА НАСАДКА»

Печенюк Андрій Володимирович, к.т.н.[1], Стецюк Тамара Геннадіївна[2]
Національний університет «Одеська морська академія»
Україна, Одеса
[1]ORCID 0000-0001-9745-2633, [2]toma.stecyuk@gmail.com

Анотація. *Розглянуто ретроспективу появи і розвитку рушійного комплексу «гребний гвинт – направляюча насадка». Виконано аналіз гідродинамічних явищ, що супроводжують роботу сучасних комплексів, та їхній вплив на ефективність. Відзначено основні недоліки, усунення або пом'якшення яких може розглядатися як перспективний напрямок подальшого вдосконалення даного типу рушія.*

Ключові слова*: гвинт у насадці; насадка Корта; оптимізація насадки Корта.*

Введение. Движительный комплекс «гребной винт – направляющая насадка» является вторым по распространенности типом движителя после традиционного открытого гребного винта. Как правило, он применяется на судах с высокой удельной нагрузкой движителей по тяге и мощности, обусловленной высокой тяговооруженностью судна (буксиры, промысловые суда), либо малой осадкой, ограничивающей диаметр винтов (суда внутреннего и смешанного плавания).

С момента своего появления комплекс «гребной винт – направляющая насадка» прошел достаточно долгий путь развития, который отразился на конструкции как насадки, так и гребного винта. Изменения конструкции были вызваны, с одной стороны, стремлением улучшить гидродинамическое взаимодействие между винтом и насадкой и повысить КПД комплекса, с другой стороны, необходимостью обеспечить высокую надежность и долговечность его элементов. В настоящее время сложился определенный конструктивный облик комплекса, обоснованный соответствующими подходами к проектированию его элементов и технологиями их изготовления.

Тем не менее, современные комплексы «гребной винт – направляющая насадка» обладают и рядом недостатков. ***Целью настоящей работы*** является их анализ, направленный на поиск перспективных направлений развития.

Основная часть. Первооткрывателями комплекса «гребной винт – направляющая насадка» могут считаться L. Stipa и L. Kort. L. Stipa, известный авиаконструктор, впервые применил комплекс в авиации (1931). L. Kort применил его в судостроении (1934) и позже запатентовал в качестве судового движителя (1936). L. Kort

провел ряд исследований комплекса, в результате которых сложился его облик в виде кольцевой неподвижной насадки, имеющей аэродинамический профиль сечения, которая устанавливалась соосно с обычным гребных винтом, охватывая его лопасти. В зарубежной литературе такая насадка получила название насадки Корта (Kort nozzle) [1].

Хотя положительный эффект от установки насадки вначале был получен чисто экспериментально (L. Kort проводил исследования, направленные на уменьшение размывания мелководных каналов работающим гребным винтом и столкнулся с резким ростом тяги движителя в насадке), он быстро получил достаточно простое теоретическое объяснение, которое заключается в уменьшении насадкой концевых потерь на лопастях. Концевые потери представляют собой обусловленное разницей давлений перетекание воды с нагнетающей стороны на засасывающую через край лопасти, в результате которого уменьшается реактивная струя и упор гребного винта. Очевидно, что положительный эффект в данном случае существенно зависит от степени концевых потерь, которая, в свою очередь, хорошо иллюстрируется классической теорией идеального движителя [2, с. 75]. Согласно этой теории, концевые потери повышаются с увеличением разницы между вызванной скоростью и скоростью набегающего на движитель потока, то есть при повышении нагрузки движителя по упору. На практике была получена подобная ситуация, когда при больших нагрузках на движители и малых скоростях движения (как правило, при буксировке объектов) тяга комплекса оказывалась существенно выше, чем тяга открытого гребного винта. При больших скоростях на свободном ходу тяга винта в насадке оказывалась, напротив, меньше тяги открытого гребного винта при той же мощности. Последний эффект получил следующее объяснение. При снижении нагрузки гребного винта по упору происходит снижение доли концевых потерь, и выигрыш от борьбы с ними не покрывает дополнительное сопротивление насадки.

Однако представленные соображения еще не объясняют необходимость специальной профилировки насадки. Для борьбы с концевыми потерями при минимальном сопротивлении было бы достаточно простой цилиндрической насадки. Но уже L. Kort установил, что эффективность насадки существенно зависит от ее профилировки и рекомендовал профиль, при котором внутреннее сечение насадки в районе лопастей винта было уже, чем ее входное сечение. Очевидно, что подобная насадка работает как конфузор, повышающий скорость протекания воды в районе установки гребного винта. Объяснение воздействия насадки-конфузора на гребной винт также может базироваться на модели идеального движителя [2, с. 75]. Оно заключается в снижении коэффициента нагрузки гребного винта и смещении его режимов работы в область более высоких КПД за счет увеличения скорости набегающего на винт потока насадкой. Поскольку при снижении коэффициента нагрузки упор винта также снижается, в общем упоре комплекса он компенсируется упором насадки, возникающим в результате ее специальной профилировки, при которой часть профиля одной стороной соприкасается с областью пониженного давления перед винтом, а другой стороной – с внешним потоком снаружи насадки. Разница давлений на указанных сторонах профиля приводит к появлению силы, которая имеет продольный компонент, т.е. упор. Таким образом, при одинаковой величине упора открытого винта и комплекса КПД последнего может быть существенно выше. Однако на режимах с низкой нагрузкой комплекса по упору режим работы гребного винта может пройти область максимальных КПД, приблизившись к точке нулевого упора, что дополнительно объясняет ухудшение эффективности комплекса «гребной винт – направляющая насадка» на таких режимах.

Таким образом, первыми параметрами комплекса «гребной винт – направляющая насадка» стали: относительная длина насадки, зазор между краем лопасти и внутренней поверхностью насадки, связанный с концевыми потерями лопастей, и соотношение площадей входного и внутреннего сечения насадки (коэффициент раствора), связанное с конфузорным эффектом. Следует отметить, что с точки зрения гидродинамики наиболее выгодны самые малые относительные значения зазора, однако они приводят к появлению постоянных очагов кавитации по краям лопастей, вследствие чего происходит интенсивная эрозия внутренней части насадки, которую приходится усиливать специальным утолщенным поясом. Необходимость специальной профилировки внутренней входной поверхности насадки привела к существенному усложнению технологии ее изготовления, поскольку указанная поверхность – единственная в современной насадке с двойной кривизной.

Дальнейшие исследования комплекса велись с использованием более совершенной по сравнению с моделью идеального движителя вихревой теории гребного винта [3, 4], а также экспериментальных работ в опытовых бассейнах и кавитационных трубах [5].

Благодаря применению вихревой теории, рассматривающей каждую лопасть винта как крыло конечного размаха, удалось установить, что насадка влияет не только на концевые потери, но и на индуктивное сопротивление лопасти. Совместная работа лопасти и насадки представляет собой аналог крыла с

гидродинамической шайбой на конце, которая, как известно, приводит к улучшению качества крыла, эквивалентному некоторому увеличению размаха. В результате были разработаны специальные винты для работы в насадке с широким усеченным контуром лопасти, серии которых получили обозначение K в честь изобретателя турбин с подобной формой лопаток V. Kaplan.

Был получен также более сложный эффект, заключающийся в заметном влиянии на КПД комплекса соотношения диаметров выходного и внутреннего сечений насадки (коэффициента расширения). Оказалось, что достаточно тонкие вариации этого соотношения приводят к изменению КПД в определенной связи с режимом нагрузки комплекса. Подробное исследование этого явления позволило объяснить его [3, с. 404] проявлением эффекта, близкого к эффекту H. Coandă. Струя открытого гребного винта при высоких нагрузках по упору за винтом заметно сжимается из-за большой разницы между давлениями внутри струи и во внешнем потоке. Это сжатие является одной из причин снижения КПД гребного винта при снижении его относительной поступи. При работе винта в насадке струя, омывая внутреннюю поверхность насадки, прилипает к ней и стремится двигаться вдоль этой поверхности. В тех случаях, когда внутренняя поверхность насадки несколько шире струи изолированного винта на данном режиме, за комплексом образуется более широкая струя, «растянутая» насадкой, что приводит к соответствующему росту КПД. Однако такой положительный эффект может проявляться лишь в некоторых пределах, при превышении которых, то есть при слишком резком расширении струи насадкой, происходит отрыв струи от внутренней поверхности, приводящий к резкому снижению КПД комплекса.

С введением специальных гребных винтов с усеченной формой лопастей и выработкой рекомендаций по выбору коэффициента расширения насадки в зависимости от расчетного режима работы конструктивный облик современного комплекса «гребной винт – направляющая насадка» в целом сформировался окончательно.

Выводы. Работа современного комплекса «гребной винт – направляющая насадка» в качестве судового движителя сопровождается целым рядом гидродинамических явлений разного характера и степени сложности. Основными параметрами, характеризующими комплекс, являются: относительная длина насадки; относительный зазор между краем лопасти винта и внутренней поверхностью насадки; коэффициент раствора насадки; коэффициент расширения насадки, а также контур лопасти гребного винта. Основными недостатками комплекса можно считать следующие:

- наличие в зазоре между краем лопасти и внутренней поверхностью насадки постоянных очагов кавитации, приводящей к эрозионному разрушению насадки;
- сложность изготовления внутренней входной части насадки с поверхностью двойной кривизны;
- узкие границы положительного влияния формы внутренней выходной части насадки на КПД комплекса.

Помимо задач, связанных с устранением или смягчением перечисленных недостатков, очевидными перспективными направлениями совершенствования комплекса являются задачи снижения сопротивления насадки и повышения КПД гребного винта.

REFERENCES

[1] van Lammeren, W.P.A., Troost L. & Koning J.G. (1948). *Resistance, propulsion and steering of ship: A manual for designing hull forms, propeller and rudders.* Haarlem, Holland: H. Stam.

[2] Kerwin J.E. & Hadler J.B. Paulling J.R. (Ed.). (2010). *Propulsion*. Jersey City, USA: SNAME.

[3] Басин А.М. & Анфимов В.Н. (1961). *Гидродинамика судна: Сопротивление воды, движители, управляемость и качка.* Ленинград, СССР: Речной транспорт.

[4] Лаврентьев В.М. (1949). Судовые движители. Ленинград, Москва, СССР: Морской транспорт.

[5] Oosterveld M.W.C. (1970). Wake adapted ducted propellers (No. 345). Wageningen, the Netherlands: Netherlands Ship Model Basin.

Pechenyuk A.V., Stecyuk T.G.

Analysis of present level of evolution of the propulsion complex “marine propeller – Kort nozzle”

A retrospective commentary of invention and development of propulsion complex “marine propeller – Kort nozzle” has been submitted. Hydrodynamic phenomena, which accompany operation of the modern complexes and influence upon their efficiency, have been analyzed. The main flaws have been considered in order to search for opportunities of their resolving or moderating and thus improving the thruster’s efficiency.

Keywords: *ducted propeller, Kort nozzle, Kort nozzle optimization.*

Печенюк А.В., Стецюк Т.Г.

Анализ современного уровня развития движительного комплекса «гребной винт – направляющая насадка»

Рассмотрена ретроспектива появления и развития движительного комплекса «гребной винт – направляющая насадка». Выполнен анализ гидродинамических явлений, сопровождающих работу современных комплексов, и их влияния на эффективность. Отмечены основные недостатки, устранение или смягчение которых может рассматриваться как перспективное направление дальнейшего совершенствования данного типа движителя.

***Ключевые слова**: винт в насадке, насадка Корта, оптимизация насадки Корта.*

УДК 629.5.01

КОНЦЕПТУАЛЬНИЙ ПРОЕКТ ЕСКОРТНОГО БУКСИРА ДЛЯ БДЛК

Нєкрасов В. О., д.т.н., проф., Ястреба О.П., ст. викл.
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, м. Миколаїв
valery.nekrasov@nuos.edu.ua, oleksii.yastreba@nuos.edu.ua

***Анотація.** Розглянуто метод визначення головних розмірів та характеристик ескортних буксирів, призначених для супроводження танкерів, газовозів та інших типів суден, які перевозять небезпечні вантажі по Бузько-Дніпровському лиманському каналу. За допомогою побудованого методу визначення гідродинамічних сил та задачі функціонування сформульовано задачу визначення головних розмірів буксиру з орієнтуванням її рішення на оптимізацію розмірів на основі обслуговування ескортним буксиром випадкового потоку суден, які відвідують морський порт.*

***Ключові слова**: ескортування; ескортний буксир.*

Вступна частина. Розглянуто Миколаївський морський торгівельний порт, акваторія якого відокремлена від моря підхідним каналом. Порт розташований біля лівого берега повороту ріки Південний Буг, в 35 км вгору за течією від місця впадання річки в Дніпровський лиман. Порт з'єднаний з морем Бузько–Дніпровським лиманським каналом (БДЛК), що проходить по Дніпро–Бузькому лиману та річці Південний Буг. Він починається біля острова Березань і тягнеться на 44 милі до порту Миколаїв. Канал складається з 13 колін, 6 з них проходять по Дніпровському лиману, інші по річці Південний Буг. Ширина каналу 100 м, глибина – 11,2 м.

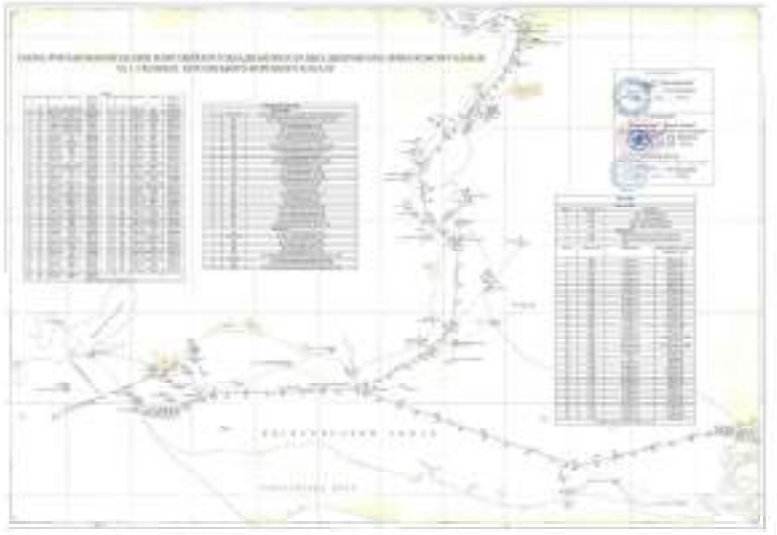


Рисунок 1 - Бузько–Дніпровський лиманський канал (БДЛК)

Погодні умови Миколаївського порту визначено існуючою довгостроковою статистикою вітрохвильових режимів, ескортне навантаження – за статистичними даними потоків суден різних типів за останні три роки функціонування порту.

Метою концептуального дослідницького проектування є визначення оптимальних головних розмірів ескортного буксира для супроводу потоку суден, що перевозлять небезпечні вантажі з водотоннажністю 45000 – 70000 тон.

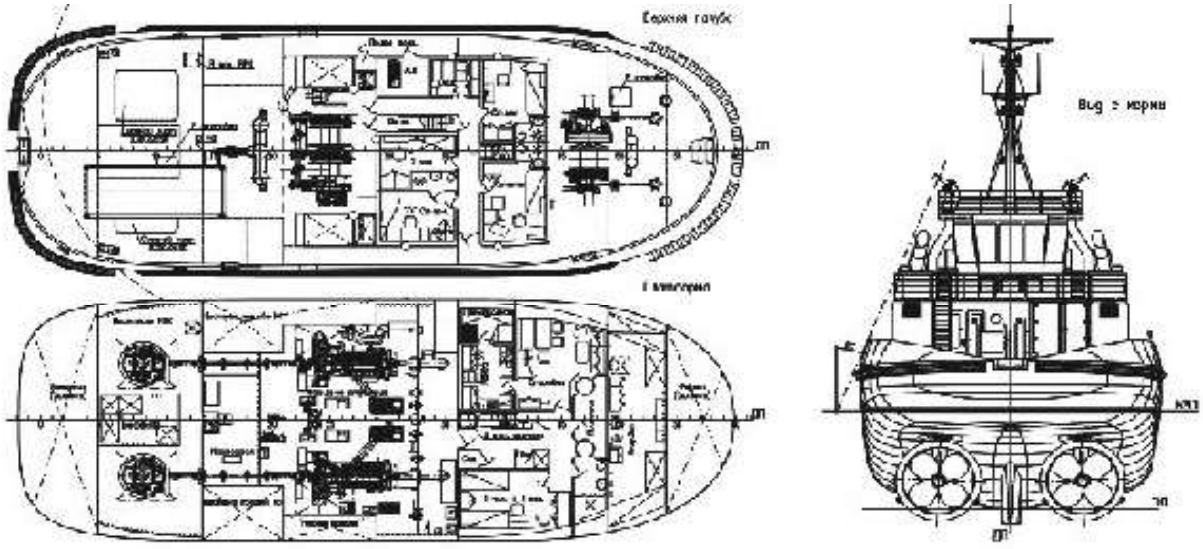


Рисунок 2 – Тип ескортного буксиру, що розглядається: ASD–буксир з одним центральним скегом та двома гвинто-рульовими колонками [1].

Основна частина. Метод розв'язання оптимізаційної задачі пошуку концептуального рішення щодо вибору головних елементів ескортного буксиру

Проблема пошуку оптимального проектного рішення ескортного буксира, як рухомого морського об'єкта здійснюється програмою у відповідності зі схемою, представленої на рис. 3.

Рисунок 3 – Блок схема пошуку оптимального вирішення задачі оптимального синтезу ескортного буксира для умов його експлуатації

Відповідно до цієї схеми в процесі пошуку оптимального проектного рішення ескортний буксир проходить ряд “занурень” на час свого життя в задане географією морського порту, його погодними умовами й розглянутим потоком суден, що обслуговуються, середовище перебування. При кожному “зануренні” за допомогою імітаційного моделювання реалізуються основні операції функціонування буксира і за критеріями ефективності і надійності визначаються рівні його адаптації до середовища перебування, тобто рівні ефективності виконання основної сукупності функціональних операцій. У блоці оптимізації здійснюється порівняння ефективності варіантів проектних рішень, розглянутих при “зануреннях”, і вибирається найкоротший напрямок руху до основної мети оптимізації – буксиру найбільшої ефективності і надійності. Процес пошуку проектного рішення завершується після виконання критерію оптимізації – знаходження екстремального значення показників ефективності і надійності[2]. При цьому кожен етап пошуку представляється перетворенням імовірнісних характеристик випадкових величин, що відбивають стохастичність природи цін на комплектуючі при побудові буксира, на складові його операційних витрат, мінливість погодних факторів експлуатації, стохастичність потоку суден, що обслуговуються, варіативний характер нормативних вимог, тощо в імовірнісні характеристики результату операцій – характеристики витрат на проектування, побудову і експлуатацію, і т.д., нарешті, – у значення ймовірності виконання функціональних операцій, що фігурують у показнику ефективності. Передбачається, що при переходах розглянутих випадкових величин до різних своїх значень, розділеним тимчасовими інтервалами побудови і експлуатації, ці значення утворяться відповідними перетинами безперервних марковських процесів [3]

Програмний комплекс вирішення оптимізаційної задачі

Для вирішення оптимізаційної задачі використано програму, складеною мовою Visual Pascal, інтерфейс якої представлений рис. 4 – 7.

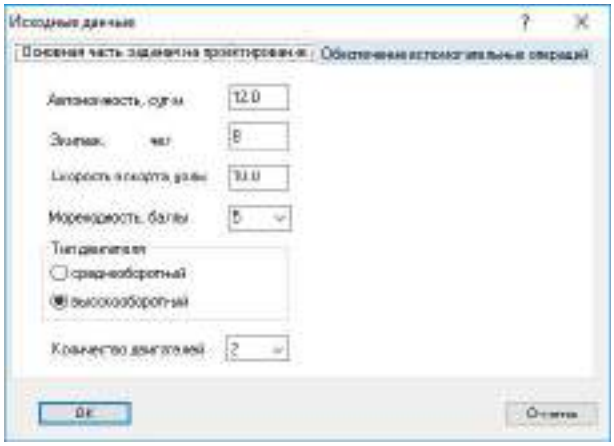


Рисунок 4 – Вікно завдання на проектування

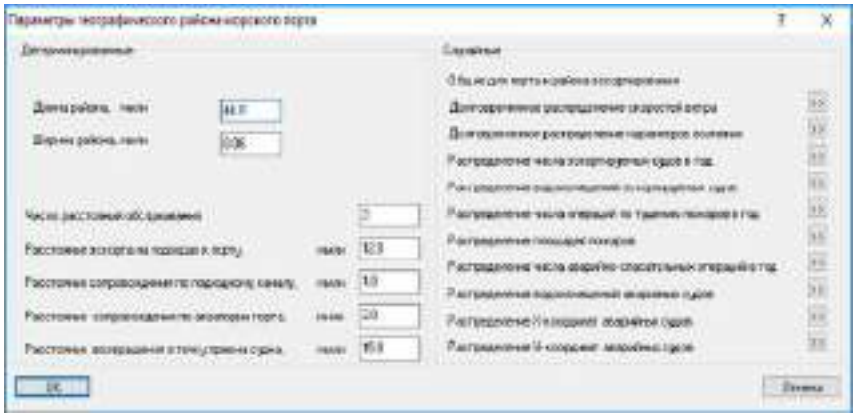


Рисунок 5 – Вікно географічних і кліматичних умов морського порту, його завантаження ескортними операціями і аварійними інцидентами

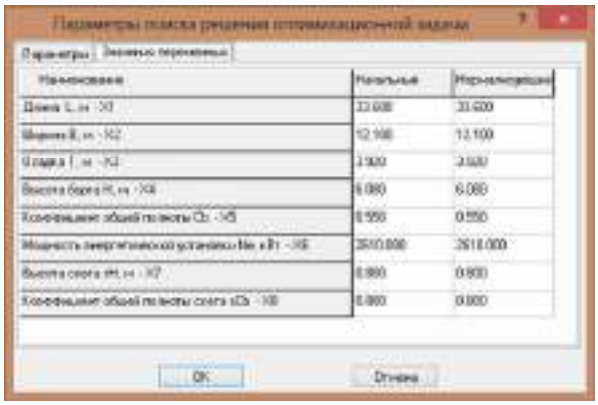


Рисунок 6 – Вікно керування вирішенням оптимізаційної задачі

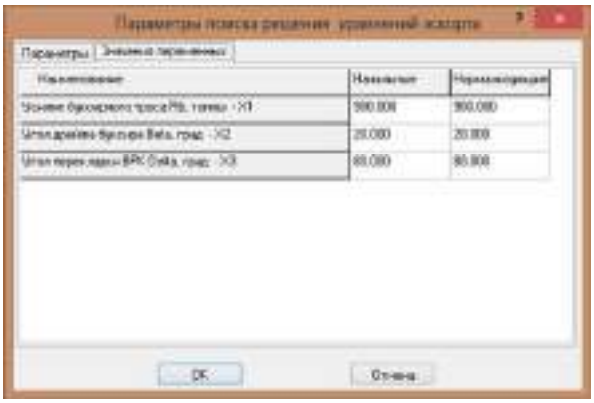


Рисунок 7 – Вікно управління вирішенням рівнянь руху буксира

Завдання на концептуальне проектування:

Довжина району обслуговування, милі	44
Ширина району обслуговування, милі	0.06
Автономність плавання, доби	12
Екіпаж, чіл	8
Морехідність, бали	5
Тип енергетичної установки:	Дизель високообертовий
Кількість двигунів	2
Кількість водяних лафетних стовбурів	2
Витрата води через пожежні стовбури, л/хв	1000
Кількість пінних лафетних стовбурів	2
Витрата піни через пожежні стовбури, л/хв	1000
Швидкість ескортування, вузли	10

Результати розрахунку:

Характеристики ескортного буксира:

Довжина ескортного буксира (ЭБ) L, м	30.87
Ширина В, м	11.60
Осадка Т, м	3.80
Висота борта Н, м	5.45
Коефіцієнт загальної повноти	0.448
Коефіцієнт повноти мідель-шпангоута	0.750
Коефіцієнт повноти ватерлінії	0.860

Об'ємна водотоннажність, $м^3$	662
Марка головного двигуна	3512B
Максимальна потужність двигуна, кВт	1500
Максимальна швидкість, вуз	13.00
Швидкість ескортування, вуз	10.00
Тяга на швартових, т	43.49
Тяга при швидкості ескортування, т	20.23
Тяга при швидкості повного ходу, т	15.07
Маса корпусу, т	303.47
Маса суднових пристроїв, т	53.51
Маса суднових систем, т	15.86
Маса енергетичної установки, т	59.46
Маса електроенергетичної системи, управління і зв'язку, т	11.89
Маса спеціального устаткування, т	65.40
Маса постійних рідких вантажів, т	5.29
Водотоннажність порожньому, т	560.33
Маса екіпажу, провізії, т	1.55
Маса суднових запасів прісної води, т	25.00
Маса суднових запасів палива і масла, т	90.78
Дедвейт, т	117.99
Водотоннажність повна, т	678.32
Апліката ЦТ судна, м	3.650
Апліката ЦВ судна, м	2.472
Поперечний метацентричний радіус, м	3.970
Початкова метацентрична висота, м	2.835
Максимальне плече Діаграми статичної остійності (ДСО), м	1.255
Кут, що відповідає максимальному плечу ДСО, град	39.13
Кут заходу ДСО, град	70.00
Критерій остійності	3.68
Період бортових коливань, с	5.96
Середня довжина скега, м	19.57
Ширина скега, м	0.71
Висота скега, м	0.60
Абсциса центра величини скега, м	4.27
Коефіцієнт загальної повноти скега	0.780
Експлуатаційно-економічні показники буксира:	
Середній час ескортних рейсів, що замовляються портом, доба	0.18
Середня тривалість реалізованих рейсів, доба	0.20
Потрібне середнє значення керуючої сили для обраного потоку суден, що відвідують морський порт, тони	56.9
Значення максимальної керуючої сили буксира, тони	69.9
Відповідне гальмове зусилля, тони	69.9
Кут буксирного троса, що відповідає максимуму сили	45.0
Імовірність реалізації ескорту по погодних умовах порту	0.987
Імовірність реалізації ескорту по керуючій силі буксира	0.998
Імовірність ескорту суден, що відвідують морський порт	0.985
Імовірність прибуття ЕБ на місце аварії	0.989
Імовірність прибуття ЕБ на місце пожежі на аварійному судні (АС)	0.929
Імовірність зняття буксиром АС із мілини	0.093
Імовірність буксирування АС на базу	0.343
Імовірність водо-тушіння буксиром пожежі на АС	0.329
Імовірність піногасіння буксиром пожежі на АС	1.000
Імовірність водо-піно-тушіння буксиром пожежі на АС	0.496
Імовірність виконання допоміжних операцій	0.255

Собівартість добового обслуговування ЭБ (з витратами на паливо й мастила), $/ доба	1384.9
Мінімальний тайм-чартерний еквівалент при фрахті ЭБ (включаючи витрати на паливо), $ / доба	2412.6
Вартість проектування й побудови ЭБ, млн. $	8.77
Вартість життєвого періоду ЭБ, млн. $	35.67
Показник ефективності життєвого періоду ЭБ, млн. $	36.35

Висновки. Отримане концептуальне рішення проблемі вибору оптимальних головних елементів ескортного буксиру для БДЛК є основою для подальшого розгляду його на етапах попереднього та робочого проектування.

REFERENCES

[1] Azimuth Stern Drive Tug [Elektronic resourse] / Damen Shipyards // https://products.damen.com/en/ranges/asd-tug.
[2] Nekrasov V. A. *Formulirovka optimizatsionnoy zadachi vybora glavnykh razmereniy eskortnogo buksira* [The formulation of the optimization problem of the choice of the main dimensions escort tug] / V. A. Nekrasov, A. P. Yastreba // Innovatsiї v sudnobuduvanni ta okeanotekhnitsi (20.05-22.05.2015): Materiali vseukraïnskoї naukovo-tekhnichnoї konferentsiї z mizhnarodnoyu uchastyu «Suchasni tekhnologiї proektuvannya, pobudovi, ekspluatatsiї i remontu suden, morskikh tekhnichnikh zasobiv i inzhenernikh sporud» / Natsionalniy universitet korablebuduvannya imeni admirala Makarova. – M. : NUK, 2015. – S. 46–47.
[3] Khimmelblau D. R. *Prikladnoe nelineynoe programmirovanie* [Applied nonlinear programming]: / D. R. Khimmelblau. – M.: Mir, 1975. – 576 s.

Некрасов В. А., Ястреба А. П.
Концептуальный проект эскортного буксира для БДЛК.
Аннотация. *Работа посвящена разработке метода определения главных размерений и характеристик эскортных буксиров, предназначенных для сопровождения танкеров, газовозов и других типов судов, перевозящих опасные грузы Бугско –Днепровским лиманским каналом. С помощью предложенного метода определения гидродинамических сил и задачи функционирования сформирована задача определения главных размерений эскортного буксира с ориентацией ее решения на оптимизацию размерений на основе обслуживания эскортным буксиром случайного потока судов, посещающий морской порт.*
Ключевые слова*: эскортирование; эскортный буксир.*

Nekrasov V. A., Yastreba A. P.
Conceptual desing of escort tug for the Bug-Dnieper canal.
Abstrakt. *The paper is devoted to the development of a method for determination of main dimensions and characteristics of escort tugs designed for escorting tankers, gas carriers and other types of vessels with hazardous cargoes by the Bug-Dnieper canal. Using the obtained method for determination of hydrodynamic forces and the operational purpose, the problem of determination of escort tug main dimensions is defined with solution oriented to optimize dimensions based on escort tug serving a random stream of vessels arriving at the seaport.*
Keywords*: escort; escorttug.*

UDC 629.5.01

SELECTION OF OPTIMAL MAIN DIMENSIONS OF CONTAINER SHIPS

Xie Dongyun [1], Oleksandr Bondarenko, Ph.D., associate professor[2]
[1]Admiral Makarov National University of Shipbuilding;
[2]Admiral Makarov National University of Shipbuilding
[1]Ukraine, Mykolaiv; [2]Ukraine, Mykolaiv
[1]1126056839@qq.com, [2]ORCID 0000-0002-6115-1422

Annotation. *The analysis of existing methods of selecting the main dimensions of container vessels at the initial stages of designing is carried out. A detailed description of the optimization methodology in the conceptual design of container vessels is given. The problem of optimization of the main dimensions of container vessels is formulated.*

Key words: *container ship, mathematical model, design.*

Introduction. Selection of optimal characteristics of container ships is one of the most important tasks of the initial design. This problem can be solved using a variational or optimization design method. Currently, the most promising method is optimization. Issues related to its use in the design of ships are reflected in the following scientific papers [1–5].

The purpose of this article is to describe the methodology for selecting the optimal characteristics of container ships in the initial stages of design.

The main part. In this paper, the following formulation of the problem of choosing the optimal characteristics of container ships is considered.

Find the extremum of the objective function

$$F(x) \rightarrow \min(\max)$$

provided

$$g\,(x) \geq 0,$$

$$x_i^{\min} \leq x_i \leq x_i^{\max},\ i = 1 \ldots n,$$

where n - number of independent variables; $x_i^{\min}$, $x_i^{\max}$ – the minimum and maximum allowable values of the independent variable x_i.

The independent variables selected container following characteristics: length to width ratio L/B, the ratio of width to precipitate B/d, the ratio of the depth to precipitate D/d and the block coefficient C_B.

Optimization criterion adopted the required freight rate:

$$F(x) = RFR = \frac{(P \times CR + Y)}{C},$$

where P – is the investment in the construction of the vessel; CR – capital recovery factor; Y – annual operating costs of the vessel; C – the volume of cargo shipped per year.

The task constraint system includes the following requirements for container ship quality:

– to the minimum and maximum allowable values of independent variables

$$x_i^{\min} \leq x_i \leq x_i^{\max},\ i = 1 \ldots n,$$

– to the maximum vessel beam B

$$B \leq B_{\max},$$

where $B_{\max}$ – the maximum value of the vessel beam;

– to the maximum draft of the vessel d

$$d \leq d_{\max},$$

where $d_{\max}$ – the maximum allowable draft of the vessel;

– to the maximum length of the ship L

$$L \leq L_{\max},$$

where $L_{\max}$ – the maximum allowable length of the vessel;

– to the minimum acceptable value of freeboard

$$D - d \geq F_{\min},$$

где $F_{\min}$ – minimum permissible freeboard height;

– to the metacentric height

$$\overline{h} = \frac{h}{B} \geq \overline{h}_{\min},$$

where $\overline{h}$ – actual value of the relative transverse metacentric height; $\overline{h}_{\min}$ – minimum permissible value of relative transverse metacentric height;

– to smooth rolling of the vessel

$$\tau \geq \tau_{\min},$$

where $\tau_{\min}$ – minimum allowable value of the rolling period; τ – own period of rolling of the vessel;

– to the parameters of the static stability chart

$$l_{\max} \geq 0{,}2;\ \theta_{l\max} \geq 30;\ \theta_{зак} \geq 60,$$

where l_{max} – the maximum arm of the static stability diagram; θ_{lmax} – angle for l_{max}; $\theta_{зак}$ – the angle of vanishing.

The starting point for selecting the optimal characteristics of container is to design specifying task: container capacity n_{con}, required travel speed *Vs,* cruising range *Z*, crew size, the average weight of one container.

To solve the task, the program “ConShipOtimizatio” was developed, which consists of the following modules (Figure 1):

- a module for calculating the main dimensions of a container ship and hull shape parameters;
- module for calculating the components of the load mass of the vessel [2, 5];
- module for calculation of towing resistance and power of the power plant [6-8];
- module for calculating cargo capacity [2] .
- freeboard [1] , stability and rolling period [5];
- ship value estimation module [2];
- module for calculating operational and economic indicators [5].

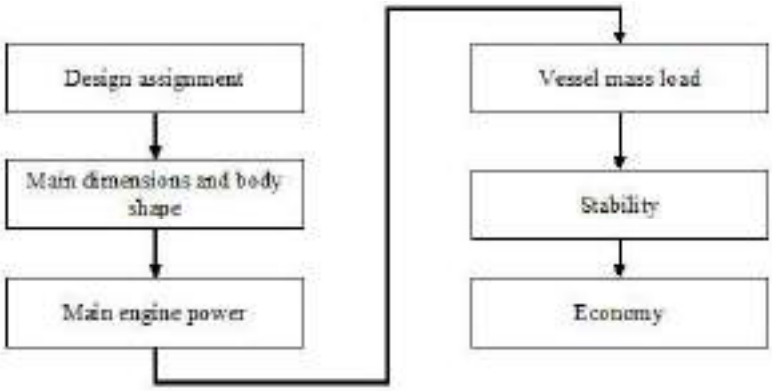


Figure 1 – Diagram of selecting the optimal characteristics of a container ship

To solve the optimization problem, the method of penalty functions was chosen in combination with the Powell method [9]:

$$p(x, r_k) = F(x) + r_k \sum_{m+1}^{p} G[g_i(x)],$$

where *G* – a function of the *i*-th constraint, tending to 0, when $g_i(x) \geq 0$ and to ∞, when $g_i(x) < 0$;

r_k – scale factor that takes consistently decreasing values with increasing number of optimization cycles.

Mr. Longwall feature of the method and the "Powell" is the reduction of the problem of multivariate optimization to a serial one-dimensional search along conjugate directions (Fig. 2).

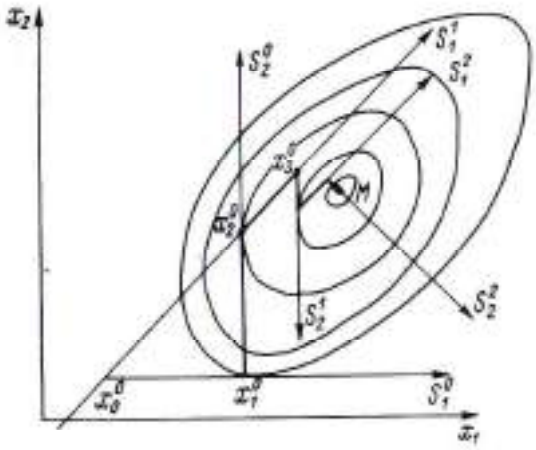


Figure 2 – The scheme of extremum search by Powell method

The proposed was used for the conceptual design of the container ship.

Conclusions. In this paper, the authors analyzed the existing methods for selecting the main elements of container ships at the initial design stages and showed the promise of using the optimization method. Is shown on the detailed description of the method of optimization of the conceptual design of container ships. The optimization problem for the main elements of container ships is formulated, namely: a description of the vector of independent variables and optimization criteria, a system of constraints. A description of the basic elements of the mathematical model of the qualities of a container ship is also suggested. The proposed method of optimizing the choice of the main elements of the vessel can be used in the conceptual design of container ships.

REFERENCES

1. Song-I Han, Ho-Seok Jung, and Yong-Jin Cho (2013). Development of Preliminary Design Model for Ultra-Large Container Ships by Genetic Algorithm. *International Journal of Ocean System Engineering*, 2(4), 233-238.
2. Бородавин, Д.И. (2011). Проектное обоснование эффективного варианта контейнеровоза средней вместимости. *Морской Вестник*, 3 (39), 22-26.
3. Бородавин, Д.И. (2011). Схема проектного анализа контейнерных судов. *Вестник Астраханского госуд. техн. университета. Серия: Морская техника и технология*, 1, 7-13.
4. Картава, А.И., Сорокин, В.И. (1972). Методика определения главных элементов контейнеровозов в первом приближении. *Судостроение и морские сооружения. Респ. межвед. науч.-техн.сборник*, 19, 121-131.
5. Koutroukis, G., Papanikolaou, A., Nikolopoulos, L., Sames, P.C., Köpke, M. (2013). Multi-objective optimization of container ship design. *Mediterranean Marine Science*.
6. Пашин, В.М. (1983). *Оптимизация суд*ов. Ленинград: Судостроение.
7. Holtrop, J.A. (1984). Statistical re-analysis of resistance and propulsion data. *International Shipbuilding Progress*, 31(363), 272-276.
8. Holtrop, J.A. (1972). Computer Programs for the Design and Analysis of General Cargo Ships. *International Shipbuilding Progress*, 19(210), 53-63.
9. Holtrop, J.A., Mennen, G.G.J. (1982). An approximate power prediction method. *International Shipbuilding Progress*, 29(335), 166-170.
10. Вашедченко, А.Н. (1985). *Автоматизированное проектирование судов*. Ленинград: Судостроение.

Xie Dongyun, Бондаренко О.В.

ВИБІР ОПТИМАЛЬНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СУДЕН КОНТЕЙНЕРОВОЗІВ

Текст анотації*. Виконано аналіз існуючих методів вибору головних елементів суден контейнеровозів на початкових етапах проектування. Приведено докладний опис методики оптимізації при концептуальному проектуванні контейнеровозів. Сформульовано задачу оптимізації головних елементів контейнеровозів.*
Ключові слова*: контейнеровіз; математична модель; проектування.*

Xie Dongyun, Бондаренко А.В.

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СУДОВ КОНТЕЙНЕРОВОЗОВ

Аннотация. *Выполнен анализ существующих методов выбора главных элементов судов контейнеровозов на начальных этапах проектирования. Приведено подробное описание методики оптимизации при концептуальном проектировании контейнеровозов. Сформулирована задача оптимизации главных элементов контейнеровозов.*
Ключевые слова: *контейнеровоз, математическая модель, проектирование.*

УДК 656.614.2

ВИЗНАЧЕННЯ ТИПУ ПАСАЖИРСЬКОГО СУДНА

Слободян Сергій Олегович, канд. техн. наук, професор
Національний університет кораблебудування, м. Миколаїв
slo71nuos@gmail.com ORCID: 0000-0002-2439-074X
Морозов Олексій Олександрович, викладач
Національний університет кораблебудування, м. Миколаїв
alexeyM87@gmail.com ORCID: 0000-0002-7631-9099

Анотація. При проектуванні пасажирського судна, постала задача визначити тип судна. Для цього було проведено аналіз існуючих суден одного призначення, які вже використовуються – однокорпусного судна проекту Р51 та катамарану проекту Р132. Порівняльний аналіз показав, що за металоємністю та потужністю двигунів більш ефективним є проект Р51.

Целі роботи полягає у визначенні типу пасажирського судна шляхом порівняння суден існуючих проектів.

Ключові слова: однокорпусне судно, катамаран, металоємність, ходовість.

Для порівняння однокорпусної схеми та катамарана проведено аналіз проектів прогулянкових річкових пасажирських суден – однокорпусного Р51 та катамарану Р132 (рис. 1 а,б).

а) *б)*

Рис.1 Річкові пасажирські судна:
а – однокорпусне судно (проект Р51); *б* – катамаран (проект Р132).

Дані по цим проектам наведені у таблицях 1 та 2 [1, 2].

Таблиця 1 – *Технічні характеристики суден проекту Р51 та Р132*

Номер проекту	Р51	Р132
Пасажиромісткість,	243	135/265
Швидкість, км/ч	24	22
Водотоннажність при повній загрузці, т	101,58	138,8
Водотоннажність порожнього судна,т	78,55	125,3
Довжина найбільша, м	38,2	34,3
Довжина по КВЛ, м	36	32,8
Ширина найбільша, м	6,5	8,3
Ширина по КВЛ, м	5,3	2,5
Висота борта, м	1,7	2,7
Середня осадка, м	1,13	1,4
Поперечна метацентрична висота	1,93	4,41
Розташування машинного відділення по довжині	у кормі	у кормі
Марка ГД	3Д6Н-150	3Д6Н-235
Потужність ГД, кВт	2х110	2х178,6
Матеріал корпуса	сталь	сталь
Матеріал рубки	АМг5В	сталь
Маса пасажирів,т	24,3	13,5

Слід зазначити,що пасажиромісткість 135 пасажирів є штатною для судна проекту Р132, повна водотоннажність вказана при штатній пасажиромісткості.

Таблиця 2 *– Статті навантаження мас суден проекту Р51 та Р132*

Номер проекту	Р51	Р132	Різниця
Метал у складі корпусу та надбудови, т	40	72,1	+32,1
Судові пристрої, т	3,26	1,97	-1,29
Забезпечення та інвентар, т	1,35	1,47	+0,12
Головні механізми, т	4,06	4,66	+0,60
Системи та трубопроводи, т	4,61	7,76	+3,15
Електрообладнання, т	3,14	5,41	+2,27
Запас водотоннажності, т	–	–	
Дедвейт, т	23,03	13,5	-9,53
Пасажири, т	18,23	10,125	+8,11
Паливо, т	2,6	1,62	-0,98
Мастило, т	0,15	0,09	-0,06
Прісна вода, т	1,6	1	-0,60
Провізія, т	0,3	0,36	+0,06

Аналіз даних показав, що матеріалоємність корпусу катамарана перевищує матеріалоємність однокорпусного судна у 1,9 рази.

Судно проекту Р132 через більшу металоємність має більшу вартість побудови у порівняні з судном проекту Р51, а також більшу осадку.

Співставлення потужності головних двигунів (ГД) пасажирських суден проекту Р51 та Р132 показує, що на малих швидкостях, коли є сприятлива інтерференція, потужність катамарана для досягнення однакової швидкості повинна бути більшою.

Вочевидь, це пов’язано з тим, що на малих швидкостях більшу роль у повному опорі відіграє опір тертя, тому катамаран проекту Р132, який має додаткову масу мостової конструкції, більшу осадку і відповідно більшу змочену поверхню, повинен мати більшу потужність ГД для досягнення однакової швидкості з однокорпусним судном проекту Р51.

Дослідження хвильового опору катамарана [3] показали, що лише на малих відносних швидкостях (Fn 0,38) може бути сприятлива інтерференція хвильових систем.

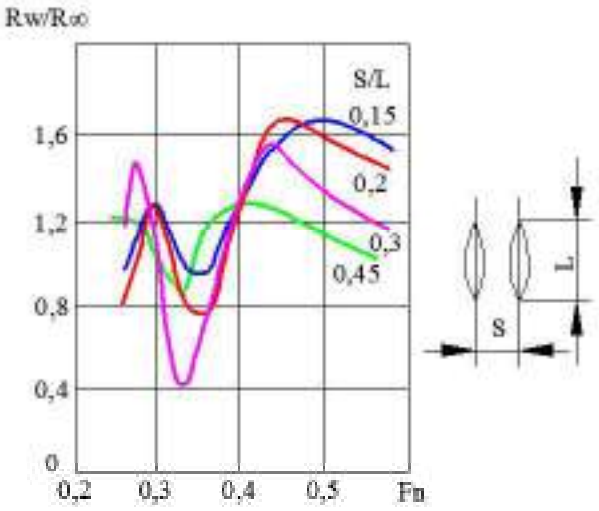


Рис. 2 Вплив горизонтального кліренсу на хвильовий опір катамарана

Також у дослідженнях [4] зазначається, що переваги у ходовості при зіставленні значень опору катамарану, головні елементи якого обрані для заданого швидкісного режиму руху, та порівняльного однокорпусного судна, ширина якого дорівнює сумарній ширині обох корпусів катамарана, не може бути коректним при співставленні і визначенні переваг тієї чи іншої схеми при оцінці ходовості, тому що головні розміри такого однокорпусного судна можуть значно відрізняється від рекомендованих для обраного швидкісного режиму.

До переваг принципової схеми катамарана можна віднести високу остійність та перевагу при перевезенні з високою швидкістю неважких габаритних вантажів (наприклад автомобілів) при менших відношеннях L/B у порівнянні з однокорпусним судном.

Висновки:

1. Через більшу металоємність судно проекту Р132 має більшу вартість побудови, а також більшу осадку ніж судно проекту Р51.
2. Співставлення цих проектів показало, що більше переваг має проект Р51.
3. Принципова схема катамарана не має значних переваг у ходовості у водотоннажному режимі руху, у порівнянні з однокорпусним судном, та має більшу вартість побудови у зв'язку з більшою металоємністю.

Література:

[1] ЦБНТІ МРФ. Довідник транспортних суден, Т.1 «Транспорт», 197. – 224 с.
[2] ЦБНТІ МРФ. Довідник транспортних суден, Т.7. Вид.: Транспорт, 1981. – 232 с.
[3] Басін А.М. Гідродинаміка суден на мілководді // Л.: Суднобудування, 1976. – 320 с.
[4] Воєводська Є.Н. Порівняльна оцінка опору двохкорпусних суден // Праці ЦНДІ ім. акад. О.Н. Крилова, 1965, вип. 220.

Sergey O. Slobodian, candidate of technical sciences, professor Alexey A. Morozov, lecturer
DETERMINATION TYPE PASSENGER VESSEL
Key words: monohull vessel, catamaran, metal consumption, running capacity.
Annotation. When developing a passenger vessel design, the task was to determine the type of vessel. For this, an analysis was carried out on the monohull vessel of the project R51 and the catamaran project R132. Comparative analysis showed that the R51 project was more effective.

Слободян Сергей Олегович, канд. техн. наук, профессор, Морозов Алексей Александрович, преподаватель
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТИПА ПАССАЖИРСЬКОГО СУДНА
Ключевые слова: однокорпусное судно, катамаран, металлоёмкость, ходкость.
Анотация. При проектировании пассажирского судна, возникла задача определить тип судна. Для этого был проведено анализ существующих судов одного назначения, которые уже используются – однокорпусное судно проекта Р51 и катамаран проекта Р132. Сравнительный анализ показал что по металлоёмкости и мощности двигателей более эффективным является проект Р51.

УДК 629.58

ВИЗНАЧЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК САМОХІДНИХ ПРИВ'ЯЗНИХ ПІДВОДНИХ СИСТЕМ НА РАННІХ СТАДІЯХ ПРОЕКТУВАННЯ

Клочков Олександр Павлович
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
м. Миколаїв, Україна
oleksandr.klochkov@nuos.edu.ua

Анотація. *Наведено основу системного підходу до створення самохідної прив'язної підводної системи та її складових на ранніх етапах проектування. Розглянуто шляхи до формування рівнянь існування за визначеними критеріями. Приділено увагу протиріччю, що виникає між значеннями експлуатаційних параметрів та конструктивних характеристик.*

Ключові слова. *Самохідна прив'язна підводна система, системний підхід, рівняння існування, засіб морської робототехніки*

Вступна частина. Самохідна прив'язна підводна система (СППС) є засобом морської робототехніки (ЗМР), за допомогою якої виконують широкий спектр підводно-технічних робіт (ПТР) [1, 2]. До складу СППС входить:

- самохідний прив'язний підводний апарат (СППА);
- кабель-трос (КТ);
- пост енергетики та керування (ПЕК);
- судно-носій (СН);
- спуско-піднімальний пристрій (СПП);
- кабельна лебідка (КЛ).

Проектування СППС є складною інженерною задачею і вимагає виконання багатьох умов, які, у багатьох випадках, взаємно виключають одна одну. До основних умов відносять:

- отримання ЗМР з мінімальними масо-габаритними характеристиками;
- мінімальна електрична потужність системи;
- висока якість відео- та телеметричної інформації про хід ПТР;
- максимальна ефективність проведення ПТР [3, 4].

Теоретичну основу проектування СППС на ранніх етапах її створення пропонується базувати на системному підході, який дає змогу знаходити необхідні компромісні конструкторські рішення, використовуючи рівняння існування складових СППС за визначеними критеріями [5].

Метою роботи є удосконалення методики проектування СППС, враховуючи вимоги технічного завдання до конструктивних, енергетичних, інформаційних та експлуатаційних характеристик її складових на ранніх стадіях проектування на основі системного підходу.

Основна частина. Практика створення конкурентоспроможних зразків СППС вимагає розробки і застосування сучасних проектних методів, зокрема, для ранніх етапів проектування. Однією з основних задач при цьому є науково обґрунтована оцінка досяжності заданих Замовником техніко-експлуатаційних характеристик, зв'язки між якими характеризується складними залежностями.

Відомо, що ефективним інструментом для розв'язку цієї задачі є використання «рівнянь існування» техніки, що створюється, які широко застосовуються у суднобудуванні, авіабудуванні та ін. Принципи їх застосування при проектуванні підводних роботів описані у і традиційно будуються на аналізі рівнянь мас і об'ємів підводного апарата. Наступним кроком у цьому напрямку є синтез рівнянь існування СППС за енергетичною складовою.

Однак, виходячи з принципів системного підходу, проектування сучасних СППС має спиратись на систему з 4-х рівнянь (чи систем рівнянь або нерівностей) існування (можливості створення СППС з заданими характеристиками):

- рівняння мас і об'ємів СППС;
- рівняння енергетичного балансу СППС;
- рівняння балансу інформаційних потоків СППС (можливість побудови каналів обміну керуючою, телеметричною, фото-, відео-, гідроакустичною та іншою інформацією в обсязі, необхідному для виконання підводних місій за призначенням СППС);
- рівняння оцінки СППС за функціональною складовою (можливість побудови СППС як людино-машинної системи з визначеним рівнем ергономіки, технічного обслуговування, зберігання, транспортування, вплив на навколишнє середовище тощо).

Розглянемо підхід по кожному з наведених рівнянь на прикладі створення СППА, як носія технологічного обладнання, який є основним елементом СППС, так як його відсутність відбирає сенс у створенні інших складових системи.

Маса всіх елементів СППА у загальному вигляді буде наступна.

$$m_{СППА} = \Sigma m_{ПОСТ} + \Sigma m_{НАЧ} \quad (1)$$

де $\Sigma m_{_ПОСТ}$ – маса елементів постійного складу СППА;

$\Sigma m_{_НАЧ}$ – маса елементів начіпного обладнання СППА.

Рівняння існування за матеріальною складовою у загальному випадку надаватиме відповідь на питання чи задовольняє отримана фактична маса засобу $m_{ЗМР_Ф}$ технічному завданню $m_{СППА_ТЗ}$ на його створення та матиме вигляд.

$$m_{\text{СППА_Ф}} \le m_{\text{СППА_ТЗ}} \quad (2)$$

Якщо фактична маса перевищує масу, що закладена в технічне завдання, то створення СППА за критерієм матеріальної складової неможливе. До матеріальної складової також відносимо рівняння існування за об'ємом, що складаються за схожим принципом.

Шлях синтезу рівняння існування СППА за енергетичним чинником у випадку, коли замовник обмежує проектанту підводної техніки величини потужності, що можливо виділити для живлення засобу, є наступним.

Потужність СППА складається з потужності P_{CONST}, потужності змінних технологічних пристроїв $P_{\text{ЗТП}}$ та потужності рушійно-рульового комплексу (РРК) $P_{\text{РРК}}$.

$$P_{\text{СППА_ПР}} = P_{\text{const}} + P_{\text{ЗТП}} + P_{\text{РРК}} \quad (3)$$

При проведенні ПТР в залежності від підводної технології, що використовується ППА може працювати у різних режимах, що характеризуватимуться певним значенням споживаної електричної потужності. Позначимо множину режимів R наступним виразом:

$$R = \{R_1, R_2, ..., R_i, ..., R_m\}, \quad (4)$$

де: R_1 – перший режим роботи; R_i – проміжний режим роботи; R_m – кінцевий у множині режим роботи.

Множині режимів буде відповідати множина потужностей P_R, що споживаються у цих режимах:

$$P_R = \{P_{R1}, P_{R2}, ..., P_{Ri}, ..., P_{Rm}\}, \quad (5)$$

де: P_{R1} – потужність, що споживається у першому режимі роботи; P_{Ri} – потужність, що споживається у проміжному режимі роботи; P_{Rm} – потужність, що споживається у кінцевому у множині режимі роботи.

Згідно з режимами робіт СППА, що будуть розглядатися, визначиться найбільша проектна потужність $P_{\text{СППА_ПР}}$ з множини:

$$P_{\text{СППА_ПР}} = \sup\{P_{R1}, P_{R2}, ..., P_{Ri}, ..., P_{Rm}\} \quad (6)$$

Якщо задана потужність $P_{\text{СППА_ЗАМ}}$ буде меншою від проектної, тоді будівництво СППА за даним критерієм буде можливим:

$$P_{\text{СППА_ЗАМ}} \le \sup\{P_{\text{СППА_ПР}}\} \quad (7)$$

Рівняння існування за інформаційною складовою на прикладі СППА пропонується складати у формі системи рівнянь двох типів – комунікаційного та пошукового. Комунікаційне рівняння (нерівність) у лівій частині має містити пропускну здатність КТ, а в правій – сумарну інтенсивність інформаційного обміну бортових приладів СППА:

$$I_{\text{КТ}} \ge i_{\text{IO1}} + i_{\text{IO2}} + ... + i_{\text{IO}n} \quad (8)$$

де $I_{\text{КТ}}$ – пропускна здатність КТ;

i_{OI1} – інтенсивність інформаційного обміну 1-го бортового приладу СППА;

i_{OI2} – інтенсивність інформаційного обміну 2-го бортового приладу СППА;

$i_{\text{OI}n}$ – інтенсивність інформаційного обміну n-го бортового приладу СППА.

Пошукове рівняння існування СППА за інформаційною складовою визначає мінімально припустиму глибину $H_{\text{СППА}}$ його руху, на якій апарат здатен у повному обсязі виконувати вимоги технічного завдання на пошук підводної цілі. Очевидно, що намагання забезпечити рух пошукового СППА на мінімально можливій глибині обумовлюється зменшенням енергетичних витрат на його рух та суттєво впливає на рівняння існування СППА за енергетичним критерієм – рівняння енергетичного балансу.

У випадку синтезу рівнянь існування за рівнем функціональності визначають, що проведення підводної місії з залученням СППА передбачає декілька етапів, ефективність яких повною мірою визначає кінцевий результат. Ключовим виконавцем цих етапів є оператор підводної техніки, тобто особа, що приймає рішення (ОПР). В залежності від кількості екіпажу, що обслуговує СППА, розрізняють оператора, який працює з ПЕК, комп'ютерною технікою та програмним забезпеченням, і оператора, що виконує технічні операції на палубі СН. Наведемо ці етапи та їх коротку характеристику, що виконуються на СН у відкритому морі.

1. Підготовка до підводної місії, що передбачає візуальний та технічний зовнішній огляд СППА, комп'ютерну діагностику на заданому рівні автоматизації, перевірку механізмів на відкритій палубі, спуск СППА на воду, операція вивішування підводної техніки до стану нульової (від'ємної, додатної у разі необхідності) плавучості.

Рівняння існування за цим етапом полягатиме у часі, що витрачається на всі ці технологічні операції. Цей час має бути меншим ніж той, що може забезпечити замовник, тоді проектна вимога за цим етапом буде виконуватися.

2. Підводна місія, головною метою якої є виконання всіх операцій під водою протягом одного занурення. Така мета має досягатися за рахунок автоматизації процесів, де людині можна відвести тільки роль спостерігача, що бере на себе керування безпосередньо біля підводного об'єкта для виконання особливо складних і відповідальних підводних операцій.

3. Оформлення результатів підводної місії виконується у вигляді звіту, формат якого в залежності від виду місії буде відрізнятися, але загальними елементами представлення результатів у ньому мають бути:

а) текстовий документ(-и), в якому(-их) можуть бути рисунки, схеми, графіки, таблиці, формули, фото, стопкадри з відеоряду тощо;

б) фотографії підводної обстановки;

в) відеоматеріали.

4. В завершенні підводної місії в залежності від того, як вона відбулася, виконують огляд СППА та визначають подальшу з ним роботу. Це може бути ремонт, підготовка до повторного занурення чи до зберігання на короткий термін або консервація, підготовка ЗМР до транспортування чи передачі сторонній особі.

Зважаючи на наведені етапи, необхідно розуміти, що їх автоматизація визначатиме кількість персоналу, який буде задіяний у ПТР з СППА. Також час знаходження СН в морі, а відповідно і витрати замовника будуть залежати від рівня функціональності СППА. На цій основі у подальшому пропонується виконувати синтез рівнянь існування СППА за рівнем функціональності [6].

Протиріччя, що виникають у взаємному впливі складових рівнянь існування, призводять до пошуку компромісів в залежності від основної задачі, на яку спрямована СППС при виконанні ПТР.

Висновки. Розглянуто процес проектування самохідної прив'язної підводної системи на основі системного підходу. Відповідь на питання про можливість створення всієї системи та її складових на ранніх стадіях створення базується на системі рівнянь існування за матеріальною, енергетичною, інформаційною та функціональною залежностями.

REFERENCES

[1] Voytov, D.V. (2015) Teleupravlyaemyie neobitaemyie podvodnyie apparatyi. Moskva: MORKNIGA (in Russian)

[2] Ryzhkov, S.S. (2011). Stvorennia universalnykh transportnykh suden i zasobiv okeanotekhniky. Mykolaiv: Vydavnytstvo NUK (in Ukrainian).

[3] Blintsov, V.S. (1997). Proektirovanie samohodnyih privyaznyih podvodnyih sistem. Kiev: Naukova dumka (in Russian).

[4] Blintsov, V.S. (2016). Rivniannia isnuvannia samokhidnoi pryviaznoi pidvodnoi systemy yak otsinka mozhlyvosti yii stvorennia. Pidvodni tekhnolohii, # 3, 25-30 (in Ukrainian).

[5] Vashedchenko A.N. (1979). Uravneniya suschestvovaniya podvodnyih robotov. Sbornik nauchnyih trudov. Nikolaev: NKI (in Russian)

[6] Blintsov, V.S. (2019). Generalized method of designing unmanned remotely operated complexes based on the system approach. EUREKA: Physics and Engineering, # 2, 43-51.

Klochkov O.P.

The determination of the construction characteristics of self-propelled tethered underwater systems in the early stages of design

Text of the annotation. *The basis of a systematic approach to the creation of a self-propelled tethered underwater system and its components in the early design stages is given. The ways to the formation of the equations of existence according to certain criteria are considered. Attention is paid to the contradiction that arises between the values of operational parameters and design characteristics.*

Keywords: *Self-propelled tethered underwater system, systems approach, equations of existence, marine robotics tool*

Клочков О.П.

Определение конструктивных характеристик самоходных привязных подводных систем на ранних стадиях проектирования

Аннотация. *Приведена основа системного подхода к созданию самоходной привязной подводной системы и её составляющих на ранних этапах проектирования. Рассмотрены пути к формированию уравнений*

существования по определённым критериям. Уделено внимание противоречию, которое возникает между значениями эксплуатационных параметров и конструктивных характеристик.
Ключевые слова: *Самоходная привязная подводная система, системный подход, уравнения существования, средство морской робототехники*

УДК 629.5.01

СТАТИСТИЧНИЙ АНАЛІЗ СТАНУ І ПЕРСПЕКТИВ РОЗВИТКУ НАУКОВО-ДОСЛІДНИХ СУДЕН ЛЬОДОВИХ КЛАСІВ

Клименко А. М., аспірант
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, м. Миколаїв
aliona.klymenko@nuos.edu.ua

Аннотація. *У даній статті проаналізовано стан світового наукового-дослідного флоту, здатного за своїми технічними характеристиками до роботи у важких льодових умовах.*

Ключові слова*:* арктичний науково-дослідний флот; льодовий клас, науково-дослідне судно.

Проведене дослідження виявило, що загальною сучасною тенденцією розвитку стану світового науково-дослідного флотує є будівництво багатофункціональних науково-дослідних суден, які здатні не тільки проводити дослідницькі роботи, а й виступати в якості криголамів, носіїв літальних апаратів, а також здійснювати транспортування вантажів. Зроблено висновок про те, що Росія на сьогоднішній день володіє найчисленнішим науково-дослідним флотом, пристосованим для роботи в умовах Арктики та Антарктики, в той час, як Україна, нажаль, дуже відстає в цьому питанні.

Специфіка наукового вивчення Арктичного та Антарктичного регіонів зумовлює потребу в наявності розвинутого науково-дослідного флоту льодового класу, без якого неможливе проведення актуальних гідробіологічних, гідрохімічних, метеорологічних, геофізичних та інших досліджень. Ця стаття пропонує огляд сучасного стану наукового флоту держав, який пристосований для роботи в умовах цього регіону. При аналізі враховувалися діючі пристосовані для ведення наукової роботи судна льодового класу не нижче Arc 4 за правилами Російського морського регістра судноплавства (РМРС). Судна класу Arc 4 можуть використовуватися в Арктиці й Антарктиці в літній період в зруйнованих таненням (залишкових) дрібнобитих однорічних льодах [4, с. 15].

Кількісний стан арктичного науково-дослідного флоту представлений на рис. 1, статистика суден у різних країнах світу з найбільшим льодовим класом представлена на рис. 2.

Росія. На сьогоднішній день Російська Федерація має найчисленніший науково-дослідний флот, пристосований для роботи в умовах Арктики, в складі 29 суден, що перевишує загальну кількість аналогічних суден США, Канади, Норвегії, Швеції, Данії, Фінляндії, Німеччини, Великобританії, Китаю, Японії. Більшість російських суден відносяться до льодового класу Arc 4 або Arc 5, що дозволяє їх регулярно використовувати в порівняно сприятливих льодових умовах (розріджені залишкові або молоді льоди) в літню і осінню навігацію. Три судна («Академік Трешников», «Академік Федоров» і «Михайло Сомов») відносяться до класу науково-дослідних суден, які також пристосовані для транспортування вантажів. Це дозволяє їм вирішувати завдання постачання віддалених території, зокрема – забезпечувати роботу важкодоступних полярних станцій. Устаткування більшості суден дозволяє проводити комплексні гідрохімічні, гідробіологічні та гідрометеорологічні дослідження. 12 суден спеціалізовані для проведення геофізичних досліджень морського дна, зокрема – для розвідки корисних копалин. Незважаючи на незаперечне лідерство за кількістю арктичних наукових суден, Росія сьогодні стикається з гострою необхідністю оновлення флоту, оскільки 27 з 29 суден побудовані до 1990 року та морально застаріли, а їх середній вік на 2019 рік становить 29,4 роки. На сьогоднішній день Росія володіє тільки одним сучасним науково-дослідним судном «Академік Трешников», здатним проводити не тільки науково-дослідні роботи, а й здійснювати криголамну проводку, рятувальні роботи, вантажні перевезення.

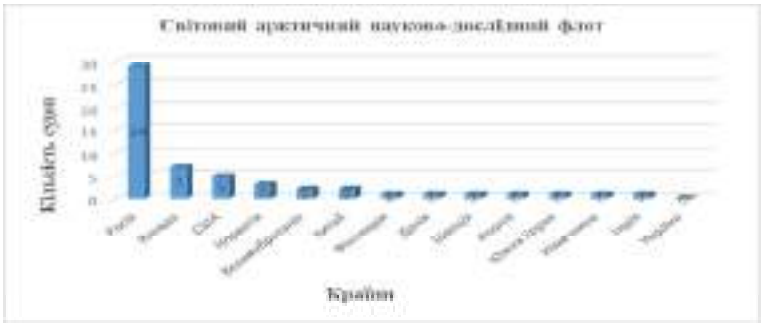


Рисунок 1 – Кількісний стан арктичних науково-дослідного суден в різних країнах світу

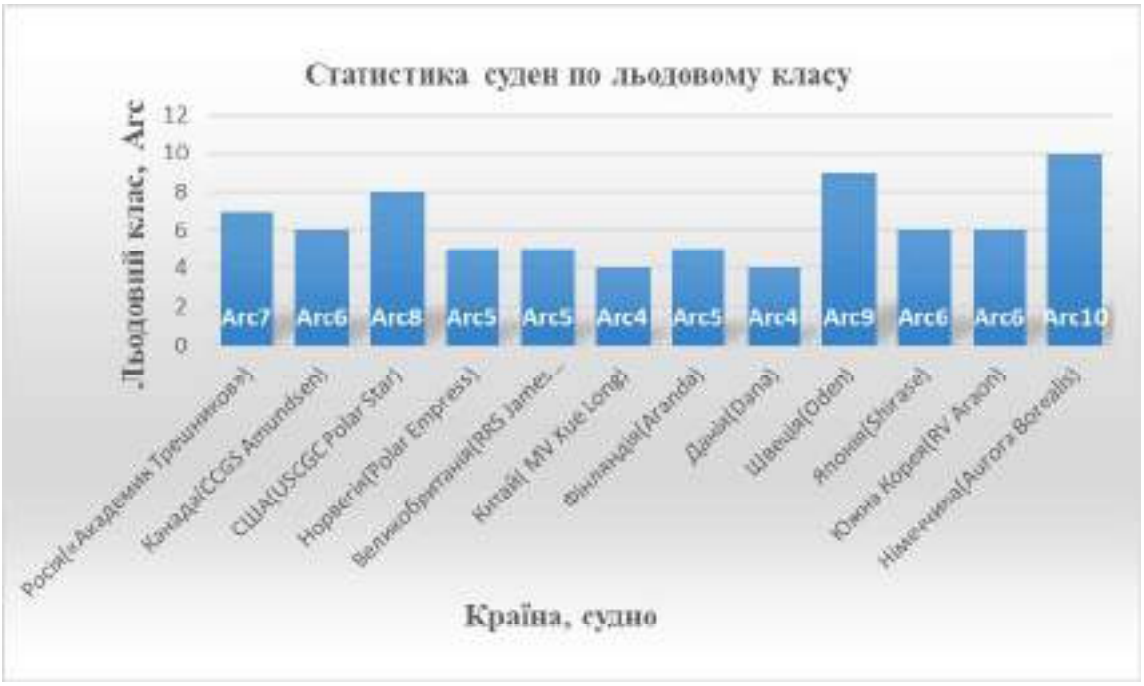


Рисунок 2 – Статистика суден з найбільшим льодовим класом у різних країнах світу

Канада. На даний час Канада має в своєму розпорядженні 7 суден льодового класу, пристосованих до проведення наукових досліджень. На відміну від Росії, науково-дослідний флот для Арктики знаходиться в розпорядженні не наукових установ, а Канадської берегової охорони. З семи суден три є науково-дослідними океанографічними суднами і відповідають льодовому класу Arc 4 («CCGS Hudson», «CCGS John P. Tully», «CCGS Teleost»). Ще 3 («CCGS Samuel Risley», «CCGS Sir Wilfrid Laurier», «CCGS Martha L. Black») є багатофункціональними суднами льодового класу Arc 5. Ці судна, крім наукової роботи, здійснюють криголамну проводку, забезпечують постачання маяків, проводять рятувальні та інші роботи. Найбільш високим льодовим класом серед канадських дослідних суден (Arc 6) володіє «CCGS Amundsen» – криголам, переобладнаний в 2002 р для ведення наукової роботи. Зараз це судно в літній час використовується для проведення досліджень, а в зимовий - переважно для забезпечення криголамної проводки. Основною проблемою арктичного наукового флоту Канади, як і Росії, є його значний вік. Середній вік суден становить 34,7 років, а наймолодше судно по-1 року.

США. Сполучені Штати Америки мають невеликий, але порівняно добре оснащений науково-дослідний флот льодового класу в складі 5 суден. Середній вік флоту США становить 20,2 роки; 4 з 5 суден побудовані після 1990 року, включаючи новітнє науково-дослідне судно «R/V Sikuliaq» класу Arc 6. Два судна «USCGC Healy» (клас Arc 7) і «USCGC Polar Star» (клас Arc 8) знаходяться в розпорядженні Берегової охорони США і використовуються не тільки для проведення досліджень, а й для забезпечення криголамної проводки. Високий льодовий клас дозволяє даними суднам здійснювати операції в дворічних і багаторічних льодах протягом

всього року. На даний момент пріоритетом для Сполучених Штатів є будівництво потужного криголамного флоту, здатного працювати в складну льодову обстановку і забезпечувати присутність США в регіоні.

Норвегія. Незважаючи на велику увагу до Арктики на урядовому рівні, Норвегія на даний момент володіє невеликим дослідницьким флотом льодового класу. У розпорядженні Норвезького полярного інституту знаходиться судно R/V «Lance» класу Arc 4 1978 року побкдови. Ще одне дослідницьке судно, яке є у державній власності, побудоване в 1988 році. «Helmer Hanssen» класу Arc 4. Обидва судна спочатку були промисловими і пізніше були переобладнані для проведення наукових робіт в області океанографії і морської біології. Норвезькій компанії «GC Rieber» належить судно «Polar Empress» класу Arc 5, яке було побудовано в 2015 році і призначене для проведення геофізичних досліджень морського дна. З метою вирішення проблеми нестачі сучасних наукових суден, пристосованих для роботи в Арктиці, в 2012 році норвезьким урядом було прийнято рішення про будівництво судна «Kronprins Haakon». Воно було спущене на воду в 2017 році і отримало високий льодовий клас PC3 (клас Arc 7 за класифікацією РМРС).

Великобританія. Британська Антарктична Служба (British Antarctic Survey) - підрозділ Дослідницької ради по навколишньому середовищу Великобританії (Natural Environment Research Council) в своєму розпорядженні володіє двома суднами льодового класу, пристосованими для наукової діяльності. На борту науково-дослідного судна «RRS James Clark Ross» класу Arc 5 знаходиться обладнання для проведення біологічних, океанографічних і геофізичних досліджень. Багатофункціональне судно «RRS Ernest Shackleton» використовується головним чином для транспортування вантажів і перевезення пасажирів в Арктиці й Антарктиці, а також для проведення океанографічних досліджень. На даний момент на замовлення Дослідницької ради по навколишньому середовищу Великобританії будується сучасне науково-дослідне судно, здатне прокладати шлях в льодах товщиною до 1 метра. Планується, що воно буде побудовано до кінця 2019 року.

Інші європейські країни. Серед інших європейських країн найбільш потужними і оснащеними дослідними суднами володіє Швеція (судно «Oden») і Німеччина (судно «Polarstern»). Обидва судна спочатку були спроектовані як дослідні криголами і поряд з американським криголамом «USCGC Polar Star», мають найбільш високий льодовий клас (Arc 8 / Arc 9) серед розглянутих суден. Менш потужні дослідні судна має Фінляндія («Aranda», клас Arc 5) і Данія («Dana», клас Arc 4). Всі ці судна побудовані в 1980-х роках. І з 2002 року велося планування будівництва європейського дослідницького криголама «Aurora Borealis» найвищого льодового класу PC1 (Arc 10). Проект «Aurora Borealis» був закінчений 31-го травня 2012 року На офіційному сайті проекту залишився запис: «Тільки майбутнє покаже, чи зможуть існуючі зобов'язання залучених в проект країн перетворитися в" Аврору "; до того ми не зможемо відповісти на питання про терміни реалізації та потенційні можливості судна».Також до кінця 2019 року планується введення в експлуатацію нового німецького дослідницького криголама на зміну «Polarstern».

Азіатські країни. Найбільш активні в вивченні та освоєнні Арктичного регіону країни Азії мають, або планують будівництво дослідних суден льодового класу. Китайське багатофункціональне судно MV «Xue Long» класу Arc 4 було придбано в 1994 році в України і переобладнано під дослідні та транспортні цілі [1, с. 130]. До кінця 2019 року очікується спуск на воду другого китайського судна більш високого льодового класу, яке в тому числі буде проводити наукові роботи. У 2009 році. був введений в експлуатацію японський криголам «Shirase», побудований на зміну однойменному судну [3, с. 183]. У цьому ж році було спущено на воду південнокорейське судно «RV Araon» [2, с. 125]. Обидва корабля належать до льодового класу Arc 6 і призначені для ведення науково-експедиційної діяльності. Уряд Індії в 2014 році прийняв рішення про придбання полярного дослідного судна для підтримки роботи двох індійських антарктичних станцій і арктичної станції «Himandri» на Шпіцбергені.

Висновок. Сьогодні в умовах підвищеної уваги до Арктичного регіону модернізація і будівництво науково-дослідного флоту льодового класу стоїть на порядку денному провідних арктичних і неарктичних держав. Ці судна призначені не тільки для проведення актуальних наукових досліджень, а й забезпечення ефективної присутності держави в регіоні. Загальною сучасною тенденцією розвитку полярного наукового флоту є будівництво багатофункціональних науково-дослідних суден, які здатні не тільки проводити дослідницькі роботи, а й виступати в якості криголамів, носіїв літальних апаратів, а також здійснювати транспортування вантажів

На даний момент Норвегія, Великобританія, Німеччина, Китай, Індія ведуть будівництво нових суден, пристосованих для роботи в Арктиці. Сучасними дослідними суднами льодового класу мають Японія, Корея, США. Росія, незважаючи на введення в експлуатацію науково-експедиційного судна «Академік Трешников» в 2012 році, гостро потребує оновлення дослідницького флоту, який в більшості своїй був побудований в 1970-х і 1980-х роках.

Для України, як держави в цілому, та її наукової спільноти існує нагальна потреба в наявності науково-дослідних суден для вирішення комплексу морських екологічних, природоохоронних та інших задач у територіальному морі України. Особливу увагу потрібно звернути на те, що в України є антарктична станція «Академік Вернадський», для забезпечення повноцінного функціонування якої необхідне науково-дослідне судно арктичного плавання. З урахуванням стратегічного значення Антарктики для нашої країни, будівництво сучасних наукових суден посиленого льодового класу є однією з найбільш актуальних завдань в освоєнні регіону нашої антарктичної станції.

REFERENCES

Арктический регион: (2013) Проблемы международного сотрудничества: Хрестоматия в 3 томах. (Том 1) (с. 130).
Журавель В.П. (2016) Китай, Республика Корея, Япония в Арктике: политика, экономика, безопасность // Арктика и Север. № 24. (с. 112).
Морозов Ю.В., Клименко А.Ф. (2015) Китай и другие государства северо-восточной Азии в «Арктической гонке» // Китай в мировой и региональной политике. История и современность. № 20 (с. 173–191)
Таровик О.В. (2013) Методика определения масс конструкций ледовых усилений транспортных судов на ранних стадиях проектирования. Дис. канд. тех. наук. (с. 15).

Klymenko A. M.
Statistical analysis of the state and prospects for the development of the global Arctic research fleet.
annotation: This article analyzes the state of the global research fleet, adapted by its technical characteristics to work in the Arctic waters.
Keywords: Arctic region, Arctic research fleet, ice class

Клименко А. М.
Статистический анализ состояния и перспектив развития мирового арктического научно-исследовательского флота.
аннотация*:* В данной статье проанализировано состояние мирового научно-исследовательского флота приспособленного по своим техническим характеристикам к работе в арктических водах
Ключевые слова: Арктический регион, арктический научно-исследовательский флот, ледовой клас.

УДК 629.5.01

ВИБІР ТИПУ ТА ОПТИМАЛЬНИХ ГОЛОВНИХ РОЗМІРІВ ПАТРУЛЬНОГО СУДНА

Кондратьєва Лілія Юріївна,,
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, Миколаїв,
kondratieva.lilia@gmail.com ORCID 0000-0002-2788-9116

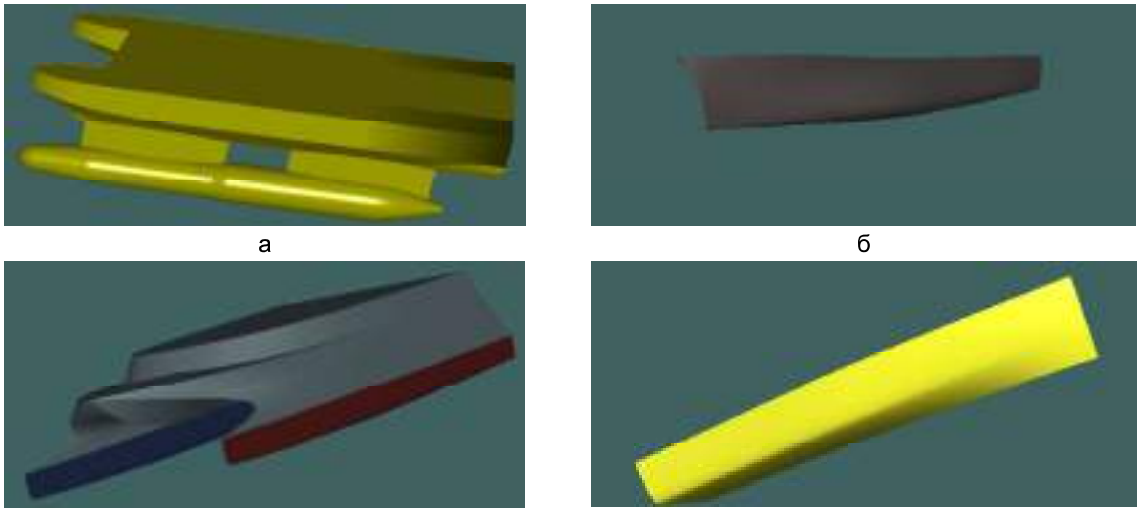
Аннотація. *Наведено у табличній формі порівняння характеристик хитавиці різних типів КБО (Deep-V, СМПВ, AXE-bow, катамаран), розрахованих у ПЗ "Bentley" (MSI). Обрано метод оптимізації головних розмірів з урахуванням сучасних вимог до мореходовості у вигляді штрафних функцій. Наведено результати порівняння розрахунків мореходових якостей СМПВ з експериментом з метою перевірки достовірності розрахункового алгоритму, що базується на спектральній теорії хитавиці (метод комплексних амплітуд), але на сьогоднішній день не був включений в оптимізаційну задачу. Наведено полярну діаграму дослідження явища бортової хитавиці в залежності від зміни курсу бігу хвиль, інтервалу швидкостей від 0 до 25 вузлів для випадку висоти хвилі 13,5% забезпеченості($h_{1/3}$) що дорівнює 4 м. Отримані результати рішення оптимізаційної задачі.*
Ключові слова*: судно з малою площею ватерлінії, берегова охорона, MSI, оптимізація, спектральна теорія хитавиці.*

Вступна частина. Для забезпечення берегової охорони існує необхідність, як в проектуванні, так і в створенні спеціалізованих кораблів КБО, патрульних суден, тощо, зокрема, ця необхідність пов'язана з виконанням спеціальних операцій, які здійснюються Прикордонною службою, Митним управлінням, Морською поліцією та іншими організаціями. Отже, патрульні суда повинні розвивати високу швидкість як при стандартному, для зони патрулювання, вітро-хвильовому режимі, так і в умовах шторму, а також перевозити та забезпечувати застосування необхідного для затримання порушників озброєння (Бондаренко О. В. 2016). На сьогоднішній день метод визначення головних розмірів патрульних суден (Dam S.T. 2003*)* розроблено для однокорпусних суден, а метод визначення головних розмірів *СМПВ (*Бойко А.П. 2010) розроблено для пасажирських суден. Однак, високі показники мореходовості, а також раціональність застосування СМПВ для патрульних цілей підтверджуються роботами ряда іноземних авторів (Zvaigzne A. Bondarenko O. V. 2017), (Christopher Wright, 1990), (Clayton B.R.,1982) та іншими. Основною **ціллю** даної роботи є вибір типу корабля берегової охорони для забезпечення безпеки економічної зони, а також визначення його оптимальних головних розмірів.

Основна частина. Вибір типу судна для охорони морських кодонів обумовлений не тільки його вартістю, але й морехідними перевагами. З цією метою були розраховані деякі кінематичні характеристики хитавиці для порівняння поведінки близьких за водотоннажністю, але різних за типом корпусів наведених у таблиці 1, а також на рисунку 1.

Табл.1 Головні розміри корпусів, що досліджуються

Тип	*D,(m)*	*L,(м)*	*B,(м)*	*d,(м)*
СМПВ	970	29	21	6
Катамаран	934,5	92	28	2,6
Однокорпусне судно “Deep V”	960	71	11	2,7
Axe-bow	950	61,5	9,8	3,7



а б в г

Рисунок 1 а − поверхня СМПВ з чотирма стійками; б − поверхня однокорпусного КБО (deep V); в − поверхня корпусу хвилерізного катамарану; г − поверхня корпусу судна типу AXE-bow.

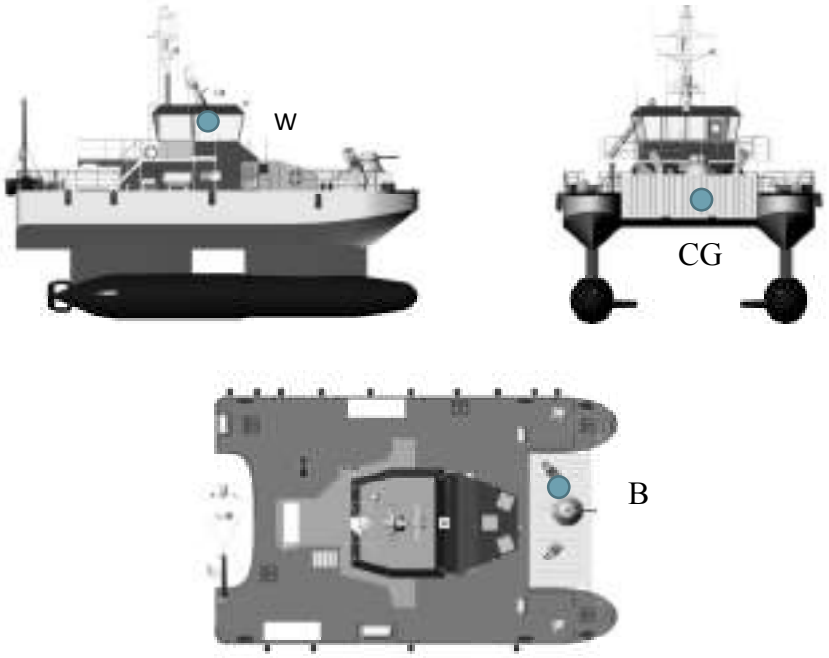


Рисунок 2 Схема розташування досліджуваних точок

Таблиця 2 Відповідність вимогам до морехідності досліджуваних типів суден при відсутності ходу, в ПЗ Bentley, *MSI* (*Motion Sickness Incidence*), (O'Halon, J. P.,1974), $h_{1/3}$=*4 (м), head seas.*

Назва	Вимоги	Катамаран	Axe-bow	СМПВ	“Deep V”
Значна кільова хитавиця	≤3°	4,54	4,52	2,91	4,54
Кінематичні характеристики в місці розташування зброї					
Значні вертикальні прискорення	≤0.4g	0,24	0,18	0,067	0,19
Кінематичні характеристики в рульовій рубці					
Значні вертикальні прискорення	≤0.4g	0,24	0,09	0,05	0,12
Кінематичні характеристики в центрі ваги					
Значні вертикальні прискорення	≤0.4g	0,05	0,06	0,05	0,06

Розрахунки кінематичних характеристик хитавиці отримані за допомогою ПЗ “Bentley” наведені у таблиці 2, а також дослідження іноземних науковців (Christopher Wright, 1990), (Clayton B.R., 1982) підтверджують переваги КБО типу СМПВ у порівнянні з іншими типами суден.

Математична модель судна прийнята згідно дослідження вибору оптимальних елементів СМПВ, (Boyko A.P. 2010), але зважаючи на особливості виконання найважливішої функції затримання порушників морських кордонів (Нєкрасов В.О., 2019) з урахуванням дальності пострілу обраного озброєння.

Передбачається, що цільова функція (1) підлягає максимізації. В цьому випадку, математична формулювання завдання умовної оптимізації має вигляд:

$$F(X)\rightarrow \max;\ F(X)=M[f(x)]/C_0, \qquad (1)$$

при обмеженнях:

$$G_j(X)\geq 0,\ (j=1,\ldots,m);$$

$$(x_i)_{min}\leq (x_i)\leq (x_i)_{max},\ (i=1,\ldots,n);$$

де $F(X)$ – цільова функція; $Gj(X)$ – функціональні обмеження; $(x_i)_{min}$, $(x_i)_{max}$ – нижню і верхню допустимі значення i-ой незалежної змінної.

Методи штрафних функцій відносяться до групи непрямих методів вирішення завдань нелінійного програмування. Вони перетворюють завдання з обмеженнями в послідовність завдань безумовної оптимізації деяких допоміжних функцій. Останні виходять шляхом модифікації цільової функції за допомогою функцій-обмежень таким чином, щоб обмеження в явному вигляді в задачі оптимізації не фігурували. Це забезпечує можливість застосування методів безумовної оптимізації. При одночасному виконанні тривіальних і функціональних обмежень $(xi)_{min} \le xi \le (xi)_{max}$ $(i = 1, ..., n)$; $(xi)_{min}$ – нижня допустима межа, $(xi)_{max}$ – верхня допустима межа зміни *i*-ї незалежної змінної. У програмному комплексі «Patrol SWATH» для пошуку максимуму цільової функції визначені наступні обмеження: значний кут бортової хитавиці – $\theta_{1/3} \le 8^{\circ}$ значний кут кільової хитавиці – $\psi_{1/3} \le 3^{\circ}$ максимальне значення вертикальних прискорень – $\ddot{\zeta}_{1/3}/g \le 0{,}4$, максимальне значення горизонтальних прискорень – $\ddot{\eta}_{1/3}/g \le 0{,}4$ слемінг, ≤30 – уд./год. Розрахунок вищезгаданих величин здійснювалися за допомогою методу методів спектральної теорії хитавиці та нелінійного програмування наведених у джерелі (Higdon D. T. 2000).

Введені в розгляд частотні характеристики хитавиці судна, як буде показано далі, дозволяють отримати при дослідженні його коливань на регулярному хвилюванні результати узагальнити на випадок нерегулярних хвиль.

Автор наводить результати розрахунків АЧХ СМПВ “Navatek I” (Seldl L. H., 1993) на швидкості *v=15* (*вузл.*), (рисунок 1) а також результати розрахунку блоку «SW52».

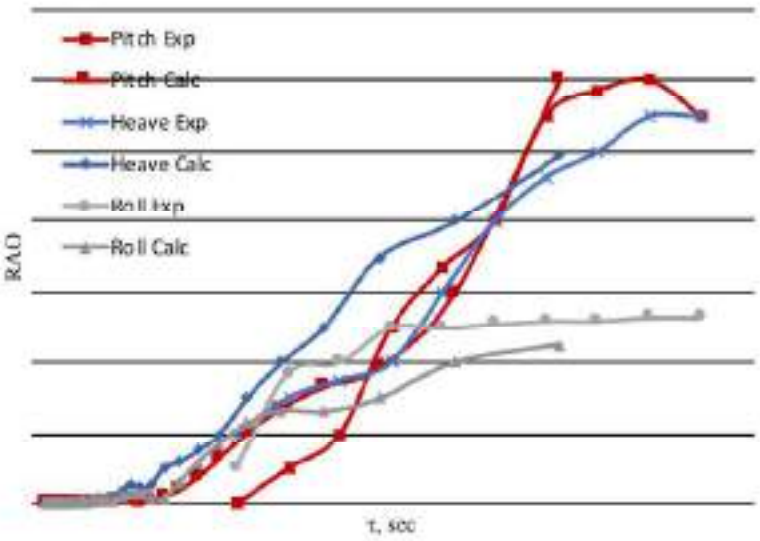


Рисунок 3 АЧХ судна “Navatek I”: Exp – експеримент v =15 вузл; Calc – розрахунок в ПЗ “Patrol SWATH”, блок “SW52” *v* =15 вузл., ∆=365 (т); *L*=34(м); *B*=16(м); *d*=3,7(м); тип спектра JONSWAP, $h_{1/3}$=6 (м).

Якщо математична модель судна як коливальної системи описується лінійними рівняннями хитавиці (лінійною системою), то спектральні характеристики процесів на її виході можуть бути визначені на підставі теореми Хінчина:

$$S_{\text{вых}}(\omega) = |\Phi(\omega)|^2 S_{\text{вх}}(\omega). \qquad (2)$$

Тут $S_{вых}(\omega)$ – спектр дисперсій відповідного виду коливань; $|\Phi(\omega)|$ – модуль передаточної функції системи; $S_{вх}(\omega)$ – спектр хвилювання.

Для бортової і кільової хитавиці спектральна щільність кутових переміщень визначається виразом

$$S(\omega) = |\Phi(\omega)|^2 S_{\alpha}(\omega) = (\omega^4/g^2)|\Phi(\omega)|^2 S_{\zeta_в}(\omega), \qquad (3)$$

де $S_\alpha(\omega)$ – спектр кутів хвильового схилу. Як випливає з виразів (2) і (3), характер конкретного спектру хитавиці визначається взаємним розташуванням АЧХ і спектра хвилювання на осі частот. Зсув АЧХ щодо максимуму спектра хвилювання може привести до появи у спектрі процесу хитавиці двох локальних максимумів, так званих "двогорбих спектрів". Таке зміщення визначаються зміною частот власних коливань по відношенню до частот максимуму спектра хвилювання $S_\zeta(\omega)$. При русі судна під довільним курсовим кутом до хвилі АЧХ відповідного виду хитавиці залежить від швидкості судна υ_g та кута χ, при цьому відповідний спектр хитавиці називають псевдо спектром, що входить до складу АЧХ.

Дослідження передбачає різноманітність кутів бігу хвиль. Досліджуване судно має водотоннажність D=125 *(тон)*, довжина L_{wl}=25,6(*м*), ширина B=13,0(*м*), осадка T=2,7(*м*). Наведені полярні діаграми на рисунку 4 в залежності від значного кута бортової хитавиці. Також дослідження включає полярні діаграми значного кута кільової хитавиці, значних вертикальних та горизонтальних прискорень та слемінгу від значної висоти хвилі ($H_{1/3}$) на швидкості до 25 (вузл.) (тут не наведені).

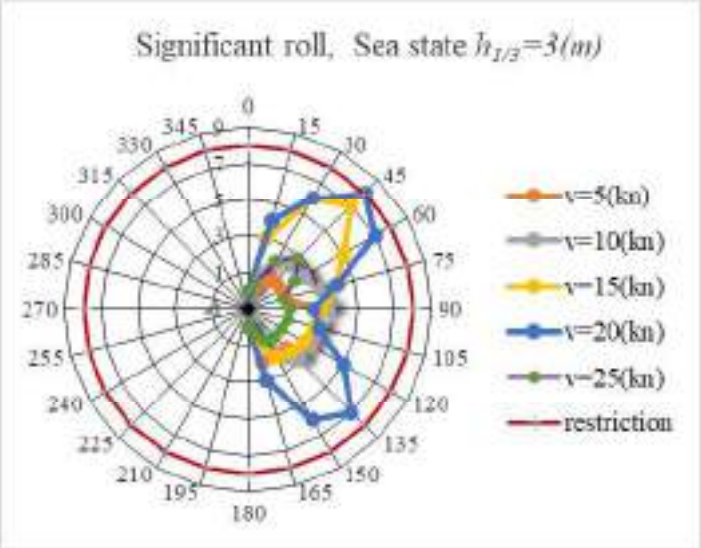


Рисунок 4 Графік залежності середньоквадратичних відхилень кута бортової хитавиці $\theta_{1/3}$ в залежності від висоти значної хвилі $h_{1/3}$=*3(м),* зі змінним параметром кута бігу хвиль χ.

Результати вирішення задачі оптимізації головних розмірів патрульного судна наведені у таблиці 3.

Таблиця 3 Головні розмірі отримані в програмному комплексі «Patrol SWATH»

Тип озброєння	Артилерійське
Обране озброєння	АК306
Тип двигуна	середньо оборотний дизель
Водотоннажність, т	590
Довжина судна, м	51.59
Ширина, м	18.22
Осадка, м	5.24
Висота борта, м	8.07
Товщина стійки, м	1.44
Апроксимований діаметр, м	3.60
Коефіцієнт втрат швидкості патрулювання	0.976
Горизонтальний кліренс, м	15.33
Вертикальний кліренс, м	2.16
Марка ГД	MTU 16V 4000 M71
Максимальна потужність ГД, кВт.	4902.53
Експлуатаційна потужність ГД, кВт.	338.278
Вартість озброєння, млн.$	3.125

Річні експлуатаційні витрати судна, млн.$.	2.33
Експлуатаційні витрати за життєвий цикл судна, млн.$	58.20
Загальні витрати на побудову і експлуатацію судна, млн.$	65.86
Вартість судна, млн.$	8.28
Ймовірність захоплення судна порушника	0,966

Завдяки врахуванню сучасних вимог до мореходовості, отриманий концепт матиме значно кращий показник ефективності під час несення служби.

Висновки

1. Наведені розрахунки, що підтверджують підвищену мореходовість судна типу СМПВ для цілей берегової охорони.
2. Обрано метод оптимізації головних розмірів СМПВ.
3. Отримані результати розрахунку морехідних якостей відповідають експериментальним даним із задовільною для концептуальної стадії похибкою.
4. Описано алгоритм розрахунку штрафних функцій, що відповідають сучасним вимогам до мореходовості.
5. Отримано головні розміри патрульного судна типу СМПВ для економічної зони України.

Список літератури

1. *Бойко А.П. (2010) Розробка методики оптимального проектування суден з малою площею ватерлінії. (Дис. канд. техн. наук)., Миколаїв, НУК, с.32-45*
2. Бондаренко О. В. Нєкрасов В.О. (2016), Концепція комплексного оцінювання ефективності та надійності кораблів берегової охорони, с. 121, Одесса, изд. Куприенко С. В.
3. *Dam S.T. (2003) Вибір основних проектних характеристик кораблів берегової охорони (Дис. канд. техн. наук), УДМТУ, Миколаїв, с. 7-96.*
4. *Нєкрасов В.О. (2019), Дослідження характеристик кораблів морської охорони, Наука і освіта, Retrieved from http://shipbuilding.mk.ua/?p=1836*
5. *Christopher Wright, (1990), Operation and cost of Hight Speed Craft, Royal Institute of Naval Architects , Marine technologies form 27 №2 March, p.104-113*
6. *Clayton B.R., Bishop F.D. (1982) Steady motion on height speed, Marine vehicles, London, ESF.N. SPON, p.323*
7. *Higdon D. T. (2000), Multi-Hull Motions Simulation, 4 July Philadelphia, Retrieved from – http://home.earthlink.net/~dynamicstech/downloads/multi-overview.html*
8. *O'Halon, J. P. (1974) Motinon Sickness Indence as a Funtion of Frequency and Accelaration of Vertical Sinusoidal Motion, Aerospace Medicine. No 45(4), p. 366–369.*
9. *Seldl L. H., Clifford W. F., Cummungs G. P (1993) Design and operational Experience of the Swath ship NAVATEK1, Marine technology. Vol. 30, № 3, pp.153-171.*
10. *Zvaigzne A. Bondarenko O. V. (2017), Efficiency Estimation of Specialized Multifunctional Ships at Optimal Designing. In Transport and Telecommunication, Transport and Telecommunication Institute, Riga, LV-1019, Latvia, 18 (1), 70–78 doi 10.1515/ttj-2017-00072017,*

Kondratieva Liliia

Selection of the type and optimal principal dimensions patrol ships

Annotation.

The tabular form of the comparison of the characteristics of the motion of different types of coast guards (Deep-V, SMPV, AXE-bow, catamaran), calculated in the software "Bentley" (MSI) is presented. The method of optimization of the main sizes is chosen to take into account modern requirements for navigation in the form of penalty functions. The results of the comparison of calculations of seaworthiness of SMPV with an experiment to check the reliability of the calculation algorithm based on the spectral theory of motion (the method of complex amplitudes) are presented, but to date has not been included in the optimization problem. The polar diagram of the phenomenon of rolling is shown, depending on the change of the wave's course, the range of speeds from 0 to 25 knots, for the case of wave height of 4 m at 13.5% frequency of occurrence. Has been obtained results of the decision of the optimization task.

Keywords*: ship with small area of waterline, coast guard, MSI, optimization, spectral theory of motion.*

Кондратьева Лилия Юрьевна

Выбор типа и оптимальных главных размеров патрульного судна

Аннотация. *Приведено в табличной форме сравнение характеристик качки различных типов КБО (Deep-V, СМПВО, AXE-bow, катамаран), рассчитанных в ПО "Bentley" (MSI). Выбран метод оптимизации главных размеров с учетом современных требований к мореходности в виде штрафных функций. Приведены результаты сравнения расчетов мореходных качеств СМПВ с экспериментом с целью проверки достоверности расчетного алгоритма, основанного на спектральной теории качки (методе комплексных амплитуд), но на сегодняшний день не был включен в оптимизационные задачи. Приведена полярную диаграмму исследования явления бортовой качки в зависимости от изменения курса бега волн, интервала скоростей от 0 до 25 узлов для случая высоты волны 13,5% обеспеченности равной 4 м. Были получены результаты решения оптимизационной задачи.*

Ключевые слова: *судно с малой площадью ватерлинии, береговая охрана, MSI, оптимизация, спектральная теория качки.*

УДК 629.5

ПРИМЕНЕНИЕ 3D САПР SOLID WORKS ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ СУДОВ РАЗЛИЧНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Морозов К. А., аспирант
Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова
Украина, г. Николаев
gordonjon7@gmail.com

Аннотация. *Применение 3D САПР Solid Works при проектировании судов различного назначения, позволит проектанту в разы сократить объем работ при расчетах весовой нагрузки, выпуске конструкторской документации, а также иметь общее представление о компоновке и расположении внутренних помещений и оборудования проектируемого судна.*

Ключевые слова. *Инструменты 3D проектирования, каталогизация готовых моделей, проектирование судов, нагрузка масс, центр тяжести(ЦТ).*

Сегодняшняя заинтересованность в использовании компьютерного анализа основана на двух сопоставимых по значимости факторов. Первый- это собственно потребность в инструментах для создания конкурентоспособных изделий, когда использование «ручных» расчетов (пусть и реализованных посредством вычислительной техники) не гарантирует каких-либо значимых улучшений.

Вторая, не менее значимая причина роста популярности программ, анализа – наличие предложения в виде относительно доступного по цене и крайне доступного по интерфейсу программного обеспечения в сочетании с приемлемой ценой компьютеров.

Особенности методов инженерного анализа, базирующихся на численных методах таковы, что практически на всех этапах работы: при подготовке геометрической модели, приложении закреплений и нагрузок, постановке контактных условий, выполнении дискретизации, настройке параметров решающих процедур, отображений и интерпретации результатов, и т.д. присутствует неоднозначность. Поэтому компьютерные модели, начиная с некоторого уровня сложности, требуют, как определенного уровня формальных знаний в конкретных областях, так и некоторой доли творчества, умения ощутить грань между допустимой и неприемлемой точностью, отделить проблемы, порождаемые несовершенством программы от результатов совей деятельности. Конечно, большинство вопросов решаются посредством «объективных» инструментов, однако случаев, когда требуется экспертный, субъективный по характеру анализ более чем достаточно.

Одним из факторов, стимулирующих внедрение расчетных программ, называют возможность замены или сокращения натурных экспериментов за счет компьютерной симуляции. Адекватная компьютерная модель для эксперимента подразумевает гидродинамический и упругий динамический анализ. Далеко не все программные комплексы, а также редкие пользователи в состоянии эту модель реализовать, В то же время инструменты, доступные квалифицированному инженеру, в частности SolidWorks с приложениями CosmosWorks (SolidWorks Simulation), достаточно легко решают задачу определения течения потока

обтекаемого тела. Относительная точная оценка этих параметров крайне полезна при использовании в дальнейшем аналитических методик. [1]

В SolidWorks используется принцип трехмерного твердотельного и поверхностного параметрического проектирования, что позволяет создавать объемные детали и компоновать сборки в виде трехмерных электронных моделей, по которым создаются двухмерные чертежи и спецификации в соответствии с требованиями ЕСКД.

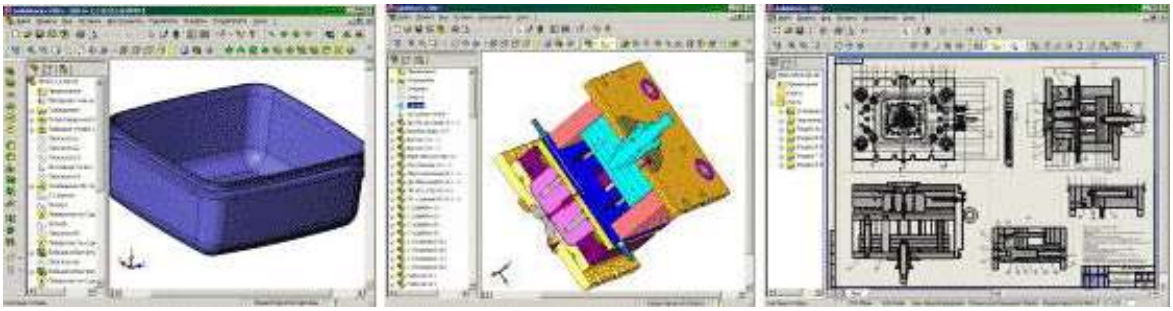


Рис 1. Примеры деталей, выполненных в SolidWorks

Рис 2. Модель двери судовой

Трехмерное моделирование изделий дает массу преимуществ перед традиционным двумерным проектированием, например, исключение ошибок собираемости изделия еще на этапе проектирования, создание по электронной модели детали управляющей программы для обработки на станке с ЧПУ. С помощью программы SolidWorks можно увидеть будущее изделие со всех сторон в объеме и придать ему реалистичное отображение в соответствии с выбранным материалом для предварительной оценки дизайна.

Библиотека материалов SolidWorks позволяет определять материал детали для массовых характеристик, спецификаций и расчетов в COSMOSXpress или COSMOSWorks. Также база данных может быть пополнена пользователем и каталогизирована, набор деталей в которой будет содержать информацию о физических свойствах материала и соответствовать стандартам ISO. Такой метод стандартизации деталей можно приметить и при проектировании судов.

Так же следует отметить что при проведении судостроительных расчетов было выявлено ряд проблем. Одной из них является вопрос о точности весовой нагрузки судна. Весовая нагрузка принадлежит к числу

важных спецификационных характеристик, определяющий целый ряд проектных и эксплуатационных показателей судна.

Водоизмещение, положение центра тяжести, распределение постоянных и переменных грузов по судну являются исходными данными для расчета остойчивости, непотопляемости, качки, общей прочности, экономической эффективности и т.д. Поэтому, естественно, к точности расчетов весовой нагрузки предъявляют высокие требования.

Наибольшую сложность на всех этапах проектирования представляет определение водоизмещения и положения центра тяжести судна порожнем.

Составление этой части весовой нагрузки сопряжено с большим объемом вычислений ввиду множества элементов (конструкций), составляющих судно. В соответствии с принятыми этапами проектирования (эскизный, технический и рабочие проекты) сложились и различные методы расчетов весовой нагрузки.

Рассмотрим один из способов, когда на этапе эскизного проектирования весовая нагрузка рассчитывается по прототипу на основе зависимостей, которые подчинены веса отдельных ее разделов или конструкций.

Точность расчетов на этой стадии проектирования в значительной мере зависит от навыков проектировщика и наличия близкого прототипа.

В техническом проекте, когда подавляющая часть технических решений воплощена в разработанных схемах, чертежах, описаниях, а конструкции и изделия «привязаны» к общему расположению, наряду с методами, применяемыми в стадии эскизного проектирования, практикуется и более детальный подход к расчетам весовой нагрузки с учетом назначенных толщин, выбранной системы набора корпуса, типов и состава механизмов, устройств, оборудования, изоляции и т.д.

И, наконец, детальные расчеты весовой нагрузки производятся в стадии рабочего проектирования. Именно в этой стадии имеет место наибольшая трудоемкость расчетов весовой нагрузки. Она может насчитывать в среднем до 1500 рабочих чертежей, содержащих данные по нагрузке (веса и координаты). При этом очень часто весовые данные к одному чертежу подразделяются по статьям нагрузки и число последних в одном чертеже может доходить до несколько десятков. Таким образом, каждому рабочему чертежу сопутствуют детальные и громоздкие расчеты. [2]

Как видно, что на стадии рабочего проектирования самая большая трудоемкость, большие затраты по времени так и сложность выполнения данных работ.

Использование в проектировании 3D САПР (Solid Works), позволит в разы сократить громоздкие расчеты и упростит выпуск конструкторской документации.

Для примера проведем расчет нагрузки масс и центра тяжести модели корпуса судна длинной 40 м; шириной 30 м; осадкой 2 м. Модель выполнена в Solid Works рис.3, и рис. 4. Материал сталь, основное требование при расчете нагрузки масс и центра тяжести. Затем при помощи специальной команды производиться сам расчет. Результаты расчета показаны на рис. 5, рис. 6 и рис. 7.

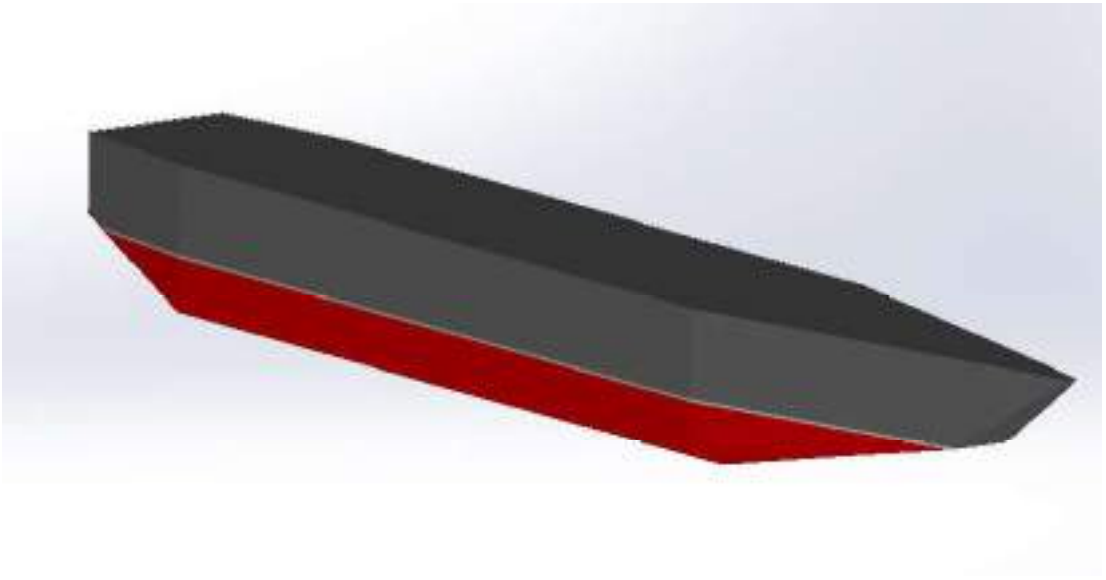


Рис 3 3D модель корпуса судна

Рис. 4 Общий вид

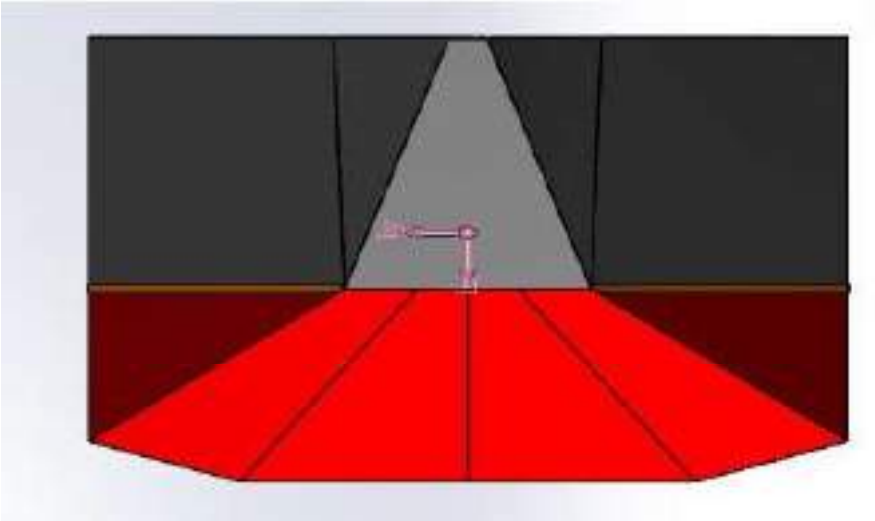


Рис. 5 позиция центра тяжести на виде в корму

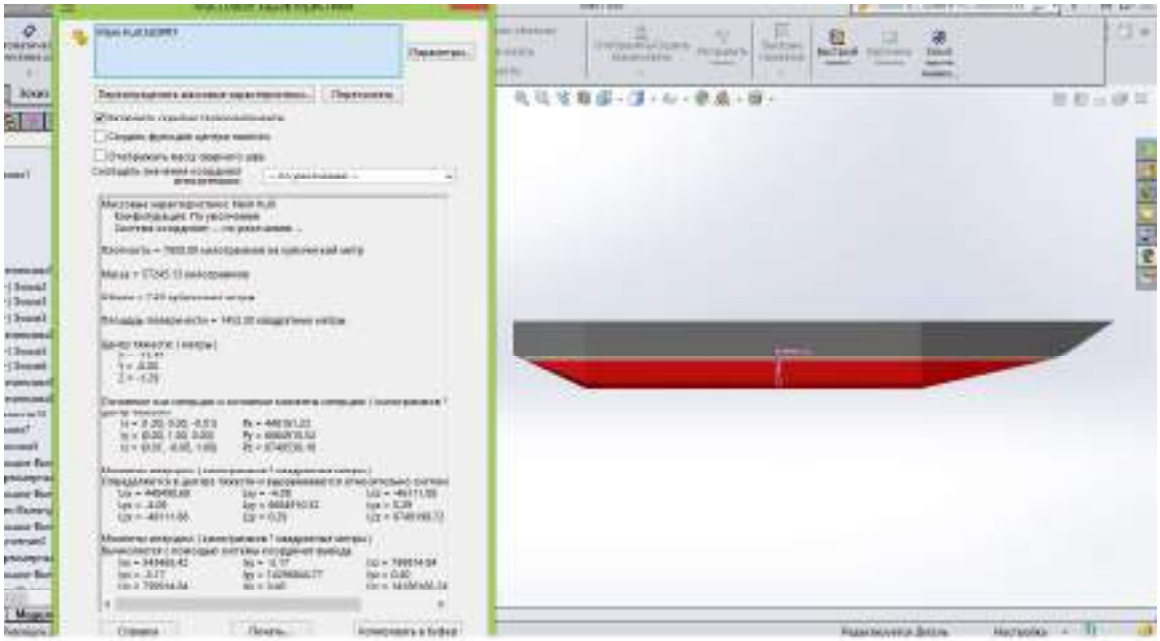


Рис.6 Результаты расчета ЦТ

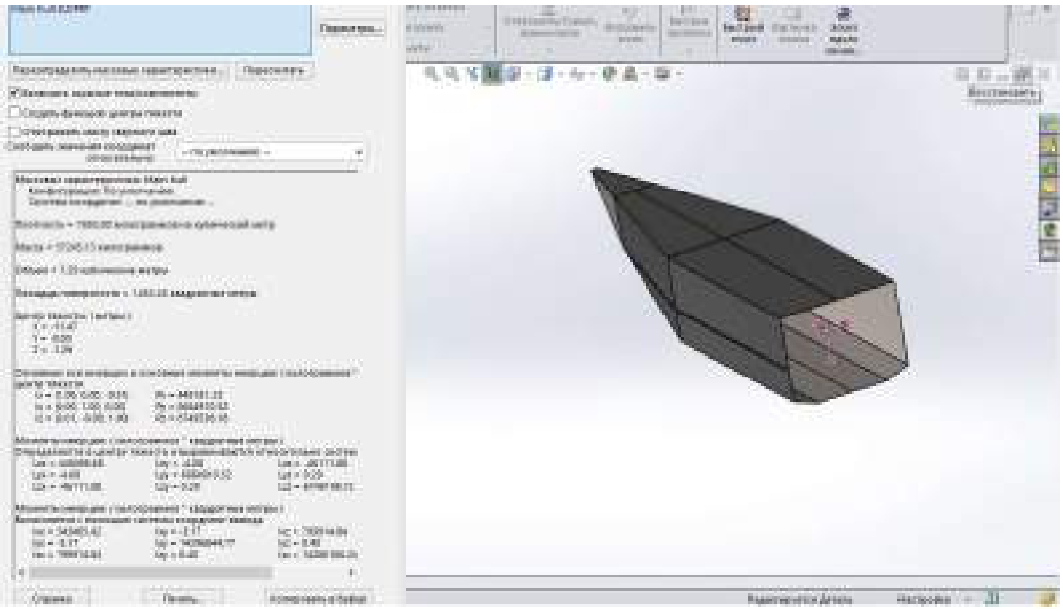


Рис.7 Вид в сечении по ДП

Выводы. При рассмотрении задачи проектирования, использование САПРТ пакета SolidWorks и расчетных модулей семейства SolidWork Simulation, значительно упрощает работу в проводимых исследованиях. Снижает трудоемкость при проведении расчетной части, которая исключает использование традиционных подходов и исключает ошибку происходящей по вине человеческого фактора. Использование модуля SolidWork Simulation позволяет решить задачу с реализацией эксперимента, полученные данные в результате которого, не значительно отличаются от данных полученных с реального эксперимента.

Вторая, не менее значимая причина роста популярности SolidWork это простой и понятный в использовании интерфейс, который позволяет освоит данный САПРТ пакет в короткий промежуток времени. Освоив его инженер получает в своем арсенале простой и в тоже время мощный инструментарий для решения расчетной и инженерной задачи.

REFERENCES

[1] **Алямовский А. А.** Инженерные расчеты в SolidWorks Simulation. [Текст] / А. А. Алямовский. – М. : ДМК Пресс, 2010. – 464 с.

[2] **Шостак В. П.** К вопросу о разработке норм точности и расчетов весовой нагрузки судов на основе теории ошибок. Труды НКИ имени адмирала С.О. Макарова вып. 44, 1971. – 110 с

Morozov K. O., postgraduate student

The use of 3D CAD Solid Works in the design of ships for various purposes

Abstract. *The use of 3D Solid Work CAD in the design of vessels for various purposes will allow the designer to significantly reduce the amount of work in calculating the gross load, the release of design documentation; also have a general understanding of the layout and location of the interior and equipment of the designed vessel.*

Keywords. *3D design tools, cataloging models, ship design, mass loading, center of gravity (CG)*

Морозов К. О., аспирант

Застосування 3D САПР Solid Works при проектуванні суден різного призначення

Анотація. *Застосування 3D САПР Solid Works при проектуванні суден різного призначення, дозволить проектантові в рази скоротити обсяг робіт при розрахунках вагового навантаження, випуску конструкторської документації, а також мати загальне уявлення про компонування і розташування внутрішніх приміщень і обладнання проектованого судна.*

Ключові слова. *Інструменти 3D проектування, каталогізація готових моделей, проектування суден, навантаження мас, центр ваги (ЦВ))*

УДК (656.615)

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ГРУЗОВЫХ КОМПЛЕКСОВ ПОРТОВ УКРАИНЫ ДЛЯ НАВАЛОЧНЫХ ГРУЗОВ.

Логинов Игорь Георгиевич, к.т.н.,
«Логинов и Партнеры»
Оберемок Евгений Георгиевич., к.т.н.,
Национальный университет «Одесская морская академия», Украина, Одесса

***Анотация**. Грузовые комплексы портов Украины, работающие, в основном, по циклической схеме, определяют их производительность и эффективность. Навалочные грузы составляют болем 50% объема грузоперевалки. Современные специализированные грузовые комплексы, работающие по непрерывной схеме, обеспечивают высокоэффективную грузообработку судов. Выполненные проектные изыскания и экономические расчеты подтвердили возможность увеличения производительности порта «Пивденный» путем модернизации грузового комплекса с установкой современного оборудования, работающего в непрерывном режиме.*

***Ключевые слова:** (грузовые комплексы портов; полноповоротный двухстреловый штабелеукладчик; шнековый разгрузчик судов).*

Введение. Порты Украины, являясь составной частью народно-хозяйственного комплекса, обеспечивают перевалку экспортно-импортных грузов, транзитных, а также грузов, перевозящихся на внутренних направлениях. Объем переработки в портах, например, зерновых грузов с каждым годом растет, для других видов – присущи тенденции, обусловленные внешними факторами и спросом на конкретные грузопотоки, которые для морских и речных портов – различны (доля речных портов в перевалке грузов в настоящее время не превышает 5%).

Основными видами грузов, проходящих через украинские порты являются зерновые грузы, руда, уголь, металлопродукция, грузы в контейнерах [1], [2], [3].

Доля навалочных грузов составляла за последние годы в общем объеме грузов больше половины всех грузов. Согласно статистическим данным в 2018 году пять основных портов Украины перевалили почти 90% грузов и навалочные грузы у них составили более 55%.

Являясь связующим звеном различных транспортных систем (железнодорожный транспорт, автомобильный, морской, речной трубопроводный), эффективность работы портов зависит от большого количества факторов:

- специализация порта и его грузопотоки (существующие, перспективные);
- навигационные ограничения глубины, размеры подходных каналов;
- внешние условия (климатическая зона);
- складские помещения, и их технологическое соответствие параметрам грузов;
- энерговооруженность причалов;
- подъездные железнодорожные пути и автодороги;
- система автоматизации, уровень организации работы в порту;
- оперативность в решении производственных задач;
- относительная производительность
- экологическая безопасность;
- физические свойства навалочного груза и т.п.

Грузовые комплексы условно могут быть распределены на следующие схемы работы:

- цикличные – портальные краны рельсовые или на пневмоходу;
- поточные – ленточные транспортеры и конвейеры (стационарные, мобильные);
- циклично-поточные (совмещенного типа).

Каждая схема имеет свои положительные и отрицательные стороны, однако их приоритет во многом определяется технологическими возможностями порта, размерами причалов и иными факторами, которые частично перечислялись выше.

Целью настоящей работы была оценка основных технологических операций и выбор оптимальной схемы с учетом грузопотоков навалочных грузов в ближайшей перспективе.

Основная часть. Грузопотоки навалочных грузов, сформировавшиеся за последние годы, позволяют рассматривать в качестве импортного груза только уголь, а в качестве экспортных - зерновые, руду и …уголь.

Погрузка груза в трюмы судна в отличие от выгрузки представляет собой достаточно простую технологическую операцию. Это обусловлено тем, что при погрузке осуществляется почти равномерно, если

грузовая партия сформирована в порту до начала грузовых работ. Интенсивность погрузки определяется ТТХ грузового комплекса: груз формируется в грузовом помещении при помощи грузовых средств. Примеры таких операций могут быть проиллюстрированы вариантами погрузки зерновых грузов (рис. 1), основными которыми могут быть определены следующие схемы:

- гравитационный способ на специализированном терминале (зерно поступает в трюмы по регулируемым лоткам);
- грейфером (различные модификации грейфера);
- морским, переоборудованным для погрузки зерна, контейнером (с открывающимся днищем, опрокидывающийся на бок и др);
- самовысыпанием из жд вагонов-хопперов;
- специализированным мобильным или стационарными причальным перегружателем (различные модификации);
- и т.п.

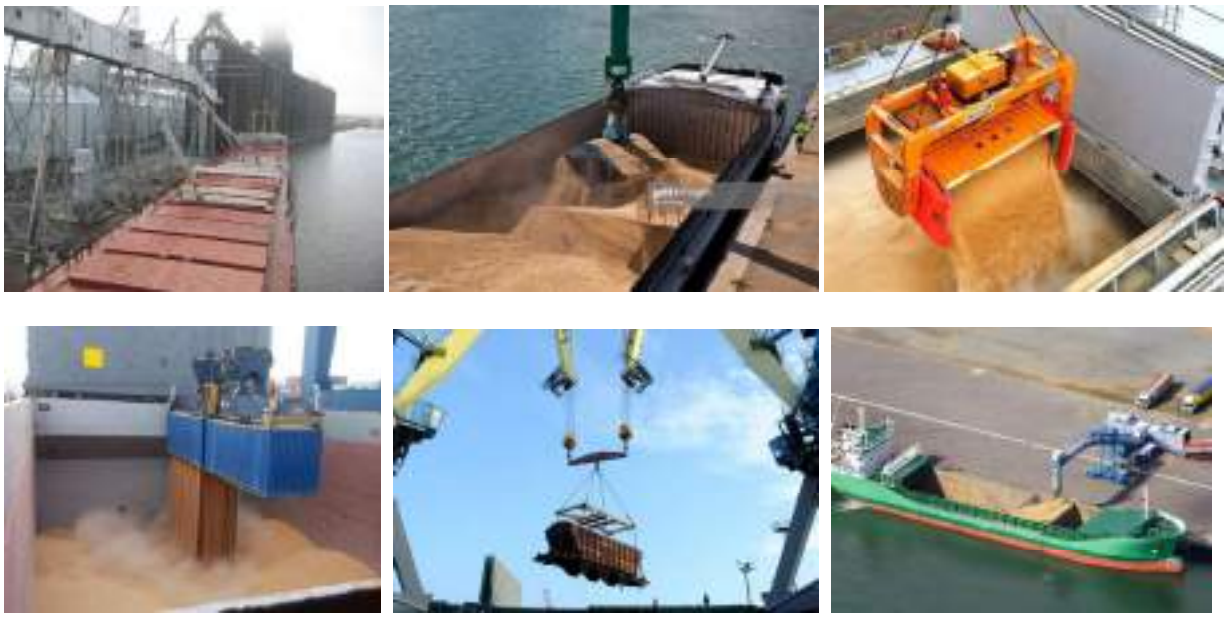


Рис. 1 Различные технологические схемы погрузки зерна в трюмы судов [6]

Погрузку легко автоматизировать, обеспечив высокую производительность (интенсивность) грузовых работ при помощи грузовых средств непрерывного действия: ленточных транспортеров (конвейеров), шнеков и других устройств. Именно этим и объясняется планомерное развитие в последние годы в портах Украины таких автоматизированных комплексов для погрузки зерна (компания «Олимпекс Купе Инт.», «RISOIL» и др).

При погрузке навалочного груза операторы руководствуются международными нормативными документами [4], [5]; как правило, требуется

- разравнивание поверхности груза согласно соответствующим положениям, требуемым разделами 4 («Оценка приемлемости партии груза для его безопасной перевозки») и 5 («Методы штивки») документа [4];
- для грузов с высокой плотностью следует обращать внимание на то, чтобы на настил второго дна не оказывалось избыточное давление от сформированного штабеля груза в трюмах во время рейса и во время погрузки (т.к. из-за неравномерного распределения, давление от груза на настил второго может превышать предельные величины).

При разгрузке судна возникают технологические сложности, которые отсутствуют при погрузке: по мере выгрузки груза судно начинает всплывать, что усложняет применение грузовых комплексов непрерывного действия и поэтому наиболее распространенным способом выгрузки угля и руды, как правило, является грейфер. По этой же причине по мере уменьшения количества груза в трюмах, резко падает скорость грузовых работ ввиду необходимости собирания груза в щтабель, зачистки трюмов, очистки переборок и бортов в зимний период из-за налипания на них груза и т.п.

Различные виды навалочные грузов могут иметь свои особенности, обусловленные их транспортными характеристиками. Например, в массе угля без достаточного разравнивания могут образоваться вертикальные трещины, в результате чего будет происходить циркуляция кислорода и возможно самонагревание и т.п.

Вид груза, его физико-химические свойства оказывают непосредственное влияние на проектные решения. Например, насыпная плотность зерна изменяется в достаточно широком диапазоне: от 260 кг/м^3 до 850 кг/м^3 (семена подсолнуха и пшеница – соответственно) Поэтому в [5] рекомендуется предусматривать условия загрузки для трех удельных погрузочных объемов, например, 1,75, 1,50 и 1,25; м^3/т, (что соответствует плотностям 570 кг/м^3, 670 кг/м^3 и 800 кг/м^3).

Согласно же [4] плотность угля изменяется в диапазоне 654-1266 кг/м^3, а железной руды - 1250-3448 кг/м^3. Существенно отличаются и фракции груза: размеры отдельных кусков составляют для угля - до 50 мм и до 250 мм – для руды.

Очевидно, что свойства груза, их товарные качества требуют от порта и особого качества выполнения грузовых работ, обеспечивающих сохранение товарных качеств груза. В частности – для зерна должны использоваться механизмы и оборудование, которые бы не ухудшали его пищевые свойства и т.п. Именно поэтому в мире отмечается создание специализированных причалов по перевалке грузов, т.к. свойства грузов, требования по их хранению, погрузке и выгрузке – существенно отличаются. Универсализация – стоит дорого, и ей сложно конкурировать со специализированным комплексом, если не отсутствуют ограничения во внешних условиях (размеры причалов, глубины и т.п.).

Перед началом грузовых операций судно и порт согласовывают достаточно большой перечень организационно-технических вопросов: транспортные характеристики груза, производительность каждого погрузочно-разгрузочного устройства в отдельности, последовательность проведения грузовых работ, включая балластировку (или дебалластировку) судна, штивку груза, методы и степень ее проведения, балластировку судна в процессе грузовых работ и иные, которые гарантируют безопасное и успешное проведение не только грузовых операций, но решение иных технических задач, которые могут возникунуть во время нахождения судна в порту. Помимо этого не остаются без внимания также и вопросы связи сторон (их коммуникация), действия в аварийных ситуациях, бункеровка, ремонтные работы, действия сторон при изменении метеоусловий, изменение глубин, осадок, надводной части судна и т.п.

Особенности конструкции судна (наличие грузовых кранов, расположение надстройки, допускаемые нагрузки на палубные конструкции), последовательность погрузки груза в трюмы (или его выгрузки), которая регламентируется экипажем с учетом обеспечения общей прочности судна и т.п.

Одним из основных параметров является производительность грузовых комплексов порта. Эта величина зависит не только от ТТХ грузового комплекса, но, даже и от способа (погрузка или выгрузка), а при выгрузке – от степени опустошения грузового пространства, т.к. при выгрузке скорость грузовых работ резко снижается.

Время грузообработки судна в порту зависит от многих факторов: организационных, технических, погодных и т.п.

При модернизации грузового комплекса следует учитывать не только уже существующие грузопотоки, так и необходимость в замораживании отдельных участков на время подобной модернизации.

Время грузообработки судна напрямую зависит от производительности грузового комплекса.

Оперативная погрузка современного судна осуществляется на сложных высокоавтоматизированных комплексах, в которых к минимуму сведен человеческий фактор.

Заинтересованность портов в увеличении производительности их грузовых комплексов заставляет специалистов искать современные эффективные технологические схемы грузообработки судов.

Опыт «Горной Компании “Логинов и Партнеры”», Украина, (http://loginov.com.ua/), позволил предложить порту «ПИВДЕННЫЙ» оригинальную схему комплекса с использованием полноповоротного двухстрелового штабелеукладчика (табл.1, рис.2).

Таблица 1Техническая характеристика ПДШ-12000

Производительность объемная, м^3/ч	6000	Скорость движения ленты, м/с	4,0
Производительность весовая, т/ч - по углю - по руде	 8000 12000	Лента: - тип - ширина, мм	 2000St5000 2000
Максимальный размер куска транспорт. материала, мм	300	Грузоподъемность лебедки подъема стрелы, тонн	20

Скорость передвижения, м/мин	25	Мощность привода кВт,	2 х 630
Скорость поворота, об/мин	0,1	Угол подъема консоли, градус	0 – 15
Напряжение электропитания, В	6000	Масса штабелеукладчика, тонн	1150
Частота тока питающей сети, Гц	50		

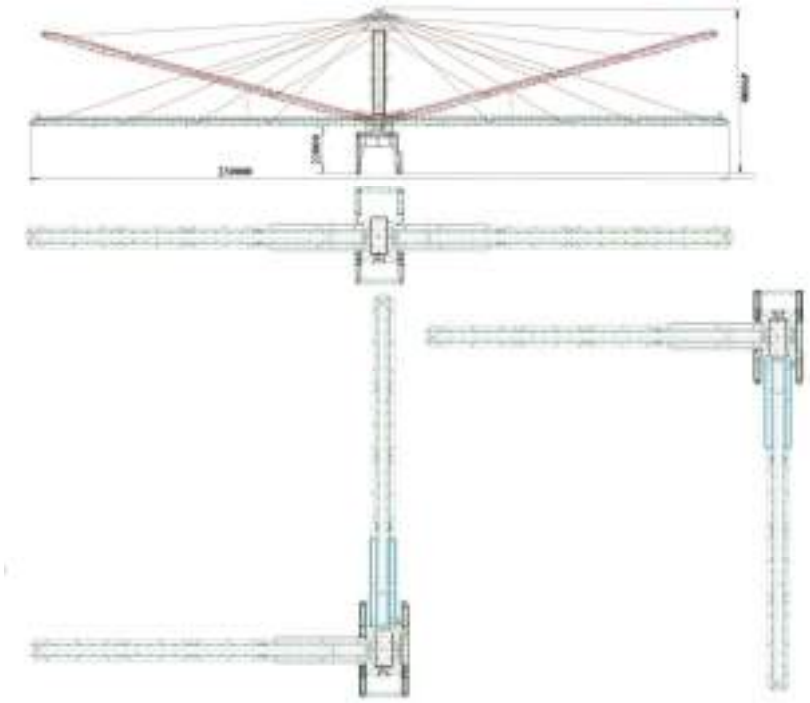
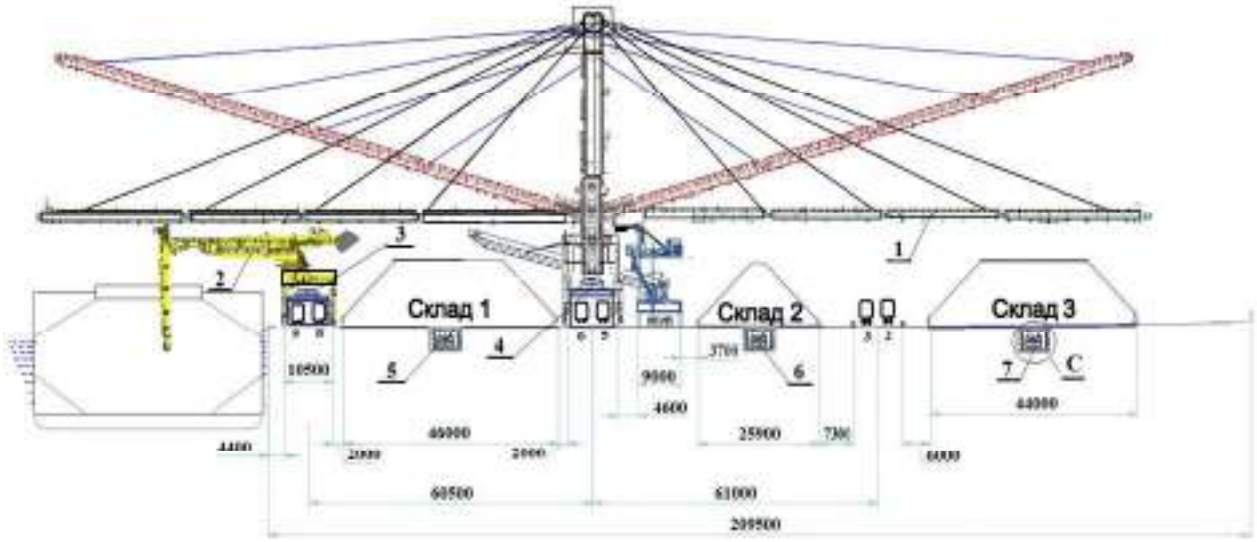
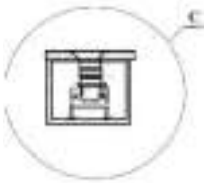


Рис. 2 Полноповоротный двухстреловый штабелеукладчик ПДШ-12000

Для выгрузки угля предлагается использовать шнековый разгрузчик судов типа SIWERTELL 1090H (https://www.bruks-siwertell.com/), способного работать во всем диапазоне осадок судна типа CapeSize (рис.3-4). Его производительность разгрузчика составляет 2500-3300 т/ч (в зависимости от насыпного веса угля 0,9-1,3т/м^3), максимальный размер куска транспортируемого материала – не более 50 мм, масса – 1300 тонн.

Рис. 3 Шнековый разгрузчик компании «SIWERTELL»





Перечень оборудования складского хозяйства порта «ПИВДЕННЫЙ»
1. Полноповоротный двухстреловой штабелеукладчик (1 ед)
2. Шнековый разгрузчик судов типа Siwertell (2 ед)
3. Конвейер разгрузочный на эстакаде
4. Конвейер загрузочный на эстакаде
5-7. Конвейер подземный в галерее

Рис. 4 Схема поточной технологии грузообработки порта «ПИВДЕННЫЙ»

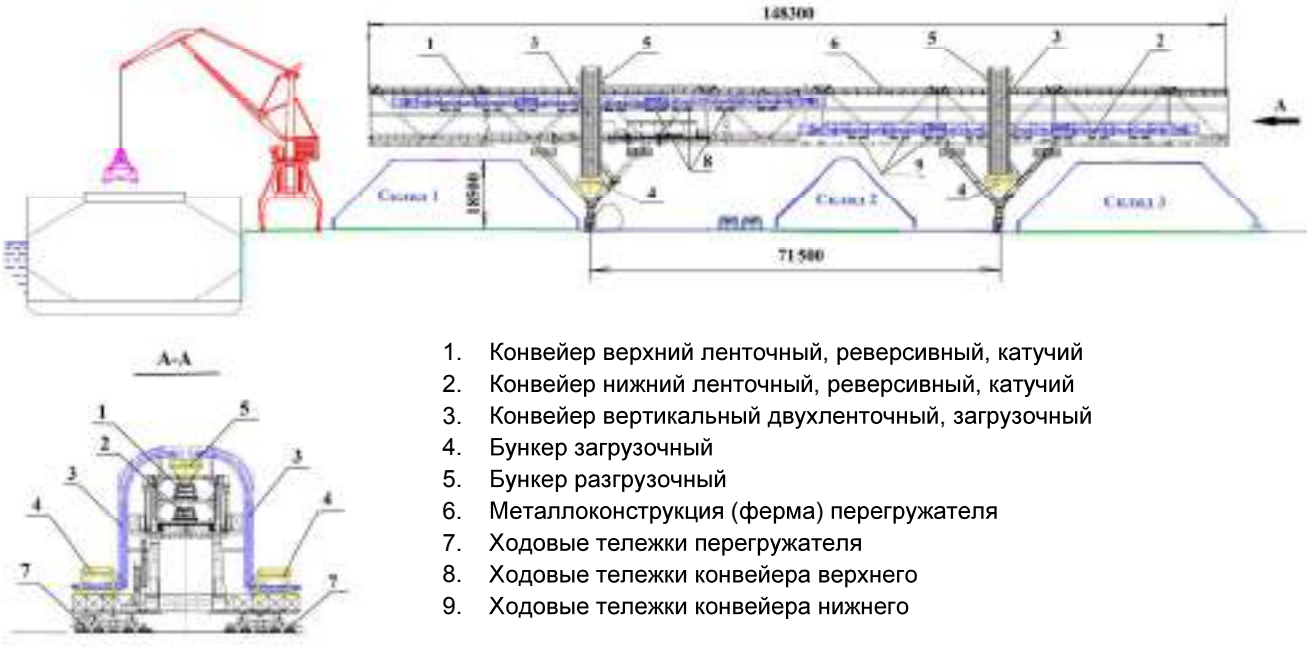
Если в ближайшей перспективе Украина перестанет импортировать уголь, то и отпадет необходимость в оптимизации процесса выгрузки: установка типа SIWERTELL 1090H не потребуется.

Ниже на рис.5 в качестве примера приведена схема применения циклично-поточной технологии грузообработки морских судов и укладки насыпного груза на площадки складов №1, №2 и №3 причала 5 порта «ПИВДЕННЫЙ». При этой технологии выгрузка и погрузка судна осуществляется по - прежнему тремя кранами «ТУКАН» (цикличная технология), а все перемещения между складами производятся ленточно–конвейерным самоходным перегружателем ЛКСП-2500, работающего по поточной технологии (см. табл.2).

Таблица 2 Технические характеристики ЛКСП-2500

1	Тип перегружателя	Ленточно-конвейерный, самоходный
2	Транспортируемый материал	Насыпной – уголь-руда до 2,6 т/v3
3	Скорость движения перегружателя	25 м/мин
4	Пролет перегружателя	71500 мм
5	Тип колес перегружателя	КР 100
6	Климатическое исполнение перегружателя	У1
7	Сейсмичность	Не более 6 баллов
8	производительностью	2500 м3/ч
9	Способ питания перегружателя (выбор Заказчика)	Троллен или кабельный барабан

Особенностью внедрения нового оборудования (ЛКСП-2500) является то, что площадка под его установку занята действующим производством, (различного рода здания, сооружения, железнодорожные и крановые пути и. т. д), т.е. его установка (опирание на поверхность склада) возможна только в точках, гарантированно свободных, поэтому ЛКСП-2500 проектируется и изготавливается индивидуально, под конкретного потребителя (в данном случае – АО порт «ПИВДЕННЫЙ»).



1. Конвейер верхний ленточный, реверсивный, катучий
2. Конвейер нижний ленточный, реверсивный, катучий
3. Конвейер вертикальный двухленточный, загрузочный
4. Бункер загрузочный
5. Бункер разгрузочный
6. Металлоконструкция (ферма) перегружателя
7. Ходовые тележки перегружателя
8. Ходовые тележки конвейера верхнего
9. Ходовые тележки конвейера нижнего

Рис. 5 Ленточно-конвейерный самоходный перегружатель ЛКСП-2500

Известно, что производительность портального крана напрямую связана с горизонтальным перемещением (углом поворота крана) груза. При существующей технологической схеме разгрузка – погрузка судов на склад №1 и перевалка груза между складами №1, №2 и № 3 осуществляется портальными кранами «ТУКАН» и «СОКОЛ» при их повороте на 180 градусов. В случае уменьшения угла поворота кранов «СОКОЛ», например, до 90 градусов и менее, следует ожидать значительное увеличение производительности комплекса оборудования в целом.

Для обеспечения указанных выше условий перегружатель ЛКСП-2500, своими опорами, устанавливается на крайние рельсы крановых путей кранов «СОКОЛ», расположенных между складами №1-№2 и №2-№3. При этом загрузка перегружателя, осуществляется четырьмя кранами «СОКОЛ», размещенными парами, возле каждой опоры перегружателя, с обеих ее сторон. Угол поворота кранов «СОКОЛ», при таком размещении, значительно менее 90 градусов при загрузке перегружателя, а производительность крана может достигать (согласно расчетам) 650-670 т/ч. Таким образом, суммарная производительность двух кранов «СОКОЛ» составляет 1300- 1340 т/ч.

Находящиеся на этих крановых путях еще два крана «СОКОЛ» работают в штатном режиме (с углом поворота 180 градусов), обеспечивая суммарную производительность в 270х2=540т/ч. Суммарная производительность двух кранов, загружающих перегружатель и двух кранов, работающих в штатном режиме, составляет 1340 + 540 = 1880 т/ч, т.е. близка к производительности трех кранов «ТУКАН» при разгрузке судна.

При загрузке судна загрузка перегружателя, переваливающего груз со складов №2 и №3 на склад №1, осуществляется четырьмя кранами «СОКОЛ», расположенными попарно возле каждой опоры перегружателя, при этом их суммарная производительность достигает 670 х 4 = 2680 т/ч. Еще три крана «СОКОЛ» могут работать в штатном режиме, обеспечивая производительность 270 х 3 = 810 т/ч. Тогда суммарная производительность равна 2680+810 = 3490 т/ч, что значительно превышает суммарную производительность трех кранов «ТУКАН» при загрузке судна.

Выводы. Анализ относительных экономических показателей работы возможных вариантов комплектации грузового комплекса для одного из ведущих украинских портов (объем капитальных затрат на единицу переработанного навалочного груза в течение года) позволил получить следующие результаты: при цикличной схеме работы эта величина составила 4,3, при циклично-поточной - 0,67 и при поточной схеме - 0,49 евро за тонну груза. Т.о., расчеты подтвердили, что поточная (непрерывная) технологическая схема работы грузового комплекса является наиболее оптимальной и экономически эффективной, несмотря на достаточно высокую стоимость.

Как показывает практика, абсолютная стоимость проекта не является определяющим фактором, т.к. напрямую связана с его эффективностью. На рис. 6 иллюстрировано возможное изменение финансового результата для двух различных проектов по истечении времени. И этот факт также следует учитывать в процессе технико-экономического анализа, принимая при выборе окончательного решения во внимание объективность показателей и их изменение во времени.

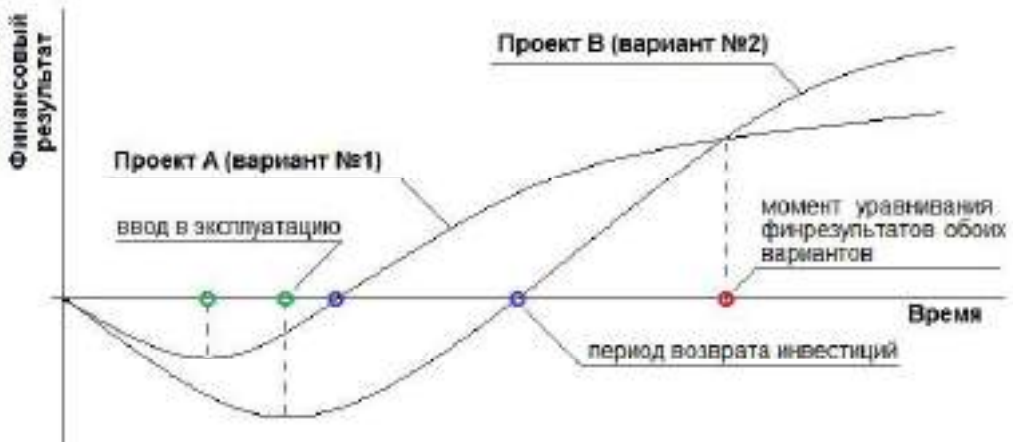


Рис. 6 К выбору «оптимального» проектного решения

Аналогичными путями развиваются ведущие порты мира: Амстердам, Роттердам и др. [7], опыт которых может быть полезным для украинских портовиков. В частности, ключевыми элементами успеха порта Амстердам являются качество, эффективность управления и стратегия развития. Порт Роттердам имеет очень эффективные терминалы, совмещенные с интегрированными информационными системами, позволяющими оперативно работать с кластерами в пределах действующих коридоров; в порту используются развитые концепции, порт очень много внимания уделяет сотрудничеству с заинтересованными игроками, фокусируя свою стратегию на инновациях.

REFERENCES

[1] Сайт «Порты Украины», Н. Рыженкова, «Грузооборот портов Украины 2018: главные тренды», 11.02.2019, https://ports.com.ua/articles/gruzooborot-portov-ukrainy-2018-glavnye-trendy.

[2] Сайт «Центр транспортных стратегий», О. Быстрицкая, «Вышли в плюс. Итоги 2018 года для украинских портов», 16.01.2019, https://cfts.org.ua/articles/vyshli_v_plyus_itogi_2018_goda_dlya_ukrainskikh_portov_1502/106252.

[3] Сайт «Ліга. Бизнес», «Названы крупнейшие порты Украины по итогам года», 08.01.2019, https://biz.liga.net/ekonomika/transport/novosti/nazvany-krupneyshie-porty-ukrainy-po-itogam-goda.

[4] Международный кодекс морской перевозки навалочных грузов (МК МПНГ - принят 4.12.2008, Резолюция MSC 268(85).

[5] Международный кодекс по безопасной перевозке зерна насыпью (принят 23.05.1991 MSC.23(59)).

[6] Фотоматериалы сайтов http://www.natcargo.org/, http://eurovektrans.com/, https://odessa-life.od.ua/, https://ports.com.ua/, https://www.gettyimages.com/, http://www.prostroymat.ru/.

[7] Сайт «Центр транспортных стратегий», Ukrainian Ports Forum 2019, 30.05.2019, https://cfts.org.ua/articles/ukrainian_ports_forum_2019_onlayn_translyatsiya_1542.

Loginov I.G., Oberemok Y.G. **Prospects of the development of cargo complexes of Ukraine ports for bulk cargoes**

Cargo complexes of the ports of Ukraine, which operate mainly in a cyclical pattern, determine their performance and efficiency. Bulk cargoes account for more than 50% of the volume of cargo handling. Modern specialized cargo complexes operating on a continuous basis, provide highly efficient handling of ships. The completed design surveys and economic calculations confirmed the possibility of increasing the productivity of the Pivdenny port by upgrading the cargo complex with the installation of modern equipment operating on a continuous regime.

Keywords: (cargo complexes of ports; full rotary two-jib stacker; ship screw-type unloader)

Логінов І.Г., Оберемок Є.Г. **Перспективні напрямки розвитку вантажних комплексів портов України для навалочних вантажів**

Анотація. *Вантажні комплекси портів України, що працюють в основному по циклічної схемою, визначають їх продуктивність і ефективність. Навалочні вантажі складають болем 50% обсягу перевалки вантажів. Сучасні спеціалізовані вантажні комплекси, які працюють за безперервною схемою, забезпечують високоефективну вантажної обробки судів. Виконані проектні дослідження і економічні розрахунки підтвердили можливість збільшення продуктивності порту «Південний» шляхом модернізації вантажного комплексу з установкою сучасного обладнання, що працює в безперервному режиму.*

Ключові слова: *(вантажні комплекси портів; повноповоротний двухстреловий штабелеукладальник; шнековий розвантажник судів).*

УДК 629.5.023.53

НЕСУЧА ЗДАТНІСТЬ ЛЮКОВИХ КРИШОК

Сіряченко Валентин Федорович, к.т.н., доцент
Власенко Євген Анатолійович, асистент
Національний університет «Одеська морська академія»
65029, Україна, м. Одеса, вул. Дідріхсона, 8
Valentin5@ukr.net

Анотація. *Практика показує, що люкові закриття пошкоджуються частіше, ніж інші елементи корпусу судна. Причини пошкоджень можуть бути дуже різні, люкові закриття судна частково втрачають свою міцність в результаті корозії і дрібних пошкоджень та інше. Тому в процесі експлуатації виникає потреба в перевірці їх міцності. Для вирішення питання про міцність люкових закриттів на суднах, які перебувають в експлуатації, зазвичай вдаються до наближених методів оцінки їх залишкової міцності. Це може призводити до помилкових висновків і значних економічних витрат. Робота присвячена оцінки деяких наближених прийомів розрахунку люкових закриттів і даються рекомендації щодо їх застосування.*

Ключові слова: *люкові закриття, пошкодження, міцність, згинальні моменти, деформації, напруги.*

Практика показывает, что люковые крышки повреждаются чаще, чем другие элементы корпуса судна. Причины повреждений могут быть весьма разнообразны.

Люковые закрытия на эксплуатируемых судах подвержены коррозии и после многократных ремонтов частично теряют свою несущую способность, которая нуждается в расчетном подтверждении. Такой расчет обычно выполняется в соответствие с требованиями Международной Конвенции о Грузовой Марке 1966 года, измененной Протоколом 1988 года и пересмотренной в 2003 году. Для двух судов: т/х «Эвалуна» и т/х «OCEAN PRIDE» по заказу судовладельца были выполнены расчеты прочности люковых закрытий параллельно по рекомендации Международной Конвенции и прямым расчетом конструкции по МКЭ в балочной апроксимации. Расчеты выполнялись по программе SCAD 21.1 методом Гаусса (программа сертифицирована Главстроем Украины).

В первом случае исследовались причины повреждений люковых закрытий. Была рассчитана средняя секция люковой крышки, имеющая размера 5,08 х 11,38 м. Расчетная схема поперечного сечения секции показана на рис.1.

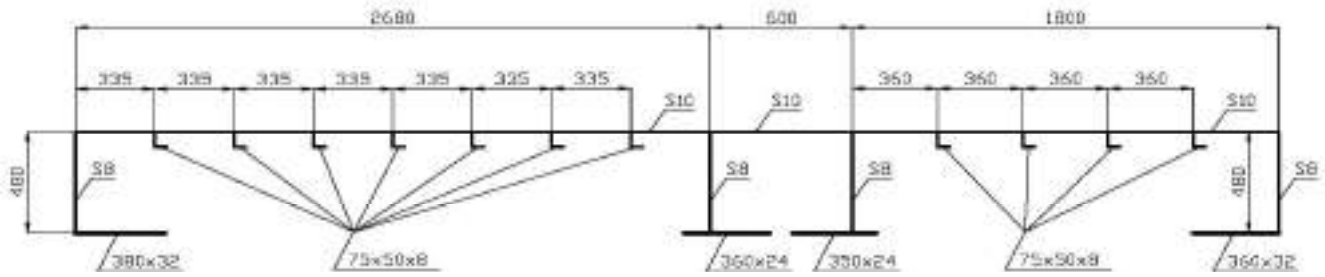


Рис.1 Расчетная схема секции крышки т/х «Эвалуна».

Секция рассматривалась как обобщённая балка свободно опертая концами на продольные комингсы. Ее характеристики: масса по динамометру - 10,1 т, нагрузка от собственного веса - 0,168 т/м^2, нагрузка от веса влившейся воды - 3,5 т/м2, суммарная погонная нагрузка - 18,63 т/м, допустимый прогиб - 6,4 см.

Прогиб балки определялся по формуле $f = 5pl^4 / 384\ EI$, равен - 3,26 см.

Наибольший изгибающий момент в крышке: $M = pl^2/8$, равен - 299,5 тм, соответствующие нормальные напряжения - $\sigma = M/W$, равны - 1004 кг/см^2, допускаемые напряжения - 1880 кг/см^2.

Для контроля полученных результатов секция была рассчитана как решетка, рис.2, состоящая из: пяти поперечных балок, средней контейнерной балки и двух продольных опорных балок. В балках учтена сдвиговая и крутильная жесткость, уголки 75x50x8 включены в толщину листа настила.

Погонная нагрузка: p = 6,93 т/м прикладывалась к поперечным балкам, продольные балки принимались свободно опертыми на продольные комингсы люка, поперечные балки закреплены по концам на продольных балках за счет крутильной жесткости последних. Расчетная схема решетки дана на рис.2.

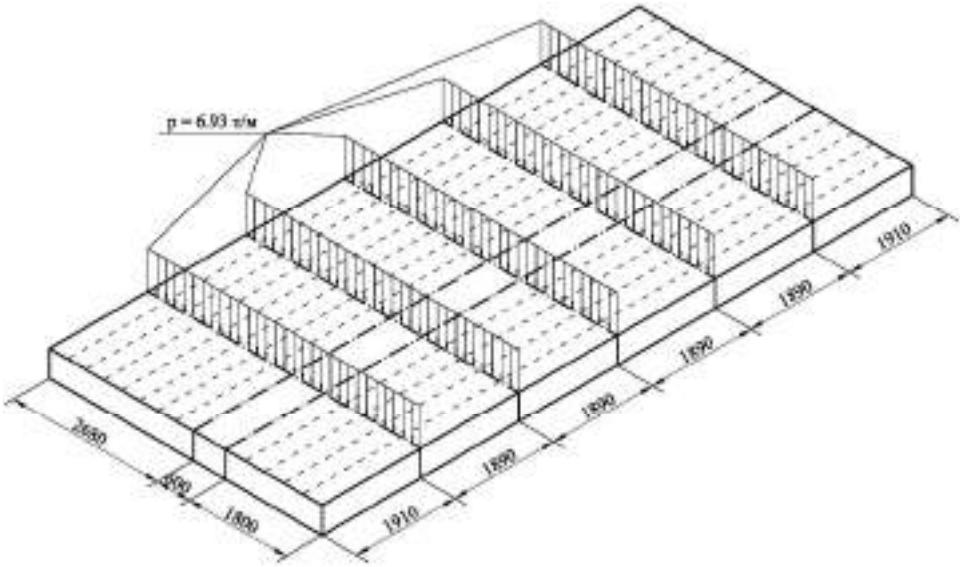


Рис.2 Схема решетки секции крышки т/х «Эвалуна».

Сравнительная таблица полученных результатов для т/х «Эвалуна»

Наименование	Балка	Решетка
Прогиб , см	3,26	5,03 - средняя продольная балка
Допустимый прогиб, см	6,4	6,4
Изгибающий момент, тм	299,5	123
Перерезывающая сила, т	-	32,5
Действующие напряжения, кг/см^2	1004	1505 - средняя продольная балка 623 - поперечная балка
Допускаемые напряжения, кг/см^2	1880	1880

Полученные результаты позволяют сделать следующие выводы.

Поперечные балки слабо участвуют в работе конструкции и почти не поддерживают продольные, т.е. перераспределение нагрузки за счет поперечных балок очень слабое. Напряжения следует контролировать не только в несущих, но и в поперечных связях. Представление люковой крышки в виде однопролетной балки приводит к ошибочным результатам.

Во втором случае была проверена несущая способность люковых крышек по Международной Конвенции. Продольные балки рассматривались как изолированные, свободно опертые на продольные комингсы. В прямом расчете нагрузка прикладывалась к продольным балкам. При равномерной нагрузке результаты совпадают с удовлетворительной точностью. Расчетная схема поперечного сечения секции крышки приведена на рис.3.

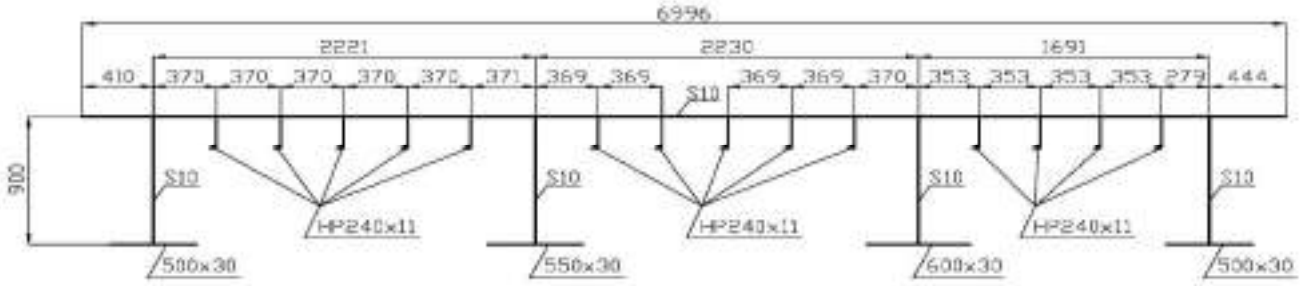


Рис.3 Расчетная схема секции крышки т/х «OCEAN PRIDE».

Было установлено, что поперечные безопорные балки №1 практически не поддерживают продольные несущие балки №2 и №3, незначительное закрепление их концов реализуется только за счет крутящих моментов балок №3. Прочные размеры поперечных балок должны назначаться по условию достаточной опоры для подкрепляющих настил полособульбов. При перевозке сосредоточенных грузов, т.е. при локальной нагрузке поступают обычно так. Размеры опорной площади назначаются по величине допустимого давления на крышку и веса груза. Напряжения в конструкции получаются значительно меньше допускаемых, которые установлены для случая равномерного загружения всей площади крышки. По этой причине при перевозке локальных грузов проверочные расчеты прочности должны осуществляться прямым расчетом, а подкладки под груз передавать усилия на несущие балки №2, 3. Расчетная схема решетки дана на рис.4.

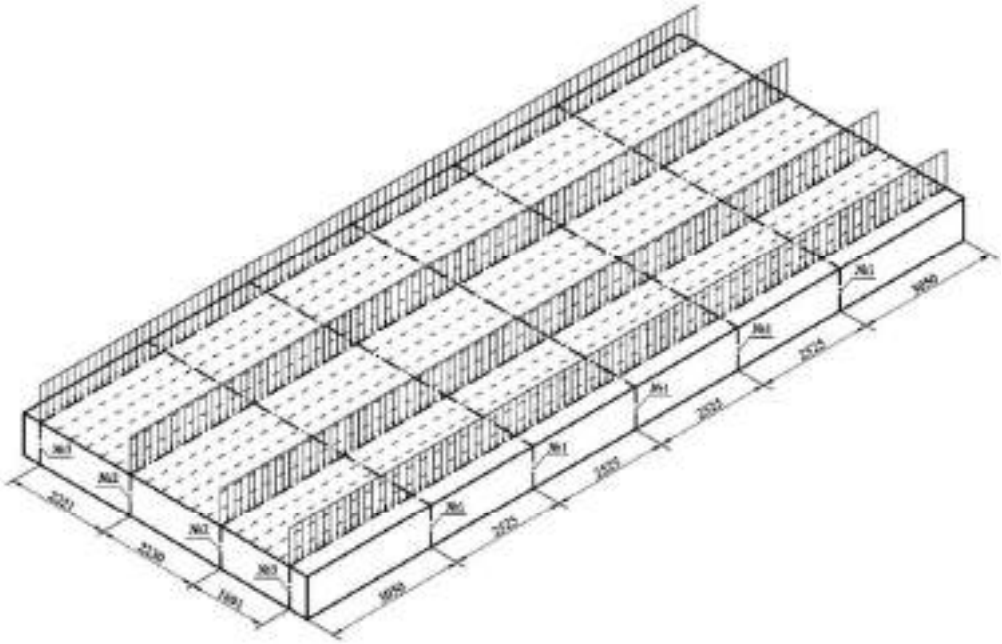


Рис.4 Сема решетки секции крышки т/х «OCEAN PRIDE».

REFERENCES

[1] Курдюмов А.А. Прочность корабля. -Л.: Изд-во Судостроение, 1956. – С.383 .

[2] Бакстон И.Л., Дагитт Р.П., Кинг Дж. Судовое оборудование для ведения грузовых операций. –Л.: Изд-во Судостроение, 1987. – С. 333.

Siryachenko V.F., Vlasenko E.A.

Bearing capacity of hatch covers.

Practice shows that the hatch covers are damaged more often than other elements of the hull. Causes of damage can be very diverse, hatch covers ship partially lose its strength due to corrosion and minor damage, etc. Therefore, during operation there is a need to test their strength. To assess the strength of hatch covers on ships in service, usually resort to approximate methods for their residual strength. This often leads to erroneous conclusions and significant economic costs. The present work is devoted to assessing some approximate calculation techniques of hatch covers and provides recommendations on how to use them.

***Key words**: hatch covers, damage strength, bending moments, deflection, strength.*

Сиряченко В.Ф., Власенко Е.А.

Несущая способность люковых крышек.

Практика показывает, что люковые закрытия повреждаются чаще, чем другие элементы корпуса судна. Причины повреждений могут быть весьма разнообразны, люковые закрытия судна частично теряют свою прочность в результате коррозии и мелких повреждений и проч. Поэтому, в процессе эксплуатации возникает потребность в проверке их прочности. Для решения вопроса о прочности люковых закрытий на судах, находящихся в эксплуатации, обычно прибегают к приближенным методам оценки их остаточной прочности. Это зачастую приводит к ошибочным выводам и значительным экономическим издержкам. Настоящая работа посвящена оценки некоторых приближенных приемов расчета люковых закрытий и даются рекомендации по их применению.

***Ключевые слова:** люковые закрытия, повреждения, прочность, изгибающие моменты, прогибы, напряжения.*

УДК 656.61.052.484

РОЗПОДІЛ КОНТЕЙНЕРІВ ПО ТРЮМАХ

Власенко Євген Анатолійович, асистент кафедри "Теорія та устрій судна"
Національний університет «Одеська морська академія»,
65029, Україна, м. Одеса, вул. Дідріхсона, 8
Vlasenko_evgeniy@ukr.net

***Анотація:** Наведено спосіб розміщення контейнерів по секціях і ярусах вантажного приміщення з урахуванням вимог морехідної безпеки судна, та наведені аналітичні вирази для формування допустимого тензора завантаження трюму. Представлені результати розрахунків теоретичного каркасу завантаження, в якому, виходячи з характеристик партій контейнерів і гідростатичних таблиць визначені значення граничних значень статичних моментів.*

За допомогою комп'ютерної програми сформований тензор завантаження судна шістьма партіями контейнерів і представлені результати його повного завантаження.

***Ключові слова:** морехідна безпека; тензор завантаження судна; імітаційне моделювання.*

Рассмотрим ситуацию, когда погрузка контейнеров производится в одно грузовое помещение, причем будем считать, что все контейнеры имеют одинаковые размеры, а центр тяжести контейнера совпадает с его геометрическим центром.

В работе [1] показано, что для обеспечения мореходной безопасности приращения статических моментов ΔM_x, ΔM_y и ΔM_z, возникающие в результате погрузки контейнеров, должны удовлетворять следующим требованиям:

$$\Delta M_x = \Delta M_d;\ \Delta M_y = 0;\ \Delta M_z = \Delta M_h, \qquad (1)$$

где ΔM_d и ΔM_h - моменты, которые обеспечивают требуемые значения дифферента, остойчивости и общей продольной прочности судна после загрузки.

В уравнениях (1) вакантные массы в тензоре загрузки необходимо заместить массами m_{ijk} контейнеров загружаемого множества таким образом, чтобы разница между правой и левой частями каждого из уравнений была минимальна.

Грузовое помещение имеет сотовый тип, причем ячейка соты является потенциальным контейнерным местом. Положение центра ячейки в грузовом помещении задается относительно судовой системы координат и характеризуется координатами x_s, y_s и z_s, где s – индекс ячейки в грузовом помещении. Массу каждого контейнера обозначим m_j, где j – индекс контейнера в партии.

Загрузка предусматривает размещение контейнеров по ячейкам грузовых помещений, т. е. масс m_j по координатами x_s, y_s, z_s, таким образом, чтобы выполнялись вышерассмотренные требования. Допускаем, что суммарный вес контейнеров не превосходит грузоподъемности, а их количество $N_{\sum c}$ равно числу ячеек грузового помещений $N_{\sum b}$, т. е. $N_{\sum c} = N_{\sum b}$.

Прежде всего, необходимо проверить, возможно ли обеспечить приращением момента ΔM_d весом контейнеров множества Mn_{Np}. Для этого производится ранжирование контейнеров в последовательности убывания их веса, т. е. элементы множества Mn_{Np} упорядочиваются по признаку веса. Множество Mn_{Np} представляется последовательностью весов контейнеров $P_{ci} \succ$, причем $P_{ci} \geq P_{ci+1}$, т. е. первым членом последовательности является контейнер с максимальным весом P_{c1}, а последним - контейнер с минимальным весом P_{cd}. Другими словами, последовательность $P_{ci} \succ = \{P_{c1} \geq P_{c2} \geq \cdots \geq P_{cd-1} \geq P_{cd}\}$ в дальнейшем рассматриваем в качестве множества Mn_{Np}.

Для создания максимально возможного приращения момента ΔM_x, который обозначим ΔM_{xmx}, необходимо разделить упорядоченную последовательность $P_{ci} \succ = \{P_{c1} \geq P_{c2} \geq \cdots \geq P_{cd-1} \geq P_{cd}\}$ на a (по числу секций) последовательных непересекающихся подмножеств $\tilde{S}p_i \ (i = 1 \ldots a)$, каждое из которых содержит n_a упорядоченных по весу контейнеров. Если вес контейнеров подмножества $\tilde{S}p_i$ обозначить P_i, то, очевидно, $P_1 \geq P_2 \geq \ldots P_i \geq \ldots \geq P_a$. Если подмножества $\tilde{S}p_i$ контейнеров с весами P_i разместить по соответствующим секциям (бэям) грузового помещения, то будет достигнуто максимальное приращение ΔM_{xmx}.

В случае если $|\Delta M_{xmx}| \geq |\Delta M_d|$, то существует подмножество Mn_B^c допустимых загрузок без приема балласта. В дальнейшем рассмотрим формирования тензора загрузки для этого случая.

Первым этапом формирования тензора загрузки является распределение контейнеров по секциям трюма, причем распределение веса P_Σ всех загружаемых контейнеров P_i должно осуществляться согласно зависимостям:

$$P_i = P_{cp} + [\frac{a}{2} - (i-1)]\Delta P \qquad (i \leq a/2)$$

$$P_i = P_{cp} - [\frac{a}{2} - (i-1)]\Delta P, \qquad (i > a/2)$$

где $P_{cp} = P_\Sigma / a$ и $\Delta P = \frac{\Delta M_d}{2\Delta x \Phi(a)}$, здесь Δx - расстояние между ярусами,

$$\Phi(a) = \frac{a}{2}[\frac{a(a-1)}{4} + a + \frac{1}{2}] - (a + \frac{3}{2})\sum_{i=1}^{a/2} i + i^2 + \sum_{i=1}^{a/2} i^2 .$$

Множество контейнеров Mn_{Np} с весами P_{cj} необходимо разместить по секциям, учитывая, что число контейнеров каждой секции одинаково и равно $n_a = bc$, а вес каждой секции был максимально близок к полученному значению P_i.

Для соблюдения указанных условий множество контейнеров Mn_{Np} следует разделить на a подмножеств Mn_a с одинаковым числом контейнеров n_a, учитывая что вес контейнеров каждого подмножеств Mn_a (бейта) максимально близок к P_i.

Для решения указанной задачи прелагается следующая процедура. Формирование первого бейта с максимальным весом P_1 производится с помощью ранее полученной последовательности $P_{ci} \succ$. Из нее необходимо выделить фрагмент из n_a последовательных контейнеров $\{P_{ci}\}_1 \succ$ суммарный вес которых $\widetilde{P}_1$ минимально отличается от расчетного значения P_1. Допустим, фрагмент последовательности $\{P_{ci}\}_1 \succ$ начинается контейнером с порядковым номером N_{n1} последовательности $P_{ci} \succ$ и заканчивается контейнером с ее порядковым номером N_{k1}. Следовательно, первый бейт составляют контейнеры последовательности $P_{ci} \succ$ заключенными от N_{n1}-го до N_{k1}-го контейнеров включительно, которые составляют фрагмент $\{P_{ci}\}_1 \succ$. Для данного фрагмента $P_1 - \widetilde{P}_1 = \min$, а через Sp_1 обозначим подмножество контейнеров первого бейта.

Для формирования очередного второго бейта следует воспользоваться оставшейся последовательностью $P^1_{ci} \succ = P_{ci} \succ - \{P_{ci}\}_1 \succ$, причем

$$P^1_{ci} \succ = \{P_{c1} \geq P_{c2} \geq \cdots \geq P_{cN_{n1}-1} \geq P_{cN_{k1}+1} \cdots \geq P_{cd-1} \geq P_{cd}\}.$$

В дальнейшем из полученной последовательности $P^1_{ci} \succ$ аналогично предыдущему выделяется фрагмент $\{P^1_{ci}\}_2 \succ$ n_a последовательных контейнеров, суммарный вес $\widetilde{P}_2$ которых минимально отличается от расчетного значения P_2. Выделенные контейнеры составляют подмножество Sp_2 второго бейта.

Для формирования последующих бейтов (подмножеств Sp_i) продолжаем реализацию процедуры, состоящей из двух этапов. Во-первых, модифицируем предыдущую последовательность $P^{k-1}_{ci} \succ$, исключая из нее выделенный фрагмент $\{Pk^{k-1}_{ci}\}_k \succ$, и получим очередную модифицированную последовательность $P^k_{ci} \succ$, которая на n_a контейнеров короче предыдущей. Вторым этапом является выделение из

последовательности $P_{ci}^{k} \succ$ фрагмента $\{Pk_{ci}^{k}\}_{k+1} \succ$, содержащего n_a последовательных контейнеров, суммарный вес $\widetilde{P}_{k+1}$ которых минимально отличается от расчетного значения P_{k+1}. По такому алгоритму формируется а-1 бейт. Последняя модифицированная последовательность $P_{ci}^{a-1} \succ$ содержит n_a оставшихся контейнеров, которые и составляют последний а-й бейт, формируя подмножество Sp_a, причем его вес $\widetilde{P}_a$ минимально отличается от P_a.

Следует отметить, что выбор фрагмента $\{Pk_{ci}^{k-1}\}_{k} \succ$ из модифицированной последовательности $P_{ci}^{k-1} \succ$ производится методом "скользящего окна". Ширина "окна" равна числу n_a контейнеров в бейте. При начальном положении в "окно" попадают члены последовательности от первого до n_a-го, подсчитывается суммарный вес всех контейнеров "окна" $\hat{P}_k$ и определяется разница $\Delta P_k = \left|\hat{P}_k - P_k\right|$. Затем положение "окна" относительно начала последовательности $P_{ci}^{k-1} \succ$ изменяется на одну позицию и определяется разница ΔP_k. "Скольжение" "окна" по последовательности $P_{ci}^{k-1} \succ$ и определение разницы ΔP_k производится до тех пор, пока в "окно" не попадет последний контейнер последовательности. В качестве состава бейта $\{Pk_{ci}^{k-1}\}_{k} \succ$ принимается контейнеры "окна" с минимальным значением ΔP_k.

Таким образом производится декомпозиция исходного множества контейнеров Mn_{Np} по бейтам Sp_i в виде последовательностей $\{Pk_{ci}^{k-1}\}_{k} \succ$, при этом обеспечивается необходимый дифферент судна.

Список литературы

1. Власенко Е.А. Имитационное моделирование загрузки контейнеровоза / Власенко Е.А., Калиниченко Е.В., Цымбал М.Н // Austria - science, Issue: 26, 2019. - С. 43 - 49.

References

1. Vlasenko E.A. Imitation design of loading of containership / Vlasenko E.A., Kalinichenko E.V., Tsimbal M.N// Austria - science, Issue: 26, 2019. - С. 43 - 49.

Vlasenko E.A.

Distribution of containers by holds.

The method of placing of containers is resulted on bays and tiers of cargo apartment taking into account the requirements of nautical safety of ship and analytical expressions for forming of possible tensor of loading of hold are resulted. The results of calculations of theoretical framework of loading are represented, in which, coming descriptions of parties of containers and hydrostatical tables from the values of scope values of static moments are certain.

By the computer program tensor of loading of ship is formed by six parties of containers and the results of his complete loading are represented.

Key words: *nautical safety; tensor of loading of ship; imitation design.*

Власенко Е.А.

Распределение контейнеров по трюмам.

Приведен способ размещения контейнеров по секциям и ярусам грузового помещения с учетом требований мореходной безопасности судна и приведены аналитические выражения для формирования допустимого тензора загрузки трюма. Представлены результаты расчетов теоретического каркаса загрузки, в

котором, исходя из характеристик партий контейнеров и гидростатических таблиц определены значения граничных значений статических моментов.
С помощью компьютерной программы сформирован тензор загрузки судна шестью партиями контейнеров и представлены результаты его полной загрузки.
***Ключевые слова**: мореходная безопасность; тензор загрузки судна; имитационное моделирование.*

Підсекція. 2.1
АЕРОГІДРОДИНАМІКА СУДЕН

УДК 629.5.016.8

THE STUDY OF THE INFLUECE OF THE HULL SHAPE PRAMETERS OF AXISYMMETRIC SUBMARINES ON THE MAGNITUDE OF THEIR TOWING RESISTANCE

Yuriy Korol - associate professor, PhD, professor NUS, yuriy.korol@nuos.edu.ua
Fu Ruimin - master student NUS, 337959939@qq.com
Wang Zhenyang - master student NUS, 906081159@qq.com
Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Nikolayev, Ukraine

Annotation. *Computational fluid dynamics was used to study the effect of the hull shape parameters of two series of axisymmetric submarines on the magnitude of their towing resistance. Analysis of the research results allowed to determine the optimal combination of form parameters, ensuring minimization of towing drag coefficients.*
Keywords: *computational fluid dynamics; optimization of the hull shape; towing drag.*

Until recently, the only way to determine the towing resistance of submarines (submarines) was a model physical experiment in a test basin or wind tunnel. Since the model Re_m and full-scale Re_n Reynolds numbers did not coincide, the following approximate method was used to recalculate the results of such experiments into nature. The coefficient of friction of the equivalent plate, which is determined, for example, by the Prandtl-Schlichting formula $C_{F0} = \frac{0.455}{\lg \mathrm{Re}_m^{2.58}}$, was subtracted from the model's total impedance coefficient $C_X(\mathrm{Re}_m)$, and thus the form resistance coefficient was obtained $C_{VP}(\mathrm{Re}_m) = C_X(\mathrm{Re}_m) - C_{F0}(\mathrm{Re}_m)$. Analysis of the results obtained, as a rule, showed that is C_{VP} a weak function of a number Re_m and can be considered $C_{VP}(\mathrm{Re}_m) \approx Const$. Further, assuming that $C_{VP}(\mathrm{Re}_n) = C_{VP}(\mathrm{Re}_m) = Const$ the coefficient of nature impedance was determined $C_X(\mathrm{Re}_n) = C_{F0}(\mathrm{Re}_n) + C_{VP}(\mathrm{Re}_n)$.

With obvious simplicity, this method is not without significant flaws that reduce the reliability of the results. First, the racks of the model dynamometer have a significant impact on the nature of the flow, and, consequently, on the value of the measured resistance. In addition, an attempt to experimentally determine the resistance of the racks of a dynamometer to exclude it from the resistance of the "body of the submarine + rack" system cannot be considered correct, since it does not allow to take into account the interaction of the racks and the body, which usually leads to underestimated results. Secondly, the experiment is always accompanied by fluctuations of the model on the elastic elements of the dynamometer and racks, which certainly affects the character of the flow, and, consequently, the measurement results. Thirdly, the results of a physical experiment, especially in wind tunnels, are significantly influenced by the degree of turbulence of the flow incident to the model, which may cast doubt on their reliability when conducting studies at different installations. And finally, fourthly, serial testing of models is associated with large material and time costs that are incompatible with current trends in the operational design of complex objects of ocean engineering.

The methods of computational hydrodynamics are devoid of the above-mentioned disadvantages of experimental hydrodynamics and, in the presence of powerful computing, are very efficient and effective. To optimize the hull shape with the objective function of minimizing towing resistance, the authors of the report created [1] two series of axisymmetric submarines, built their 3D models and developed a simulation technology for the flow process in the Solid Works CAD CAE CAM system CFD module Flow Simulation. Table 1 shows the results of calculations of the resistance of submarines of the F series, and figure 1 shows the dependences $C_x(\mathrm{Re})$.

Table 1 - The results of the calculation of the coefficients of resistance of the series F

№ model	ntw	R_i	y_i	dy_i	x_i	b_w	$alfa_i$
F1 ∇=14116	1	0.2	0	3	0.3	0.5	0.5
	2	-	-	-	-	0.5	-
	3	1	0	-	0.7	0.5	0.9
	4	L_w		B_w		Z_w	
		120		14		0	
	V, m/s	10	15	20	25	30	
	lg(Re)	9.068	9.246	9.371	9.468	9.547	
	R_x, N	481556	$1.044*10^6$	$1.809*10^6$	$2.774*10^6$	$3.933*10^6$	
	C_x	0.0165	0.0159	0.0155	0.0152	0.0150	
F2 ∇=13828	1	0.2	0	3	0.3	0.5	0.5
	2	-	-	-	-	0.5	-
	3	1	0	-	0.6	0.5	0.9
	4	L_w		B_w		Z_w	
		120		14		0	
	V, m/s	10	15	20	25	30	
	lg(Re)	9.068	9.246	9.371	9.468	9.547	
	R_x, N	480169	$1.041*10^6$	$1.802*10^6$	$2.762*10^6$	$3.913*10^6$	
	C_x	0.0167	0.0161	0.0157	0.0154	0.0152	
F3 ∇=13527	1	0.2	0	3	0.3	0.5	0.5
	2	-	-	-	-	0.5	-
	3	1	0	-	0.5	0.5	0.9
	4	L_w		B_w		Z_w	
		120		14		0	
	V, m/s	10	15	20	25	30	
	lg(Re)	9.068	9.246	9.371	9.468	9.547	
	R_x, N	520188	$1.131*10^6$	$1.966*10^6$	$3.017*10^6$	$4.283*10^6$	
	C_x	0.0184	0.0177	0.0173	0.0170	0.0168	
F4 ∇=12327	1	0.2	0	3	0.4	0.5	0.5
	2	-	-	-	-	0.5	-
	3	1	0	-	0.5	0.5	0.9
	4	L_w		B_w		Z_w	
		120		14		0	
	V, m/s	10	15	20	25	30	
	lg(Re)	9.068	9.246	9.371	9.468	9.547	
	R_x,N	457899	993969	$1.724*10^6$	$2.644*10^6$	$3.750*10^6$	
	C_x	0.0172	0.0166	0.0162	0.0159	0.0157	
F5 ∇=11155	1	0.2	0	3	0.5	0.5	0.5
	2	-	-	-	-	0.5	-
	3	1	0	-	0.5	0.5	0.9
	4	L_w		B_w		Z_w	
		120		14		0	
	V, m/s	10	15	20	25	30	

	lg(Re)	9.068	9.246	9.371	9.468	9.547	
	R_x, N	403775	874754	$1.515*10^6$	$2.320*10^6$	$3.286*10^6$	
	C_x	0.0162	0.0156	0.0152	0.0149	0.0147	
F6 ∇=13223	1	0.2	0	3	0.3	0.5	0.5
	2	-	-	-	-	0.5	-
	3	1	0	-	0.4	0.5	0.9
	4	L_w		B_w		Z_w	
		120		14		0	
	V, m/s	10	15	20	25	30	
	lg(Re)	9.068	9.246	9.371	9.468	9.547	
	R_x, N	526737	$1.146*10^6$	$1.993*10^6$	$3.06*10^6$	$4.346*10^6$	
	C_x	0.0189	0.0183	0.0179	0.0175	0.0173	
F7 ∇=12905	1	0.2	0	3	0.3	0.5	0.5
	2	-	-	-	-	0.5	-
	3	1	0	-	0.3	0.5	0.9
	4	L_w		B_w		Z_w	
		120		14		0	
	V, m/s	10	15	20	25	30	
	lg(Re)	9.068	9.246	9.371	9.468	9.547	
	R_x, N	520283	$1.132*10^6$	$1.967*10^6$	$3.022*10^6$	$4.291*10^6$	
	C_x	0.0189	0.0183	0.0179	0.0176	0.0174	
F8 ∇=12026	1	0.2	0	3	0.4	0.5	0.5
	2	-	-	-	-	0.5	-
	3	1	0	-	0.4	0.5	0.9
	4	L_w		B_w		Z_w	
		120		14		0	
	V, m/s	10	15	20	25	30	
	lg(Re)	9.068	9.246	9.371	9.468	9.547	
	R_x, N	470686	$1.024*10^6$	$1.777*10^6$	$2.727*10^6$	$3.87*10^6$	
	C_x	0.0180	0.0174	0.0170	0.0167	0.0164	

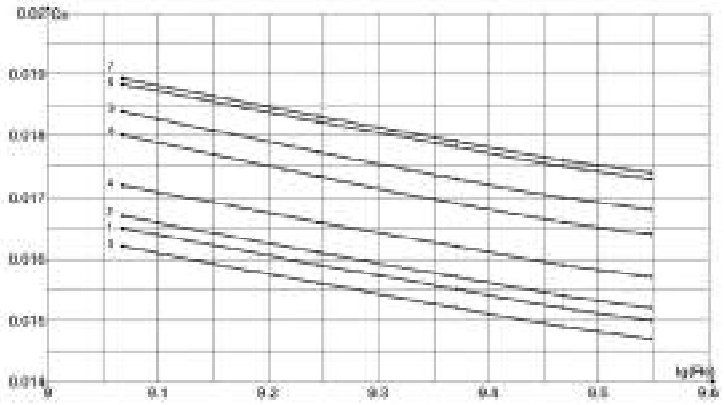


Figure 1 - Dependencies $C_x(\mathrm{Re})$ for submarines series F

In Table 1 $R_i, y_i, dy_i, x_i, b_w, alfa_i$ a, b are the parameters of a dimensionless generatrix in the bow (*ntw* = 1), middle (*ntw* = 2) and stern (*ntw* = 3) parts. When (*ntw* = 4) the points of the generator curve are measured in accordance with the entered values of L_w, B_w, Z_w [1]. Reynolds number and drag coefficient are determined by formulas $\mathrm{Re} = \frac{VL_w}{\nu}$ and $C_x = \frac{2R_x}{\rho V^2 \nabla^{2/3}}$, where L_w is the length, V is the travel speed, ν is the kinematic viscosity coefficient, ρ is the density, and ∇ is the volume displacement submarine. Table 2 and Figure 2 contain the results of calculations of series W.

Table 2 - The results of the calculation of the coefficients of resistance of the series W

№ model	*ntw*	R_i	y_i	dy_i	x_i	b_w	$alfa_i$
W1 ∇=14254	1	0	0	3	0.3	0.5	0.68
	2	-	-	-	-	0.5	-
	3	2	0	-	0.7	0.5	0.80
	4	L_w =120		B_w =14		Z_w =0	
	V, m/s	10	15	20	25	30	
	lg(Re)	9.068	9.246	9.37	9.468	9.547	
	R_x, *N*	369661	794190	$1.368*10^6$	$2.084*10^6$	$2.94*10^6$	
	C_x	0.0126	0.012	0.0116	0.0113	0.0111	
W2 ∇=13630	1	0	0	3	0.3	0.5	0.68
	2	-	-	-	-	0.5	-
	3	2	0	-	0.6	0.5	0.80
	4	L_w =120		B_w =14		Z_w =0	
	V, m/s	10	15	20	25	30	
	lg(Re)	9.068	9.25	9.37	9.468	9.55	
	R_x, *N*	362988	778907	$1.34*10^6$	$2.04*10^6$	$2.88*10^6$	
	C_x	0.0127	0.0121	0.0117	0.0114	0.0112	
W3 ∇=12966	1	0	0	3	0.3	0.5	0.68
	2	-	-	-	-	0.5	-
	3	2	0	-	0.5	0.5	0.80
	4	L_w =120		B_w =14		Z_w =0	
	V, m/s	10	15	20	25	30	
	lg(Re)	9.068	9.25	9.37	9.468	9.55	
	R_x, *N*	352622	757324	$1.30*10^6$	$1.98*10^6$	$2.79*10^6$	
	C_x	0.0128	0.0122	0.0117	0.0114	0.0112	
W4 ∇=12082	1	0	0	3	0.4	0.5	0.68
	2	-	-	-	-	0.5	-
	3	2	0	-	0.5	0.5	0.80
	4	L_w =120		B_w =14		Z_w =0	
	V, m/s	10	15	20	25	30	
	lg(Re)	9.068	9.25	9.37	9.468	9.55	
	R_x, *N*	337288	722442	$1.245*10^6$	$1.89*10^6$	$2.68*10^6$	
	C_x	0.0129	0.0122	0.0118	0.0115	0.0113	
W5 ∇=11131	1	0	0	3	0.5	0.5	0.68
	2	-	-	-	-	0.5	-
	3	2	0	-	0.5	0.5	0.80
	4	L_w =120		B_w =14		Z_w =0	
	V, m/s	10	15	20	25	30	

	lg(Re)	9.068	9.25	9.37	9.468	9.55	
	R_x, N	323074	692650	$1.19*10^6$	$1.81*10^6$	$2.56*10^6$	
	C_x	0.0130	0.0123	0.0119	0.0116	0.0114	
W6 ∇=12319	1	0	0	3	0.3	0.5	0.68
	2	-	-	-	-	0.5	-
	3	2	0	-	0.4	0.5	0.80
	4	L_w =120		B_w =14		Z_w =0	
	V, m/s	10	15	20	25	30	
	lg(Re)	9.068	9.25	9.37	9.468	9.55	
	R_x, N	342933	736773	$1.267*10^6$	$1.93*10^6$	$2.721*10^6$	
	C_x	0.0128	0.0123	0.0119	0.0116	0.0114	
W7 ∇=11703	1	0	0	3	0.3	0.5	0.68
	2	-	-	-	-	0.5	-
	3	2	0	-	0.3	0.5	0.80
	4	L_w =120		B_w =14		Z_w =0	
	V, m/s	10	15	20	25	30	
	lg(Re)	9.068	9.25	9.37	9.468	9.55	
	R_x, N	330060	714377	$1.229*10^6$	$1.871*10^6$	$2.64*10^6$	
	C_x	0.0128	0.0123	0.0119	0.0116	0.0114	
W8 ∇=11444	1	0	0	3	0.4	0.5	0.68
	2	-	-	-	-	0.5	-
	3	2	0	-	0.4	0.5	0.80
	4	L_w =120		B_w =14		Z_w =0	
	V, m/s	10	15	20	25	30	
	lg(Re)	9.068	9.25	9.37	9.468	9.55	
	R_x, N	327914	703447	$1.209*10^6$	$1.843*10^6$	$2.599*10^6$	
	C_x	0.0129	0.0123	0.0119	0.0116	0.0114	

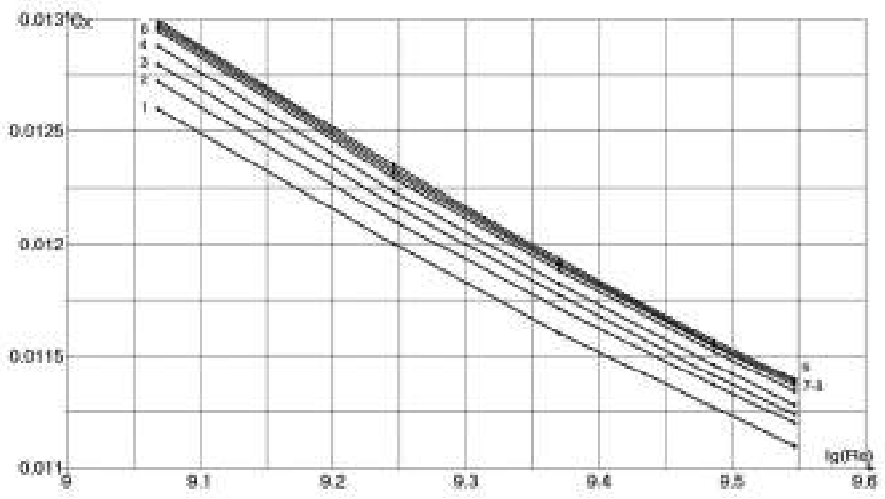


Figure 2 - Dependencies $C_x(\mathrm{Re})$ for submarines series W

The effect on the drag coefficient of the standard [2] fencing of the cabin and the feed stabilizer for the best serial variants a5 and a 1 is shown in Figure 3.

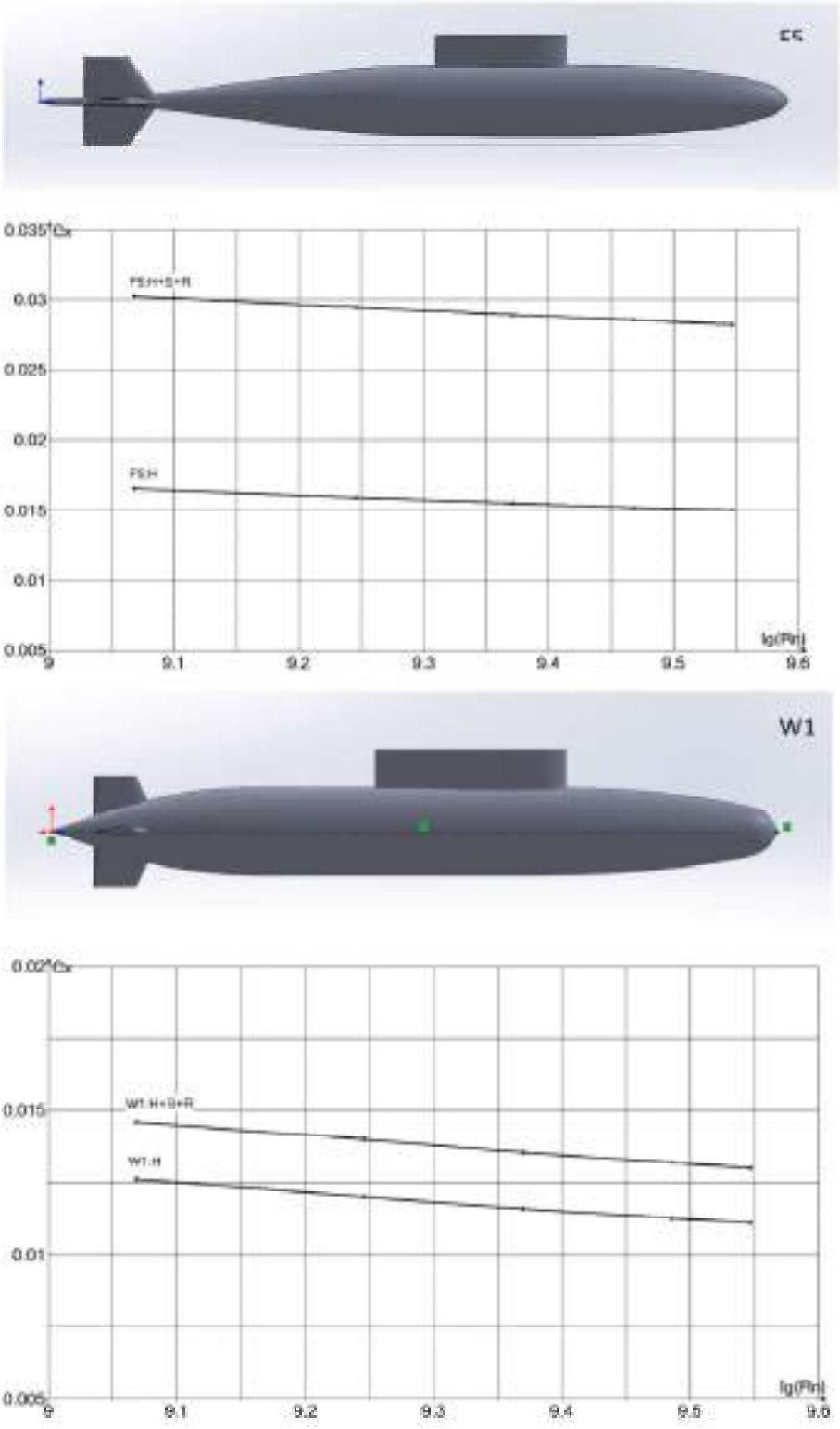


Figure 3 - Dependencies $C_x(\mathrm{Re})$ for the best serial variants submarines F5 and W1

Findings:

1) Serial testing of the obtained 3D models in CAE module Solid Works Flow Simulation will allow you to obtain the dependence of the influence of shape parameters on the resistance coefficients, which will be the basis for constructing the optimization design functions.
2) The possibility of efficiently solving analysis problems on the effect of hull shape parameters on the magnitude of resistance to movement of submarines using computational fluid dynamics methods has been proved.

REFERENCES:

[1] Yuriy Korol, Fu Ruimin, Wang Zhenyang (2019). Parametric surface generator of axisymmetric submarines. Матеріали всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю. с.49-53.
[2] Mackay M. (2003). *The Standard Submarine Model: A Survey of Static Hydrodynamic Experiments and Semi Empirical Predictions*. Defense R&D Canada – Atlantic: Technical Report DRDC Atlantic TR 2003-079.

Король Юрій Михайлович, Фу Руімін, Ван Женьянг

Дослідження впливу параметрів форми корпусу вісесиметричних підводних човнів на величину їх буксирувального опору

Анотація. *Методами обчислювальної гідродинаміки виконано дослідження впливу параметрів форми корпусу двох серій вісесиметричних підводних човнів на величину їх буксирувального опору. Аналіз результатів дослідження дозволив визначити оптимальне поєднання параметрів форми, що забезпечує мінімізацію коефіцієнтів буксирувального опору.*

Ключові слова. *обчислювальна гідродинаміка; оптимізація форми корпусу; буксирувальний опір.*

Король Юрий Михайлович, Фу Руимин, Ван Женьянг

Исследование влияния параметров формы корпуса осесимметричных подводных лодок на величину их буксировочного сопротивления

Аннотация. *Методами вычислительной гидродинамики выполнено исследование влияния параметров формы корпуса двух серий осесимметричных подводных лодок на величину их буксировочного сопротивления. Анализ результатов исследования позволил определить оптимальное сочетание параметров формы, обеспечивающее минимизацию коэффициентов буксировочного сопротивления.*

Ключевые слова: *вычислительная гидродинамика; оптимизация формы корпуса; буксировочное сопротивление.*

ANALYSIS OF HYDRODYNAMIC PERFORMANCE OF Y-TYPE AND PARALLEL MOORING FOR FLOATING BREAKWATER

Chunyan Ji[1], Shuai Guo[2], Jianting Guo[2*]

1 Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang 212003, China

2. School of Naval Architecture and Ocean Engineering, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang 212003, China

Corresponding author: Jianting Guo. Experimenter, mainly research in the hydrodynamic performance of ships and marine structures. E-mail: guojianting11@163.com

Abstract: Based on the potential flow theory, the three-cylinder floating breakwater is taken as the research object. By establishing the finite element model of the floating breakwater, this paper analyses the frequency domain and time

domain hydrodynamic performance of the floating breakwater. The full coupling analysis under the irregular waves in the time domain focuses on the analysis of motion response and mooring line tension using the Y-type mooring and the parallel mooring, which provides reference value for the engineering applications.
Key words: floating breakwater, hydrodynamic performance, Y-type mooring, parallel mooring

1. Introduction

The breakwater is a common and useful structure in port and coastal engineering. It is mainly used to defend the adverse sea condition, maintain the stability of the offshore platform, and improve the safety of operations. In addition, the breakwater also prevents the influx of drift ice into the port and alleviates the sediment deposition in the harbor [1-2]. The traditional breakwater structure usually adopts a fixed form in the nearshore areas. As the development of ocean exploitation gradually moves toward the deep sea, the construction cost of the fixed breakwater project becomes high and the offshore construction becomes more than difficult [3-4]. Therefore, the application of floating breakwaters has broad prospects in the field of marine engineering construction worldwide.

Ji Chunyan [5-7] studies the transmission coefficient, mooring line tension and the motion response of different floating breakwater types through two-dimensional and three-dimensional pool tests. The results show that the cylindrical floating breakwater performance of the breakwater is better with a mesh cage and balls. This paper will mainly study the hydrodynamic performance of floating breakwaters under the Y-type mooring and the parallel mooring. Y-type mooring system decreases the number of anchoring points, cuts the material and construction cost of the mooring system, improves the installation efficiency, and reduces the damage to marine ecology such as seabed coral reefs. It provides reference information for engineering applications related to floating breakwaters mooring.

2. Floating breakwater structure model

The floating breakwater studied in this paper is a cylindrical floating breakwater. The three cylinders are connected by transverse tanks. The main parameters of floating breakwater are shown in Table 1, and the model size of the floating breakwater is shown in Fig. 1.

Table 1 Main parameters of floating breakwater

Parameter	Value	Parameter	Value
Length(m)	40	Mass(kg)	653000
Breadth(m)	15.4	Roll inertia(kg*m 2)	1.793E7
Height(m)	3.4	Pitch inertia(kg*m 2)	6.538E7
Draught(m)	1.7	Yaw inertia(kg*m 2)	7.072E7

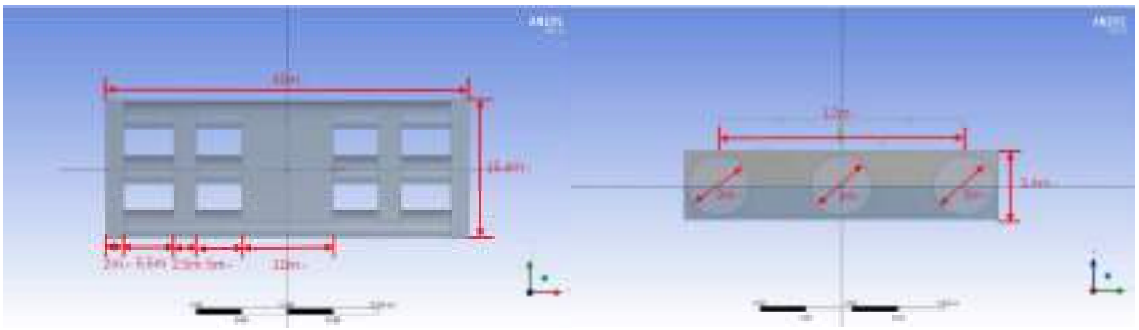
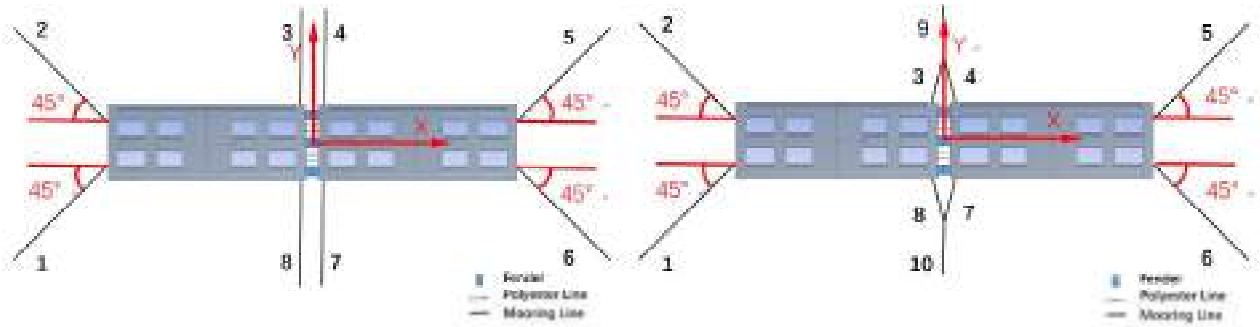


Fig. 1. Single module of floating breakwater

3. Parallel and Y-type mooring system design

The two floating breakwaters are spaced 1.5m apart, which are connected through the cables and fenders. Considering the fully utilizing the characteristics of the catenary mooring, they are anchored symmetrically by a catenary mooring system. The water depth is 30m, the anchor radius is 100m, as well as the mooring line length is 110m. The specific mooring arrangement and anchor chain number are shown in Fig. 2. Figure (a) is a parallel mooring, Figure (b) is a Y-type mooring, Table 2 shows the material parameters of mooring lines and Table 3 shows the coordinate of fairleads and anchor points of the mooring lines in parallel mooring system.



(a) (b)

Fig. 2. Arrangement diagram of different mooring systems for floating breakwaters

Table 2 Material parameters of mooring lines

Material	Diameter(mm)	Length(m)	Weight Per Unit Length (kg/m)	Axial Stiffness(N)	Breaking Strength(N)
Mooring chain	70	84	88.4	4.8×10^{8}	5.16×10^{6}
Polyester cable	120	26	6.51	——	1.67×10^{6}

Table 3 Coordinate of parallel mooring fairleads and anchor points

Mooring Line	Fairleads			Anchor Points		
	X(m)	Y(m)	Z(m)	X(m)	Y(m)	Z(m)
1	-40.75	-6.00	0.00	-111.46	-76.71	-30.00
2	-40.75	6.00	0.00	-111.46	76.71	-30.00
3	-1.75	7.70	0.00	-1.75	107.70	-30.00
4	1.75	7.70	0.00	1.75	107.70	-30.00
5	40.75	6.00	0.00	111.46	76.71	-30.00
6	40.75	-6.00	0.00	111.46	-76.71	-30.00
7	1.75	-7.70	0.00	1.75	-107.70	-30.00
8	-1.75	-7.70	0.00	-1.75	-107.70	-30.00

Under the Y-type mooring system, the coordinates of the fairleads and the anchor points on both sides are unchanged. The mooring lines 3-4 and 7- 8 are respectively connected by polyester cables. The anchor points of the line 9 and line10 are (0, 107.70, -30) and (0, -107.70, -30) respectively. The Y-type mooring system connects three mooring lines through a three-eye panel.

4. Analysis of hydrodynamic performance of floating breakwater

4.1 Environmental conditions

The average wind speed is 15m/s at 10m height above the water plane, and the surface velocity of the current is 1.5m/s. Considering the effect of shallow depth, the current velocity does not change with water depth. Using JONSWAP spectrum in this paper, and the significant wave height of the irregular wave is 3m, and the spectral peak period is 7s. The direction of the environment condition is 90°, so the motion response is important in the three degrees of freedom of sway, heave and roll.

4.2 Frequency domain calculation and analysis

Based on the potential flow theory, the frequency domain hydrodynamic performance analysis of the floating breakwaters is to study the basic performance of the structure in the regular wave, including the added mass, radiation damping and response amplitude operators (RAOs).

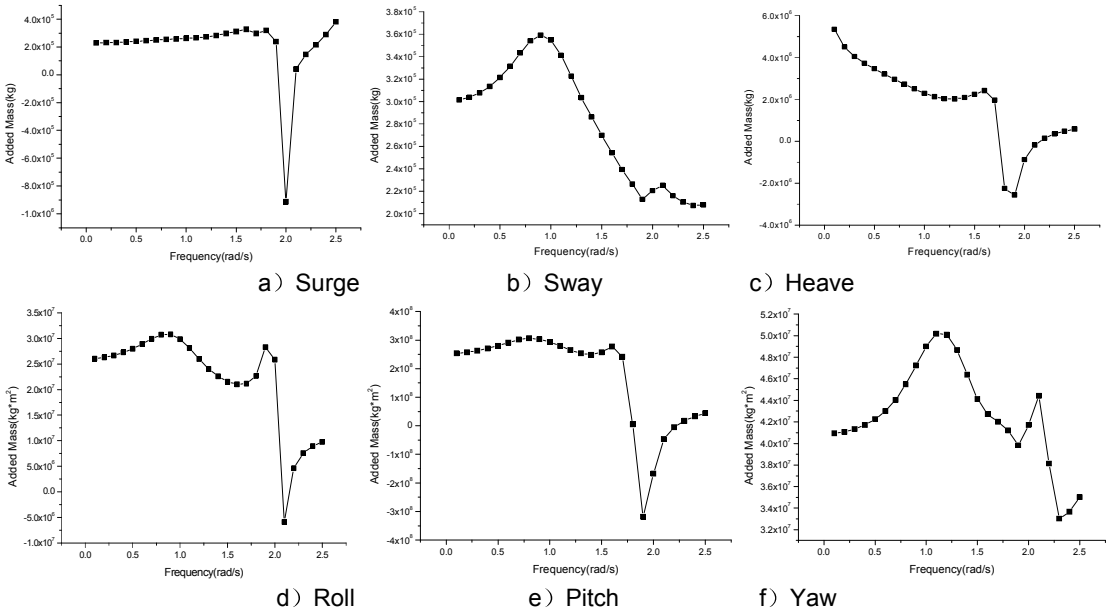


Fig. 3. Added mass curve of six degrees of freedom

It can be seen from Fig. 3 that the added mass in the surge direction is relatively stable from 0 rad/s to 1.9 rad/s, and the added mass reached the maximum value at 2.0 rad/s. The added mass in the sway and yaw increases at first and then decreases between 0 rad/s and 1.9 rad/s, it reaches the maximum value at 0.9rad/s and 1.1rad/s respectively. The added mass in the heave decreases with increasing frequency. The added mass in the roll and pitch was relatively stable from 0 rad/s to 1.7 rad/s, with maximum values at 2.1 rad/s and 1.9 rad/s.

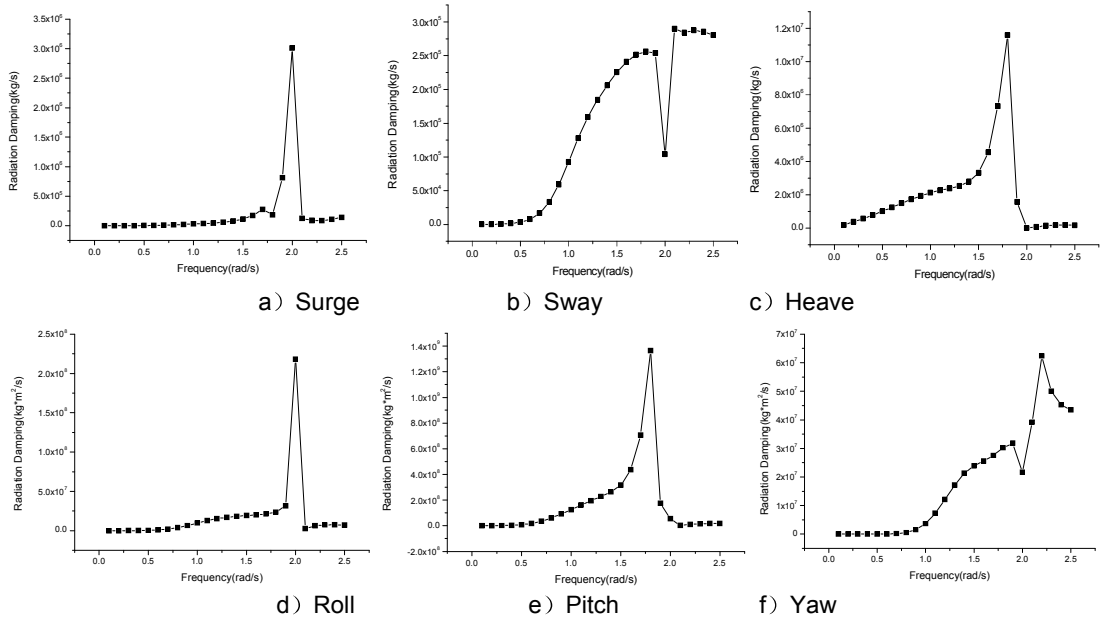


Fig. 4. Radiation damping curve of six degrees of freedom

It can be seen from Fig. 4 that the radiation damping of the floating breakwaters vary in respective degrees of freedom. The variation of radiation damping in the surge is consistent with the heave, sway, and pitch. The maximum value of radiation damping is obtained in 2.0 rad/s with the surge and roll, while the heave and pitch are maximized at 1.8 rad/s; the sway and yaw are consistent with the frequency change, and the minimum value is obtained at 1.8 rad/s, getting the maximum value at 2.1rad/s and 2.2 rad/s respectively.

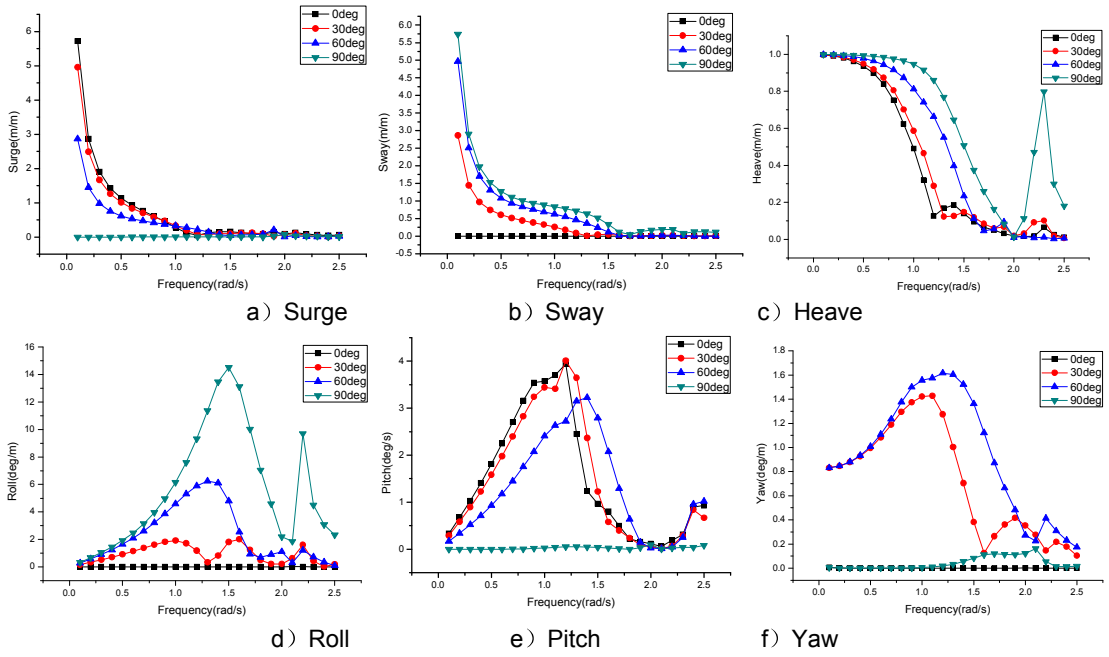


Fig. 5. Response amplitude operators of six degrees of freedom

It can be seen from Fig. 5 that the RAOs of floating breakwaters change with the wave direction in the six degrees of freedom, and the translational RAOs gradually decrease with increasing frequency. The rotational RAOs increase at first and decrease with the frequency changing. When the incident angle increases from 0° to 90°, the motion responses in the surge and pitch are gradually reduced, and the sway, heave and roll motion responses are increased gradually, the motion response of yaw is obvious under the oblique wave. In the 0° incident angle, the sway, roll and yaw motion response approaches zero. The surge, pitch and yaw motion response approaches zero in the incident angle of 90°.

4.3 Time domain calculation and analysis

The time domain coupled calculation of the floating breakwaters is carried out by AQWA, the motion response and mooring line tension of the floating breakwaters under the parallel mooring and Y-type mooring system are obtained. In order to compare the six degrees of freedom under parallel mooring and Y-type mooring, 50 seconds relative stationary motion of the floating breakwater under the action of irregular waves is shown in Fig.6.

It can be seen that the floating breakwaters reciprocate at its equilibrium position in Fig.6. The direction of the sway, heave and roll are moving obviously. The coupling motion responses of pitch, sway and yaw are insignificant between the two modules. The motion responses of heave and roll are consistent in different mooring systems. It is consistent with the RAOs results calculated in the frequency domain. The motion amplitude of the six degrees of freedom is within a reasonable range.

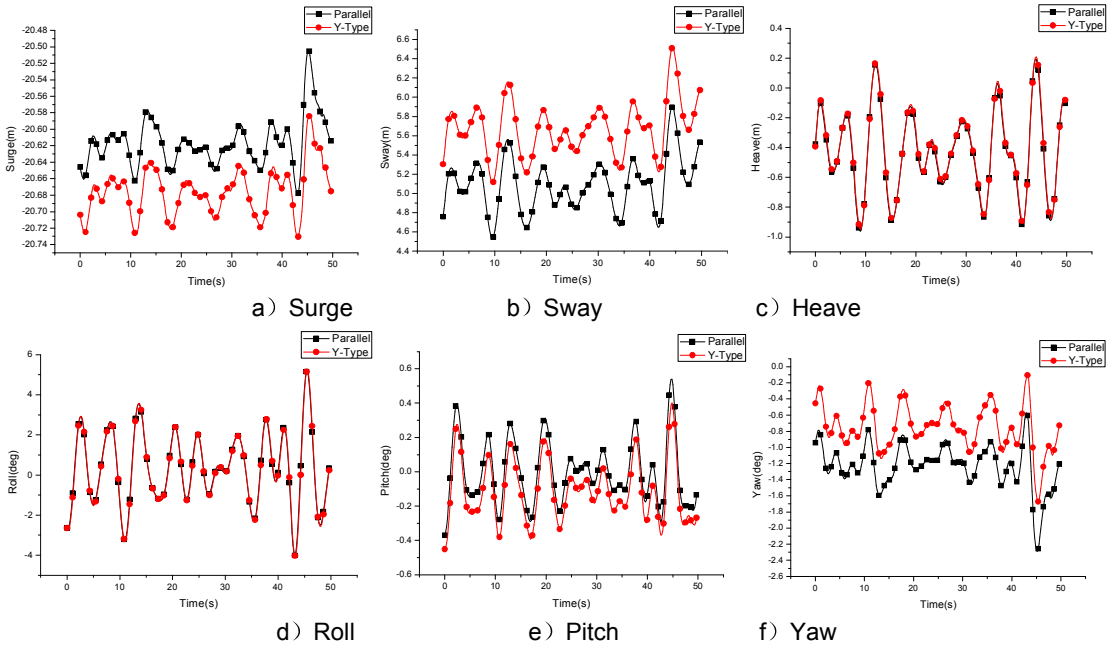


Fig. 6. Curve of motion response under different moorings

Table 4 Motion response of the floating breakwater under different moorings

Parallel mooring	Max	Min	Amp	Mean	Y-type mooring	Max	Min	Amp	Mean
Surge(m)	-20.75	-20.55	0.10	-20.67	Surge(m)	-20.69	-20.38	0.16	-20.61
Sway(m)	4.39	6.85	1.23	5.69	Sway(m)	3.71	6.14	1.21	5.08
Heave(m)	-1.53	1.08	1.31	-0.41	Heave(m)	-1.54	1.06	1.30	-0.42
Roll(deg)	-8.11	9.92	9.01	0.40	Roll(deg)	-8.03	9.78	8.91	0.42
Pitch(deg)	-0.90	0.82	0.86	-0.10	Pitch(deg)	-0.89	1.03	0.96	0.01
Yaw(deg)	-1.95	0.21	1.08	-0.79	Yaw(deg)	-3.22	-0.16	1.53	-1.30

The results of Table 4 can be seen that the amplitude of the sway, heave and roll of the Y-type mooring is smaller than the parallel mooring in the direction of 90 degrees. Y-type Mooring system strengthens the connection between the two modules. The surge offset of Y-type mooring is smaller than the parallel mooring, which is more conducive to the reduction of the wave. The motion response amplitude is much more obvious than the parallel mooring in the direction of pitch and sway.

The mooring tension results of the floating breakwaters under different mooring systems are shown in Table 5 and Table 6.

Table 5 Floating breakwaters mooring tension under parallel mooring

Parallel mooring	Min(N)	Max(N)	Mean(N)
Line1	1.118E+05	2.75E+05	1.45E+05
Line2	4.36E+04	4.99E+04	4.62E+04
Line3	3.96E+04	4.75E+04	4.22E+04
Line4	3.95E+04	4.73E+04	4.22E+04
Line5	4.36E+04	4.98E+04	4.64E+04
Line6	1.11E+05	2.75E+05	1.44E+05
Line7	1.132E+05	8.50E+05	1.82E+05
Line8	1.101E+05	8.55E+05	1.82E+05

Table 6 Floating breakwaters mooring tension under Y-type mooring

Y-type mooring	Min(N)	Max(N)	Mean(N)
Line1	1.19E+05	3.20E+05	1.58E+05
Line2	4.16E+04	4.82E+04	4.48E+04
Line3	1.08E+04	1.87E+04	1.43E+04
Line4	1.05E+04	1.99E+04	1.42E+04
Line5	1.19E+05	3.20E+05	1.56E+05
Line6	4.16E+04	4.82E+04	4.48E+04
Line7	6.35E+04	5.79E+05	1.51E+05
Line8	6.31E+04	5.82E+05	1.50E+05
Line9	1.48E+04	2.98E+04	3.03E+04
Line10	1.26E+05	1.11E+06	2.96E+05

The maximum tension of line7 and line8 mooring lines in parallel mooring are reaching 850kN and 855kN respectively. The maximum tension of line1 and line6 of the mooring line are equal to 275kN. The maximum tension of the line9 is 1110kN in the Y-type mooring, and the maximum tension of line 1 and line 6 are equal to 320kN. By decreasing the anchor lines between the floating breakwaters, the maximum tension of the mooring line increases about 30%, and still meets the safety requirements of the mooring system.

5. Conclusion

This study describes a preliminary study on the three-cylinder floating breakwaters under different mooring systems. According to the environment condition, it establishes finite element model of the floating breakwater, and analyses hydrodynamic performance in frequency domain and time domain.

(1) In the frequency domain analysis, the variation of the RAOs with different wave directions, and the variation of added mass and radiation damping show the basic performance of the structure in the regular wave, providing a numerical basis for time domain coupling analysis.

(2) In the time domain analysis, when the incident angle is 90°, the motion in the sway and heave is obvious in the three degrees of translational freedom under parallel mooring. Among the three degrees of rotational freedom, the range of motion in the roll direction is the largest. The motion response of Y-type mooring and parallel mooring is consistent. Moreover, the motion amplitude of floating breakwater is small under the Y-type mooring and within a reasonable range.

(3) In the time domain analysis, the maximum tension of intermediate mooring line under the parallel mooring is 855kN, and the effective tension under Y-type mooring is 1110kN at the same position, the maximum tension of the single line10 increases about 30%. Therefore, Y-Type mooring by reducing the number of anchor points, especially suitable for a large number of floating structures mooring, the material and construction cost of the anchor chain can be effectively reduced, the installation efficiency can be improved, and the damage to the seabed environment can be reduced.

Reference

[1] Christensen, E. D. , Bingham, H. B. , Skou Friis, A. P. , Larsen, A. K. , & Jensen, K. L. . (2018). An experimental and numerical study of floating breakwaters. *Coastal Engineering, 137*, 43-58.

[2] Michailides, C. , & Angelides, D. C. . (2012). Modeling of energy extraction and behavior of a flexible floating breakwater. *Applied Ocean Research, 35*(none), 77-94.

[3] Moghim, M. N. , & Botshekan, M. . (2017). Analysis of the performance of pontoon-type floating breakwaters. *HKIE Transactions, 24*(1), 9-16.

[4] Diamantoulaki, I. , & Angelides, D. C. . (2010). Analysis of performance of hinged floating breakwaters. *Engineering Structures, 32*(8), 2407-2423.

[5] Ji, C. Y. , Chen, X. , Cui, J. , Yuan, Z. M. , & Incecik, A. . (2015). Experimental study of a new type of floating breakwater. *Ocean Engineering, 105*, 295-303.

[6] Ji, C. , Cheng, Y. , Yang, K. , & Oleg, G. . (2017). Numerical and experimental investigation of hydrodynamic performance of a cylindrical dual pontoon-net floating breakwater. *Coastal Engineering, 129*, 1-16.

[7] Ji, C. Y. , Guo, Y. C. , Cui, J. , Yuan, Z. M. , & Ma, X. J. . (2016). 3D experimental study on a cylindrical floating breakwater system. *Ocean Engineering, 125*, 38-50.

Chunyan Ji, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang, China, +8613511695198, (e-mail:jichunyanjkd@163.com).
Shuai Guo, School of Naval Architecture and Ocean Engineering, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang, China, +8618796012869, (e-mail:ShuaiGuo_JUST@163.com).
Corresponding author:
Jianting Guo, School of Naval Architecture and Ocean Engineering, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang, China, +8618362890841, (e-mail:guojianting11@163.com).

RISK ANALYSIS OF BOG EMISSION IN INLAND LNG POWER SHIP AGGLOMERATION

Jianming Li, Yifeng Guan
School of Naval Architecture & Ocean Engineering, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang 212003, China

Abstract: With the rapid development of LNG power ships, more and more LNG power ships have emerged. And in the future, more LNG power ships will be concentrated in anchorages, gate waiting areas or wharves. This new green ship needs to release the overpressure natural gas in time by the safety valve, so it will bring potential risks to another LNG powered ship which is discharging if the BOG gas released by a ship is ignited when many ships are gathering together. In this paper, the pressure release system is introduced and the total release rate and release rate of BOG gas are analyzed. By using Phast software to monitor the thermal radiation of the heat source ship and the concentration diffusion range of the observation ship under 5 kinds of release scenes selected, the safety distance of the dock for the inland LNG power ships were analyzed. The study shows that the safety distance of the gas pipe of the two ships should be more than 26.7m to avoid the influence of BOG gas ignited by the heat source ship(ship A) on the observation ship(ship B).

Key words: LNG power ship; relief valve release; BOG gas; thermal radiation; concentration diffusion; safety distance

0 Introduction

Under the background of the new era, the importance of environmental protection and sustainable development has become increasingly prominent. The international emission reduction standards are getting more and more stringent, people prefer to use liquefied natural gas (LNG) as a clean energy source for ships. The successful transformation of Jiangsu province's "Susu 1260" in 2010 opened the curtain of the development of LNG power ships in China. And according to incomplete statistics, by the end of 2017, there were more than 200 LNG power ships in China. With the continuous improvement of LNG power ship infrastructure and the strong support of National Maritime policy, this data is rapidly being updated, more and more traditional fuel-driven ships will be replaced.

On the other hand, LNG itself has the characteristics of cryogenic and flammable. It is usually stored in the fuel tank of LNG-powered ships in a fully cooled mode at -162 ℃. However, when the low-temperature LNG storage tank is invaded by ambient heat or some thermal energy converted by mechanical energy when the pump is running in the LNG tank, the LNG in the tank will produce flash vapor, i.e. BOG□Boil off Gas□[1]. So in order to maintain the constant pressure of LNG tanks, these gases must be continuously discharged. If the discharged natural gas encounters spark, it is very likely to cause fire or even explosion, which will cause immeasurable damage to the ship and its surrounding environment.

With the increasing number of LNG-powered ships, there will be many LNG-powered ships gathering in the waiting area, anchorage or wharf of the channel gate in the future. If several berthing ships emit BOG gas at the same time, spark will pose a security threat to the surrounding environment. Therefore, two LNG-powered ships which are gathered and emitting BOG gas at the same time are selected in this paper, assuming that the BOG gas emitted by one ship is ignited by open fire, to explore whether it can affect the another adjacent ships.

1 Safety release system

All fuel tanks of LNG-powered ships should have pressure release systems adapted to the fuel maintenance system, which are independent of other functional systems maintaining the fuel tank status, which are essential for the safe and reliable storage of LNG fuel. In addition that suitable pressure relief systems are usually also provided in fuel compartments, shielding compartments, fuel compartment joints and isolation compartments where the pressure may exceed the design pressure. As the terminal equipment of pressure relief system, the structure of the ventilation

pipeline should minimize the upstream pressure loss of the relief valve (i.e. the pressure drop from the fuel tank to the inlet of the pressure relief valve) and the downstream pressure loss (i.e. the pressure drop from the outlet of the pressure relief valve to the atmospheric position in the exhaust pipe). Water or snow should be avoided from entering the ventilation system in the design of the ventilation pipeline, and liquid accumulation and discharge devices should be installed where liquid may accumulate to ensure that the liquid will not be accumulated near the pressure relief valve [1].

As shown in Figure 1, two outlets are arranged at the end of the LNG ventilator pipeline, showing T-shaped vertical upward. Field investigation data show that the temperature of the natural gas release port of such ventilation pipes is about -20 ℃.

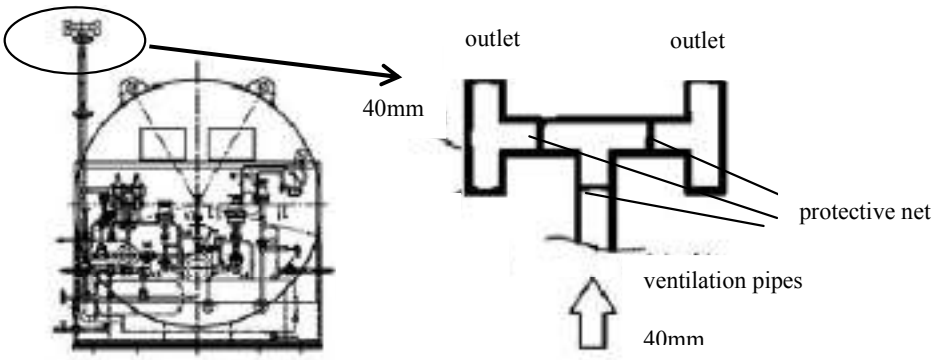


Fig. 1 outlet type of ventilation pipes

In addition, the outlet arrangement of the ventilation pipe should be far from the living place, service place, control station, and air imports, exports or openings in other non-hazardous areas, and also keep away from the exhaust gas outlet of the machine and equipment. Be high enough to avoid the accumulation of combustible gas to form a detonation environment. The location of the export and the installation of electrical equipment near the export shall also meet the relevant provisions of the Convention and Classification Society Code. In order to prevent foreign bodies from entering, the outlet of the ventilation pipe should also be equipped with a protective net, and the effect of the protective net on the discharge flow should also be considered. The “Safety Code for Ships Using Gas or Other Low Flash Point Fuels” (IGF Code), which came into effect on January 1, 2017, requires that each pressure relief valve installed in the LNG fuel tank should be connected to a ventilator, and that the outlet height of the ventilator should be no less than B/3 or 6m (B is the width of the ship), and also be 6m above the working area and corridor[2]. However, because of the low bridges in domestic river channels in China, the arrangement of ventilation pipe height on LNG power ship is limited. Therefore, China Classification Society stipulates that for inland river vessels, if the arrangement is difficult, the distance from the ventilation outlet above the deck can be reduced to 3 m.

2 Analysis of the release amount and the release rate

The safety valve diameter of fuel tank of LNG power ship in China is usually 40 mm, the take-off pressure of safety valve is usually 1.1 MPa, and the reset pressure is 0.99 MPa[3]. Under the same conditions, the larger the diameter of the relief valve is, the faster the single take-off release rate is, the greater the corresponding harm is. According to the code, the pressure in the fuel tank of LNG powered ships should be maintained for 15 days below the set pressure of the pressure relief valve. At present, the daily evaporation rate of the double-layer vacuum insulated C-type tank is 0.05%~0.08%. The interval time between two takeoffs of the relief valve is relatively long, and each release of natural gas can diffuse to the lower combustion limit in a few seconds. Therefore, the cumulative effect of BOG gas released by the relief valve during the continuous takeoff is not considered[4].

The release rate and quantity of the safety valve of the fuel tank are affected by the pressure in the tank, the release aperture and the back pressure. In practical engineering, BOG produced by heat intrusion from external environment can be calculated according to the empirical value method[5]:

$$G_1 = \xi \frac{\rho_{LNG} V_\varepsilon}{24} \quad (1)$$

In the formula, G_1 is the amount of BOG generated by thermal invasion of storage tanks, kg/h; ξ is the daily evaporation coefficient, taking 0.05% to 0.08%; ρ_{LNG} is the density of LNG in storage tanks, kg/m^3; V_ε is storage capacity of LNG for storage tanks, m^3.

Gas leakage is different from liquid leakage. According to the different gas flow state, it can be described by critical flow (maximum outlet velocity equals sound velocity) or subcritical flow. The criteria are shown in Eq. (2) and (3), where Eq. (2) is a sonic flow and Eq. (3) is a subsonic flow[6].

$$\frac{P_0}{P} \le \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k+1}} \quad (2)$$

$$\frac{P_0}{P} > \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k+1}} \quad (3)$$

In this equation, P_0 is the ambient atmospheric pressure (Pa), P is the vessel pressure (Pa) and *k* is the adiabatic exponent of the gas, that is, the ratio of constant pressure specific heat C_P to constant volume specific heat C_V.

$$Q = C_d AP\sqrt{\frac{MK}{RT}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (4)$$

$$Q = YC_d AP\sqrt{\frac{MK}{RT}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (5)$$

In the formula, Q is mass flow, kg/s; C_d is the discharge coefficient, which takes 0.85 to 1 for the gas and 1 for the round gap; *A* is the sectional area of discharge port, m^2; *P* is the medium pressure in the pipeline, Pa; *K* is the gas adiabatic index, natural gas takes 1.3; *M* is the molecular weight, natural gas takes 0.017 kg / mol; *R* is the gas constant, 516 J /(mol•K); *T* is the gas temperature, K.

3 Accident assessment criteria

The influence on adjacent ship that when the natural gas released by safety valve of LNG power ship fuel storage tank is ignited by spark are mainly studied in this paper. Therefore, BOG diffusion concentration and fire damage are mainly discussed. According to the chemical safety technical manual, BOG with too low or too high concentration will not cause fire. When the concentration of methane gas is less than 2.2×10^4ppm, the environment is absolutely safe and there is no possibility of fire or explosion. However, when the methane concentration is higher than 2.2×10^4ppm, spark may cause fire or explosion and damage the surrounding environment. The effect of specific methane concentration on combustion and explosion is shown in Table 1[7].

Table 1 Effect of methane concentration on combustion and explosion

Concentration（×10^4ppm）	Effect
<2.2	absolute safety
2.2~4.4	Relative safety
4.4~16.5	Inflammable and explosive
>16.5	Highly inflammable and explosive

The fire will generate thermal radiation to the surrounding environment. Within a certain distance, people, buildings and natural environment will be affected by thermal radiation. The heat flux criterion takes heat flux as the measuring target and has the widest influence range. So the heat flux criterion is selected as the criterion to measure the impact of fire on equipment or people in this paper.

4 Simulation of the accident consequence

According to the actual situation, there are many berthing schemes for ships in the gathering area. And one of the berthing schemes for inland river LNG power ship is shown in Fig. 2. Whether the BOG gas burning by the heat source ship can affect the adjacent ship is studied in this paper. And so it is necessary to analyze the safe distance between any two ships.

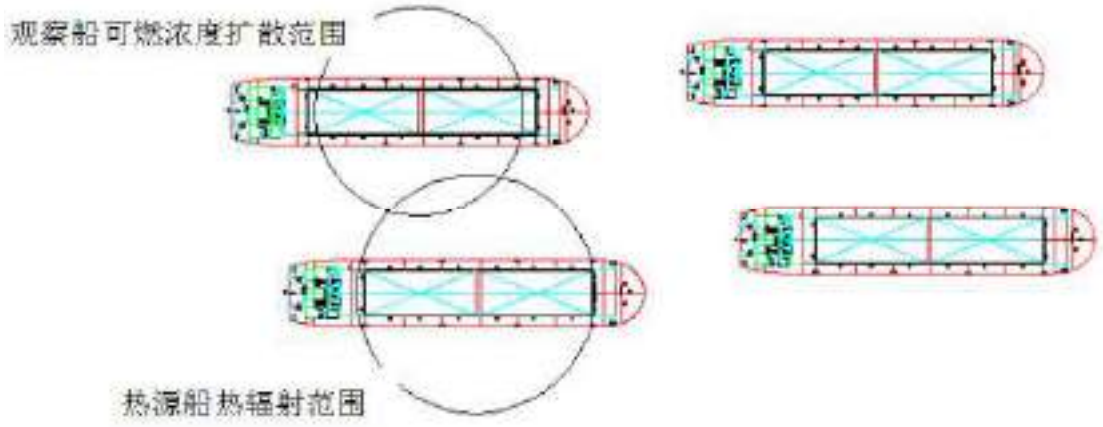


Fig. 2 Schematic diagram of anchorage stop for inland LNG powered ship

Two adjacent LNG powered ships in the same type are selected in this paper. Thermal radiation range of ship A is monitored after its BOG gas is ignited by the spark. And the concentration diffusion condition of ship B in the same release scene is studied. PHAST software is used to simulate the consequences in this paper. The LNG powered ship, equipped with a 10 m^3 double-deck vacuum adiabatic C-type tank, sailing in the Yangtze River is selected for the research object. In general, the tank is only 90% full during the operation. The main scale parameter is shown in Table 2.

Table 2 Main parameters of a LNG bulk carrier

ITEMS	VALUE
General length	49.2m
Length between perpendiculars	47.00m
Molded breadth	14.60m
Designed draft	2.20m
Design speed	7.5kn
LNG fuel tank	10m^3

The average annual temperature in the middle and lower reaches of the Yangtze River ranges from 14 to 18 degrees Celsius, from 0 to 5.5 degrees Celsius in January, from 27 to 28 degrees Celsius in July, and the absolute maximum temperature can reach over 38 degrees Celsius. The annual wind speed ranges from 1.6m/s to 5.4m/s, and the frequency of the wind of magnitude 8 (17.2m/s-20.7m/s) is high, with relative humidity of 60% and atmospheric pressure of 101325Pa. Temperature, atmospheric stability and wind speed are the key factors affecting gas diffusion, and they are also easy to change. Therefore, Scene 1 to 4 are choose to simulate the above three factors and scene 5 is the release scenario under extreme weather conditions in this paper. As shown in Table 3.

Table 3 Safety valve releasing scenario

scene	wind speed	temperature	Release angle	Atmospheric stability
1	2.7m/s	5.5℃	Vertical release	Relatively stable□D□
2	2.7m/s	28℃	Vertical release	Relatively stable□D□
3	5.4m/s	28℃	Vertical release	Relatively stable□D□
4	5.4m/s	28℃	Vertical release	Instable□B□
5	20.7m/s	38℃	Vertical release	Instable□B□

According to the empirical formula (1), the amount of BOG released from the storage tank of 10m^3 is 30.03kg during a release cycle. The release of the LNG fuel tank of the target ship belongs to sonic flow according to formula

(2) and (3), so the release rate of the safe value should be calculated by formula (4). In order to achieve the effect of risk analysis and risk consequence simulation, this paper chooses a larger emission rate to calculate. The discharge rate Q = 5.46 kg/s and the discharge time 5.5 s were obtained when the discharge coefficient C_d was 1.

4.1 Concentration diffusion

The BOG gas released by the safety valve is released into the atmosphere through the ventilation pipes and has the highest concentration at the vent. With the increase of diffusion distance, the concentration of the center line decreases exponentially, and the concentration changes in different release scenarios are also different. According to table 3, the minimum concentration of BOG gas can be ignited at 2.2×10^4ppm, so this concentration range of BOG gas released from the ship B is traced in this paper.

The position of the ventilation pipe of the LNG river power ship is 3m above the deck, and the release time is 5.5s from 0s. Therefore, the release and diffusion of 0 s to 5.5s proceed simultaneously. The gas diffuses upward to a height of 8m at 0.07s. At the same time, the BOG gas diffuses in different release scenarios with different wind speeds. The BOG gas diffuses in extreme weather conditions (scene 5) is most obviously affected by wind speed, reaching the concentration diffusion limit at 0.34s. Other release scenarios continue to proliferate and reach their respective concentration diffusion limits at 1.22s. The emission of BOG gas ends at 5.5s, and later, the released natural gas continues to diffuse. Due to buoyancy, the gas diffuses upward, resulting in the cloud concentration is spread to below 2.2×10^4ppm from bottom to top. There is no possibility of fire at this time. The whole diffusion process lasts 6.6s. According to the cloud diffusion dynamic diagram, BOG gas cloud reached the maximum diffusion range from 1.22s to 5.50s, which was the most dangerous time for fire.

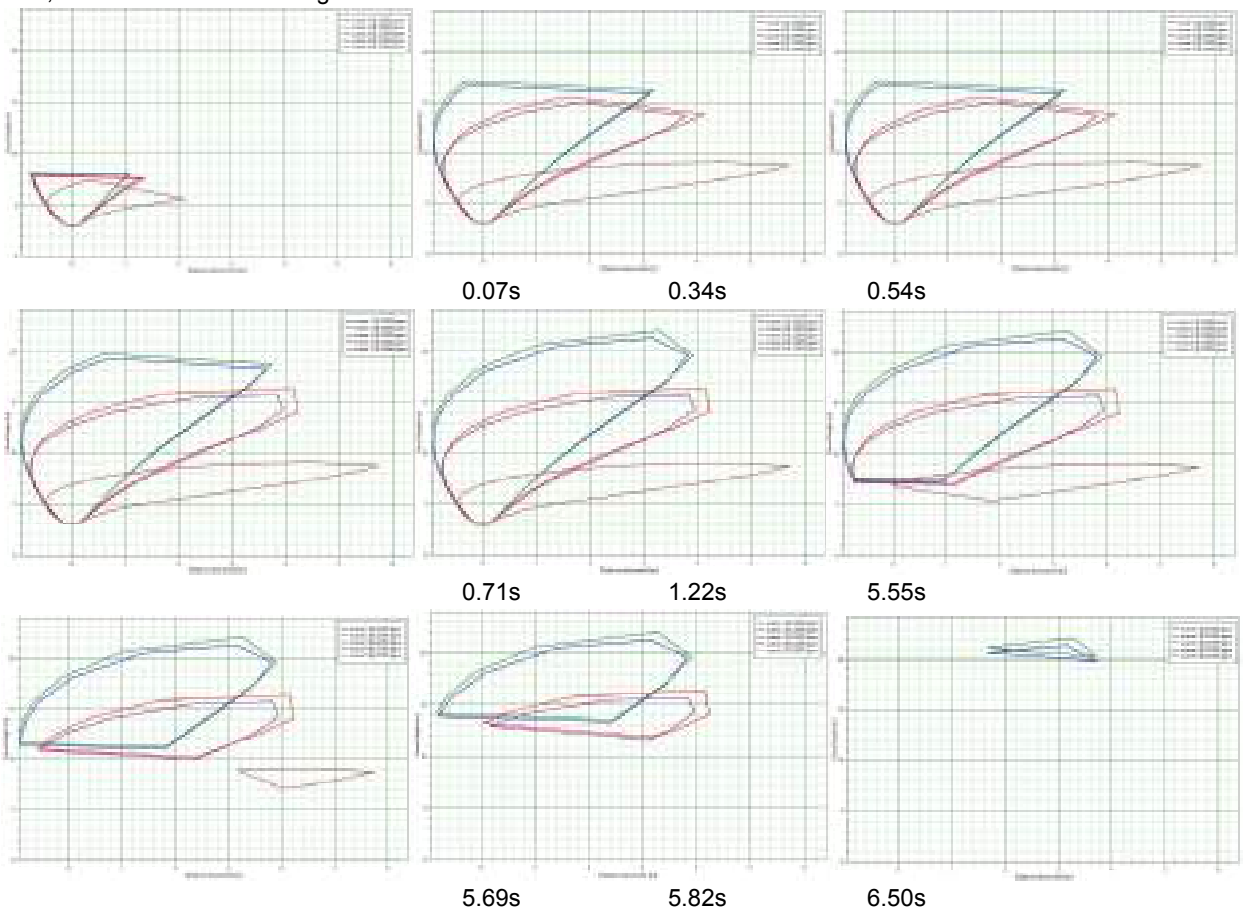


Fig. 3 dynamic diagram of BOG gas release and diffusion

Through data comparison, it is found that the wind speed is more sensitive to gas diffusion. The faster the wind speed is, the faster the concentration of natural gas is diluted and the farther the diffusion distance is. The combustible concentration range of BOG gas can reach 5.7m downwind when wind speed at 20.7m/s, 4.2 m downwind at 5.4 m/s and 3.9m downwind at 2.7 m/s. We can see from the side view of the concentration distribution, the higher the wind

speed is, the lower the height of gas concentration diffusion is due to the transverse influence of wind force. The diffusion motion of gas concentration is intense with the increase of temperature, but the sensitivity is weak. The concentration diffusion height at 28℃ is slightly higher than that at 5.5℃, but the diffusion distance along the wind direction is almost the same as that of the latter. In terms of atmospheric stability, More stable atmosphere is conducive to the diffusion of gases.

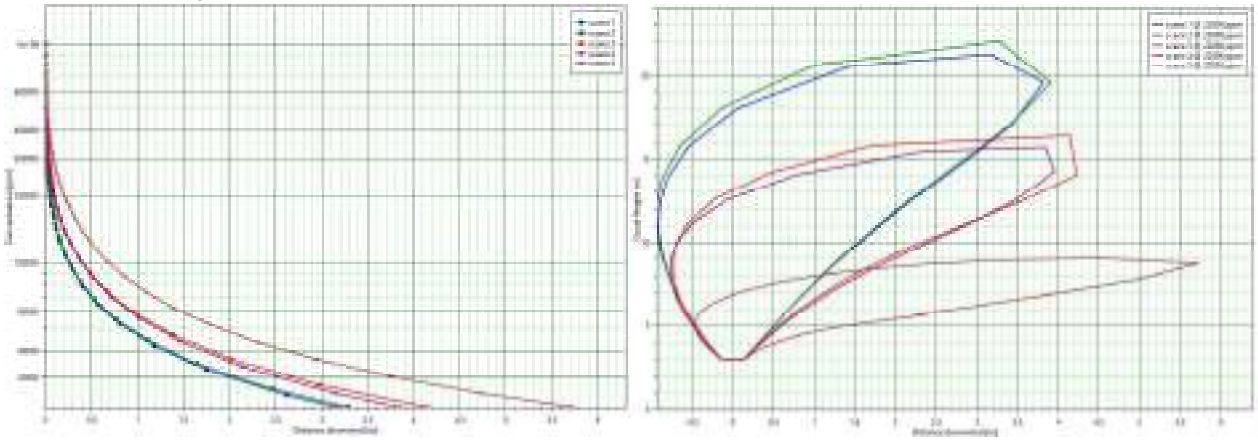


Fig. 4 BOG gas concentration diffusion released by safety valve

4.2 Thermal radiation

Since the burning point of natural gas at atmospheric pressure is 270℃, and the burning point of wood is between 200℃ and 290℃, it is obvious that igniting wood is easier than igniting natural gas. Therefore, according to the heat flux criterion table[8], the range of thermal radiation flux of 12.5 kw/m^2 is selected as the lowest standard to initiate BOG gas released by ship B.

If BOG gas is immediately ignited at the release port, it is very likely to cause jet fire. It is easy to cause the fire ball if the BOG gas is ignited in the atmospheric diffusion. The threat of fire to the surrounding environment depends on the magnitude of thermal radiation, so it is necessary to establish two different types of fire models.

The range of thermal radiation caused by the jet fire of the ship A is shown in Fig. 7. Through data comparison, it is found that wind speed is still the most sensitive factor, the faster the wind speed is, the greater the thermal radiation flux is, the greater the scope of the spread is. The maximum heat radiation flux reaches 32.5kw/m^2 at 9.9m downwind direction under extreme weather conditions of 20.7m/s wind speed (scene 5), which may affect ship B in the range of 20.1m. And in other release scenarios, the maximum thermal radiation flux from the jet fire is only 10.5 kw/m^2, so it does not pose a threat to the observation ship. On the other hand, the atmospheric temperature is inversely proportional to the heat radiation flux and the sweep range. The higher the temperature is, the smaller the thermal radiation flux and the influence range are.

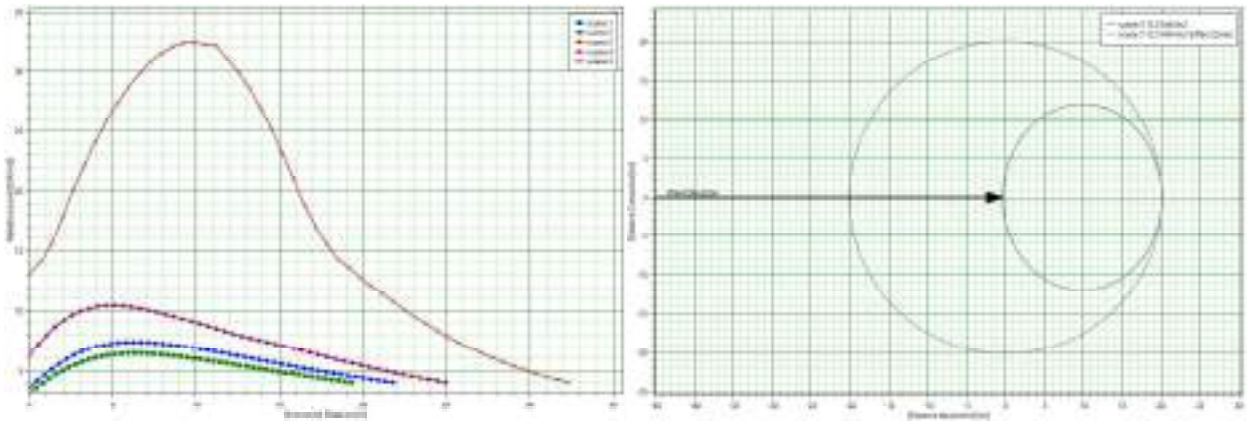


Fig 5 Influence range of thermal radiation of jet fire from ship A

Atmospheric temperature is a sensitive factor that affects the thermal radiation of the fire ball when the ship A fires. The radiation level of the spherical fire center is as high as 28.7 kw/m^2 at 5.5℃ and the radiation range of 12.5 kw/m^2 is

21.5m. It is possible to ignite BOG gas released from ship A in this area. By comparing the influence range of the jet fire with the ship A, it is found that the influence range of fire ball is farther.

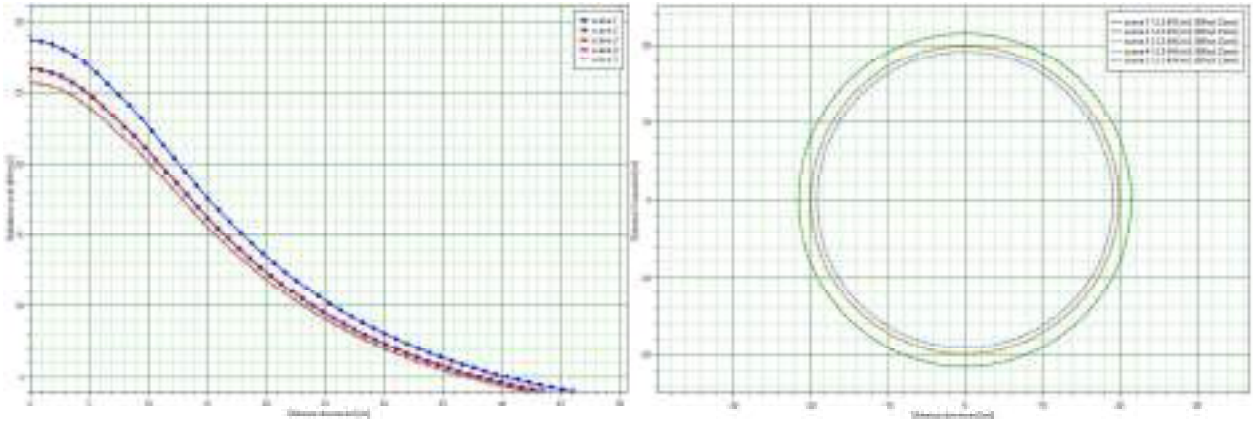


Fig 6 Influence range of thermal radiation of fire ball of of ship A

5 Conclusion

The safety stopping distance of BOG released by the relief valve simulated by software is shown in Table 4. The safety stopping distance is the sum of the range of combustible concentration of the ship B and the range of thermal radiation that BOG gas can be ignited by the ship A.

Table 4 Safety stopping distance for dock parking

scene	Concentration range of ship A	Thermal radiation range of ship B	safety stopping distance
1	3.82m	21.47m	25.29m
2	3.91m	19.86m	23.77m
3	4.23m	19.86m	24.09m
4	3.95m	19.11m	23.06m
5	6.57m	20.11m	26.68m

In the table above, the concentration range of ship B is the farthest point of 2.2×10^4ppm in each scene, and the thermal radiation range of ship A is the farthest point of 12.5 kw/m^2 in each scene. That is, the maximum value of the heat flux when the fire-ball occurs. It is not difficult to see that when the LNG powered ship stops in the gathering area, it may cause the BOG gas released by the ship B to be ignited if there is no a suitable safe distance between the two ships, resulting in more dangerous consequences. So some preventive measures need to be taken in order to avoid this situation.

(1) The safe distance between two LNG river power ships should be controlled and be ensured beyond 26.68m when berthing in the gathering area, especially when the wind direction is perpendicular to the ship's longitudinal direction.

(2) The relevant administrative departments should also strengthen the management of the ships in the agglomeration area, learn the release time of the safety valve of LNG powered ships and dispose of ships that may release BOG during the aggregation, such as opening the manual relief valve in advance and releasing it at different time.

(3) According to the accident consequence analysis, the influence range of fire ball from ship A is farther than that of jet fire, so the safety distance is also higher. Eliminating the occurrence of fire ball will effectively shorten the safety distance. The fire ball is usually a spherical vapor clouds formed by flammable gas when it comes to the burning point and is ignited. In order to prevent the formation of spherical vapor clouds, BOG gas can be ignited in time or be effectively recovered on the basis of the protection of the ship.

References

[1] Gan Shaowei. Liquefied natural gas fuel ship technology [M]. Beijing: Standards Press of China, 2017.8.
[2] IMO.Report of the Maritime Safety Committee on its Ninety-fifth Session[S].2015.

[3] China Classification Society. Specification for natural gas powered ships [S]. Beijing: China Communications Press, 2017.
[4] Wu Shunping, Fan Hongjun, Luo Xiaofeng, Xu Jianyong. Study on the evaluation of the exhaust pipe outlet height of river LNG fuel ship [J].Ship Engineering, 2016,38 (01): 59-63.
[5] Wang Bingqi, Nie Tingzhe, Gao Huawei, Jie Donglai. Calculation method of BOG stock and production rate in LNG tank [J].City Gas, 2016 (09): 11-13.
[6] Duoyingquan. Quantitative Risk Analysis of LNG Fuel-powered Ships [J].China Safety Production Science and Technology, 2013, 9 (12): 90-94.
[7] Shi Tengfei. Risk analysis and risk index design of CNG carrier during loading and unloading [D]. Jiangsu University of Science and Technology, 2017.
[8] Fan Hongjun, Zhang Hui, Xu Jianyong.LNG dangerous distance analysis of pool fire [J]. China shipbuilding, 2013,54 (04): 186-195.

EFFECT OF FILLING LEVEL ON THE DAMAGE OF LIQUID CONTAINER UNDER HIGH SPEED PROJECTILE

Ang Liu, Lu Shi, Peng Ren
School of naval architecture & ocean engineering, Jiangsu University of Science and Technology, Jiangsu, 212003, P.R. China

Abstract In order to investigate the damage of liquid tank subjected to high speed projectile impact, the experimental and numerical studies are conducted to analyze the velocity decay of projectile, evolution of cavitation and damage of the tank. Results show that the projectile velocity presents the exponential decay in water-filled tank due to the resistance force of water, and the filling level has little effect on the decay rate. The diameter of cavitation increases with the penetration distance of projectile increasing. The front and rear walls experience outward plastic deformation, which was caused by hydrodynamic ram. And the deflection of rear walls is much larger than that of front walls. The partial filling of water can generate asymmetrical deformation of front walls, and the influence of filling level on deformation of walls decrease with the filling level increasing.
Keywords: Liquid tank; Hydrodynamic ram; damage; Finite element analysis

1. Introduction

Protective property of liquid tank tanks in ship structures is a widely-concerned problem which has been studied for almost thirty years [1,2]. Liquid tanks are easy to be penetrated, and hydrodynamic ram effect generated by motion of projectiles in liquid can also result in catastrophic failure of the tanks.

Recent years, hydrodynamic ram effect in liquid tank is investigated experimentally, numerically and theoretically to improve the protective performance of tank structures. Hydrodynamic ram effect occurs when high-speed projectiles and fragments penetrate into the liquid-filled tank, then the initial shock wave pressure and cavitation are generated in liquid. The kinetic energy of projectile transmits into water and produces the outward deformation of walls of tank structure [3]. The mechanism of hydraulic ram can be described into four phases: initial shock wave phase, drag phase, cavity phase and exit [4].

(1) The initial shock wave: after the projectile penetrating into the liquid structure, the initial shock wave is generated. The peak pressure of the initial shock wave is related to the velocity and nose shape of the projectile. Then, the wave propagates from the impact site to the rear walls along the horizontal axis of the tank [5].

(2) Drag phase: the resistance force of liquid in tank induces the velocity attenuation of the projectile, and most of the kinetic energy of projectile is absorbed by liquid in this phase [6].

(3) Cavitation: Cavity is formed by the difference of pressure between the head and the wake of the projectile. Cavity evolution is a complex phenomenon which is composed of cavity formation, growth, necking and collapse [7].

Many studies have been carried out on the mechanism of hydrodynamic ram. Some of the earliest results were presented by McMillen [8] in 1946. Then, Lee [9] used both experimental and theoretical methods to study the propagation of initial shock wave, and established the relationship between pressure wave and projectile speed. Varas [10] performed a series of experiments on the damage of water-filled tubes subjected to steel sphere at 600–900 m/s. The dynamic response histories of the walls are also captured using the strain gauges. Townsend [11] discussed the

failure modes of fluid-filled containers caused by high-speed fragment impact, and introduced an air collapsible baffles to improve the protective property of the optimized liquid tanks. Meanwhile, Disimile [12] provided another kind of structures in the tank to reduce the influence of hydraulic ram on the failure of the tanks. The results show that the triangle bars in the tank can effectively interdict the propagation of initial shock wave.

In this paper, a combined experimental and numerical study is conducted to analyze the effect of filling level on the damage of the liquid tank subjected to projectile impact. The decay of projectile velocity and evolution of cavitation is also discussed.

2. Experiments

2.1 Experimental setup

The experimental apparatus is shown in Fig. 1. The launch tube caliber of one-stage light gas gun is 16mm. The water filled tank is made of steel, and dimension of the structure is 300mm × 298mm × 290 mm in length, width and height, respectively. The transparent window is applied to record motion of projectile and evolution of the cavity in water. The thickness of the front and rear walls of the tank are 1.5 mm. A Photron-SA-Z high-speed camera is used to capture the trajectory of projectiles in the water, the chosen resolution and frame rate is 1024 × 688 pixels and 30000 per second, respectively. As is shown in Fig. 2, the projectile use in the study is made of 45# steel, and the diameter is 15.8 mm.

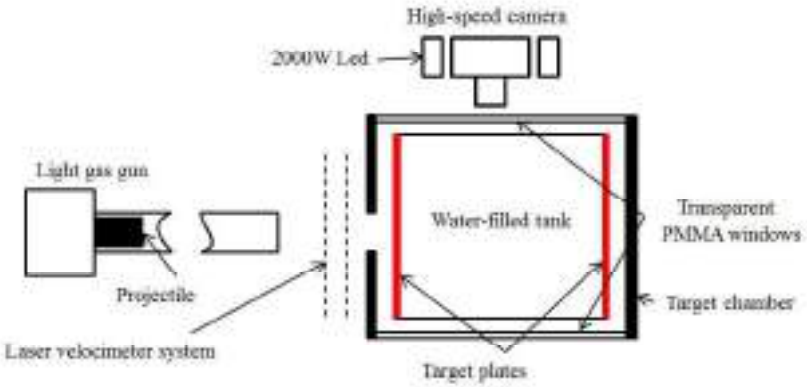


Fig.1 Sketch of the experimental setup

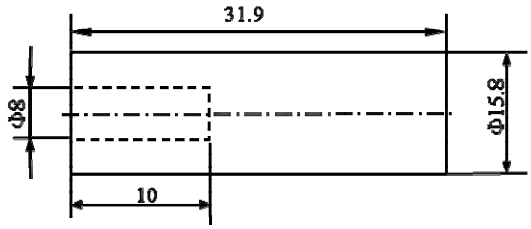


Fig. 2 The dimension of flat projectile

2.2 Material property

The relationship between stress and strain of aluminum target plates is described using Johnson-cook model, as following

$$\sigma_y = (A + B\bar{\varepsilon}^{p})(1 + C\ln\dot{\varepsilon}^{*})(1 - T^{*m}) \qquad (1)$$

W**here *A*, *B*, *C*, *m*, *n* are relevant material parameters. Where** $\bar{\varepsilon}^{p}$ is the effective plastic strain, $\dot{\varepsilon}^{*}$ is the non-dimensional effective plastic strain rate, $T^{*} = (T - T_r)/(T_m - T_r)$ is non-dimensional temperature, T_r and T_m are the room temperature and melting temperature of the aluminum, respectively, D_1 is the fracture strain. The material properties of aluminum target plates and steel tank frame are listed in Table 1.

Table 1 Material properties of aluminum and Steel

Material	ρ (kg/m^3)	E (GPa)	A (Mpa)	B (Mpa)	C	m	n	D_1
Aluminum	2780	74	218	705	0.016	0.62	0.93	0.224
Steel	7850	210	710	510	0.014	1.03	0.26	-

3. Numerical model

In order to improve calculation efficiency, a quarter model is established to simplify the computation. The Euler grid and gradient mesh are used to generate the water and air, and the solid parts of the model is described by using lagrange mesh. Additionally, a finer mesh is adopted for the impact area of the walls with an average size of 0.5mm×0.5mm, as shown in Fig. 3

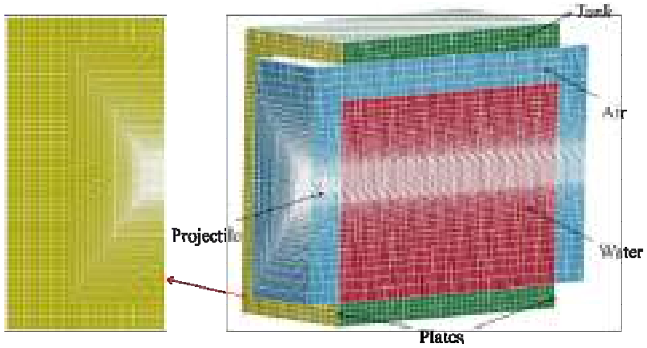


Fig. 3 Numerical simulation model of the liquid tank

4. Results and discussion

The validity of numerical model is verified by the results, as shown in Fig. 4. The motion of projectile and evolution of cavitation behind the projectile in water show good consistency. The initial velocity of projectile is 293 m/s.

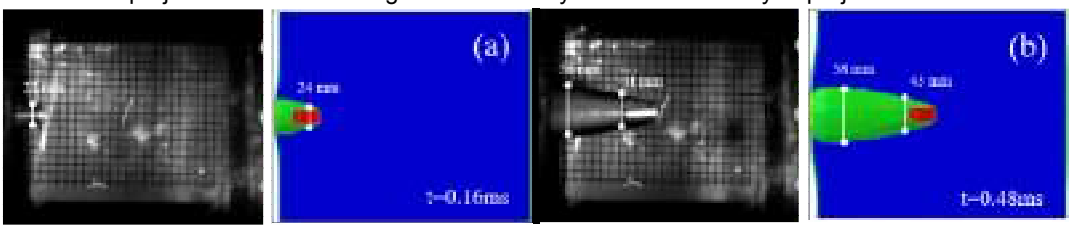


Fig. 4 The process of flat projectile penetrating into the water

Fig. 5 shows the comparison of failure modes of target walls obtained from experimental and numerical results. Different from the failure modes of plates subjected to projectile in air, the walls of water-filled tank present bullet hole with obvious outward plastic deformation. For the front plates, the plug caused by the shearing action of projectile impacting moves along the path of the projectile. But the plug of rear plate is not detached from the plate, and still attach to the bullet hole. It illustrates that the outward deformation of the walls increases with the initial velocity of projectile increasing, and the plug of rear plates will be detached.

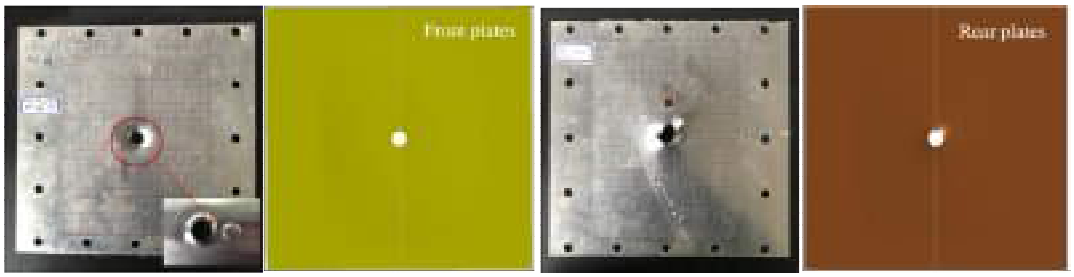


Fig. 5 Comparison of damage of target walls, v_i=293 m/s

Fig. 6 shows the decay of projectile velocity in the penetration process when the tank filling with different filling level. The initial velocity of projectile is 327 m/s. It can be found that the velocity of projectile only presents sharp decline after penetrating the front and rear walls of the tank. With the filling level increasing, the exponential attenuation of projectile velocity in water can be observed. And the influence of filling level on the decay rate can be neglected.

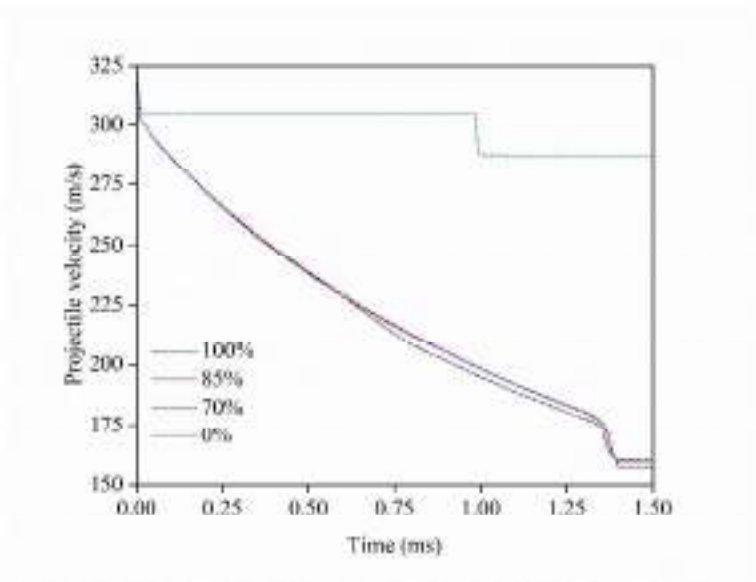


Fig. 6 Projectile velocity decay with different filling level of tank.

The final deformations of front walls of tank with different filling levels are shown in Fig. 7. The initial velocity of projectile is 315 m/s. It can be seen that the front and rear walls present asymmetrical deformation when the tank is partial filled. With the filling level increasing to 100%, the walls experience the maximum deformation. But this phenomenon is not observed in rear walls, and it also means that the filling level of tank can only affect the damage of front wall. Additionally, the deflection of rear walls is much larger than that of front walls, because the motion direction of projectile is same with the deflection direction of the rear walls. It also results that the most energy of hydrodynamic ram is absorbed by rear walls.

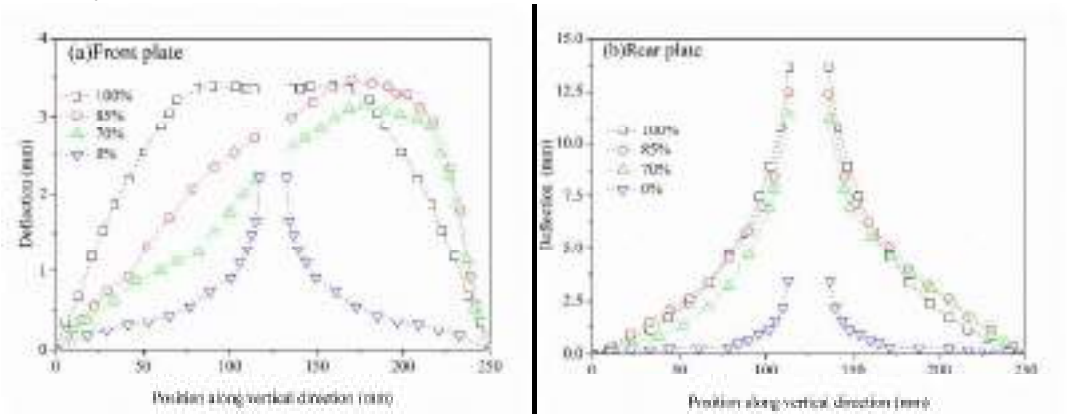


Fig. 7 Final deformation of target walls along vertical direction

5. Conclusions

The damage of liquid tank subjected to flat projectile impact is analyzed using experimental and numerical methods. The results show that the numerical model can effectively simulate the hydrodynamic ram effect in liquid tank. The projectile velocity presents exponential decay in water-filled tank because of the resistance force of water, and the filling level has little effect on the decay rate of the velocity. The front and rear walls experience outward plastic deformation caused by hydrodynamic ram. And the deflection of rear walls is much larger than that of front walls. The partial filling of water can generate asymmetrical deformation of front walls, and influence of filling level on deformation of front walls decreases with the filling level increasing.

Literature

[1] Mouse NA, Whale MD, Groszmann Groszmann DE, Zhang XJ. The potential for fuel tank fire and hydrodynamic ram from uncontained aircraft engine debris. U.S. Department of Transportation, Federal Aviation Administration; 1997. DOT/FAA/AR-96/95.

[2] McMillen, J. Howard. Shock wave pressures in water produced by impact of small spheres. Physical Review 1945; 68:198–209.

[3] Guo Zitao, Zhang Wei, Xiao Xinke, Wei Gang, Ren Peng. An investigation into horizontal water entry behaviors of projectiles with different nose shapes. International Journal of Impact Engineering 2012; 49:43-60.

[4] N. Lecysyn, A. Dandrieux, F. Heymes, P. Slangen, L. Munier, E. Lapébie, C. LeGallic, G. Dusserre, Preliminary study of ballistic impact on an industrial tank: Projectile velocity decay. International Journal of Loss Prevention in the Process Industries 21 (6) (2008) 627–634.

[5] Artero-Guerrero JA, Pernas-Sánchez J, Varas D, López-Puente J. Numerical analysis of CFRP fluif-filled tubes subjected to high-velocity impact. Compos STruct 2013; 96: 286-97.

[6] E Deletombe, J Fabis, J Dupas, JM Mortier. Experimental analysis of 7.62mm hydrodynamic ram in containers. Journal of Fluids & Structures, 2013, 37 (2) :1-21

[7] N. Lecysyn, A. Dandrieux, F. Heymes, L. Aprin, P. Slangen, L. Munier, E. Lapébie, C. Le Gallic, G. Dusserre, Experimental study of hydraulic ram effects on a liquid storage: Analysis of overpressure and cavitation induced by a high-speed projectile. Journal of hazardous materials, 2010; 178: 635-643.

[8] McMillen, J. Howard, Harvey, E. Newton. A spark shadowgraphic study of body waves in water. Journal of Applied Physics 1946; 17: 541-555

[9] Minhyung Lee. Generation of shock waves by a body during high-speed water entry. The University of Texas at Austin, 1995

[10] Varas D, Zaera R, López-Puente J. Numerical modeling of the hydrodynamic ram phenomenon. International Journal of Impact Engineering 2009; 36:363-374.

[11] D.Townsend, N.Park, P.M.Devall, Failure of fluid filled structures due to high velocity fragment impact, International Journal of Impact Engineering 29(2003) 723-733

[12] P.J.Disimile, J.Davis, N.Toy. Mitigation of shock waves within a liquid filled tank. International Journal of Impact Engineering 38 (2011) 61-72.

EXPERIMENTAL STUDY ON BUBBLE OSCILLATION NEAR A RIGID BOUNDARY ATTACHED BUBBLE*

Shijie[1] YUAN Jiaxia[1] WANG Kun[1] LIU Yanchang[2] ZHANG Xiaolong[1] BAI

1 School of Naval Architecture and Ocean Engineering Jiangsu University of Science and Technology Zhenjiang Jiangsu 212003 China;

2 Jiangsu University of Science and Technology Institute of Marine Equipment Zhenjiang Jiangsu 212003

Abstract: This paper examines on the interaction between a cavitation bubble and a non-oscillating air bubble attached to a horizontal rigid plate submerged in water using a low-voltage spark-discharge setup. Whereas the behavior of such a bubble near a rigid boundary has been studied by many authors, less attention has been focused on the behavior of such an air bubble attached to a rigid boundary. The experimental results are summarized in a graph that enables easy prediction of the direction of the water jets induced by bubble collapse near a bubble attached boundary. The ratio of the oscillating bubble maximum volume and the wall-attached bubble initial volume is found to be an important parameter for determining jet direction.

Keywords: attached bubble; high-speed photography; jets; volume change; bubble shield

Ключові слова: Вкласти бульбашки; Високошвидкісна камера; Реактивний; Зміна гучності; Пузир щит

Ключевые слова: Прикрепленный пузырь; высокоскоростной фотографии; Струй; изменение объема; пузырь щит

I.INTRODUCTION

Bubble dynamics has received increasing attention because of its wide range of applications. The interaction between an oscillating bubble and a flexible boundary is an important phenomenon commonly found in nature, which is useful to marine industrial applications, and medical treatments[1]. The bubbles move towards the boundary if the boundary is rigid. However, the bubbles, produce jets far away from the surface if the boundary is a free surface. The behavior near a flexible boundary falls between these mentioned limiting cases and is more complex[2-6]. However, as elastomers, air bubbles give elastic properties to rigid boundaries. Pain and Goh[7] described some experiments having the appearance of a crown-like secondary jet on the free surface (i.e., a large stationary bubble) relatively long after the bubble collapsed. Smith and Mesler[8] discussed the interaction of an air bubble attached to a solid boundary with a nearby spark-generated vapor bubble and reported damage mitigation effects on the boundary with an attached air bubble. One motivation of this paper is to study cavitation bubble jet characteristics systematically when it is near to a rigid boundary “protected” with an attached air bubble. To evaluate the parameters affecting jet direction, Goh and Klaseboer[9] pointed out that the initial shape of the attached bubble could be an important parameter influencing the interactions in this problem. They first promulgated the idea that the dimensionless cavitation bubble oscillation time largely determines the direction of jet flow.

The aim of this paper is to subdue a cavitation bubble collapse jet that is directed towards a nearby rigid boundary by attaching an air bubble to the boundary. Another purpose of our paper is to gain a better understanding of this phenomenon by evaluating the conditions for the boundary shielding effect to occur.

II.EXPERIMENTAL SETUP

The experimental setup is shown in Figure 1. It consists of a water tank and an electric circuit to generate a spark bubble. A high-speed imaging system (FASTCAM Mini UX100 at 8,000 fps, 1/128,000-s shutter speed), a rigid plate, and a surface-attached air bubble are used. The electrodes are mounted below the solid boundary so that a gas bubble can be placed on the surface by means of a syringe. The initial volume of the air bubble is calculated using MATLAB software, which uses a grey level to identify the outline of the image, which then gives us the equilibrium (initial) radius of the air bubble, R_e, by assuming a perfect hemisphere. Back lighting is provided by double flash bulb with a light diffuser, used when the camera lens is in a horizontal position.

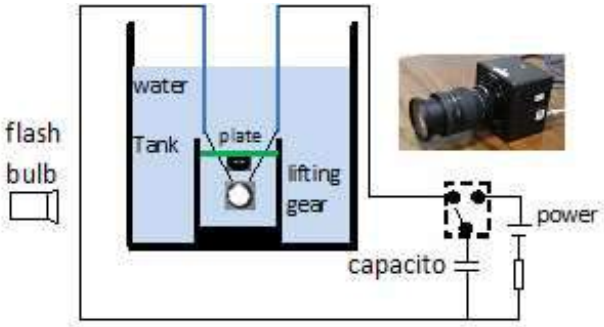


FIG.1 Experimental equipment layout

III.RESULT

Next, we evaluate the growth and collapse of a spark-generated bubble[10]. The first oscillation period of the oscillating bubble is represented by its expansion to its first maximum radius R_m, followed by a collapsing phase that ends with a minimum bubble volume. The bubble has a distance H from its initial center to the upper surface of the rigid plate. The dimensionless distance of the bubble near boundary, γ_s, is defined as:

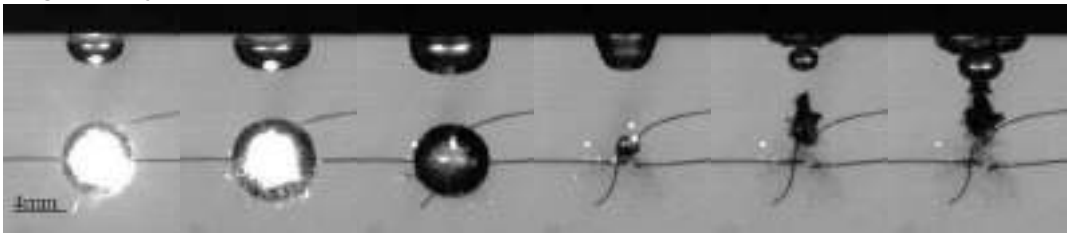
$$\gamma_s = \frac{H}{R_m}. \qquad (0.1)$$

The dimensionless volume ratio of bubble V' is defined as:

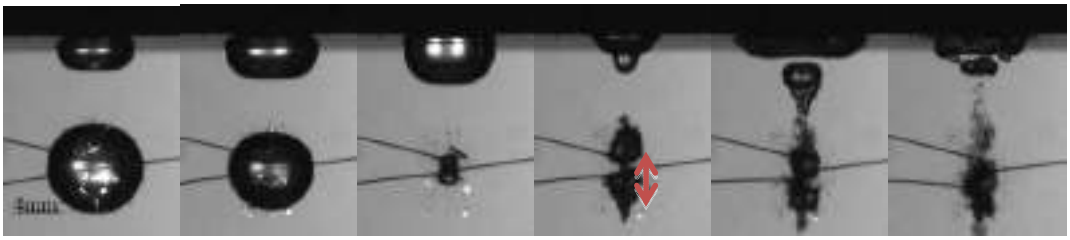
$$V' = \frac{V_m}{V_e}, \qquad (0.2)$$

where V_m is the vapor bubble expansion to its first maximum volume, and V_e is the initial volume of the attached air bubble.

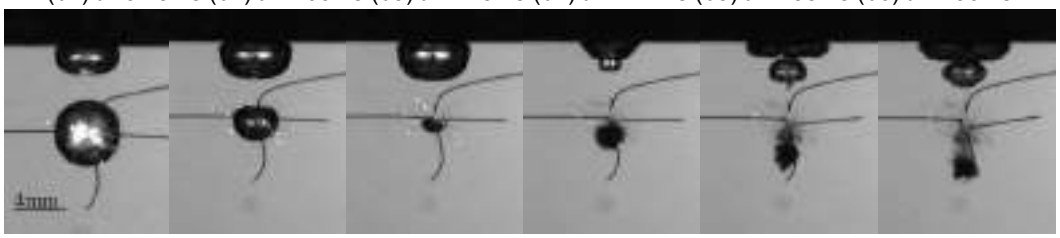
A. Collapsing bubble jet in a different direction



(a1) t =0.39ms (a2) t =0.68ms (a3) t =0.97ms (a4) t =1.26ms (a5) t =1.46ms (a6) t =1.65ms



(b1) t =0.75ms (b2) t =1.00ms (b3) t =1.25ms (b4) t =1.44ms (b5) t =1.88ms (b6) t =2.50ms



(c1) t =0.49ms (c2) t =0.78ms (c3) t =0.87ms (c4) t =1.16ms (c5) t =1.46ms (c6) t =1.75ms

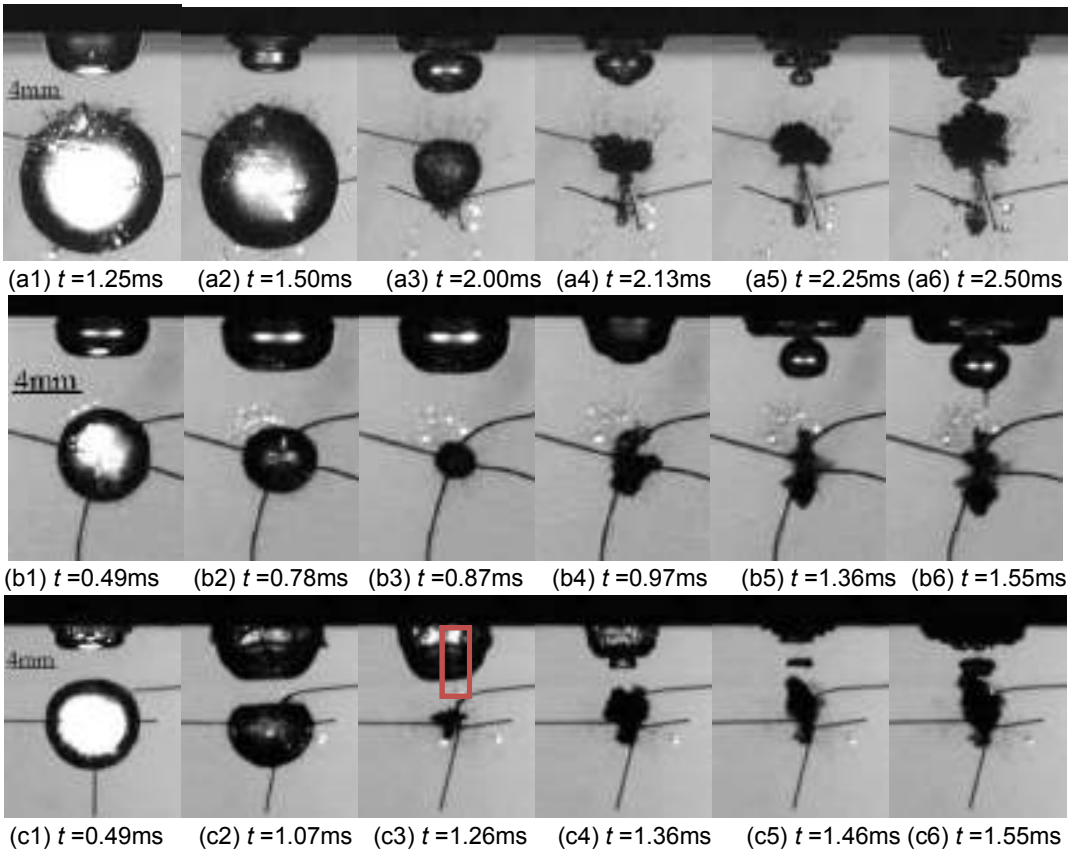
Fig2. Collapsing bubble (a) jet towards plate (γ_s = 2.87, V' = 2.70, V_e = 0.06 ml, R_m = 3.38 mm); (b) jet both-ways(γ_s = 2.87, V' = 2.70, V_e = 0.09 ml, R_m = 3.86 mm); (c) jet away from plate(γ_s = 2.46, V' = 1.40, V_e = 0.06 ml, R_m = 2.72 mm).

Three experimental cases with similar parameters (e.g., γ_s, V', and R_m) displaying different collapse jet directions are selected. These cases are presented in Figure 2 for comparison. Figure 2(a) shows a case of a cavitation jet towards the rigid wall. As seen from the images, this bubble takes the longest time to collapse, followed by Figure 2(b) and finally Figure 2(c). In these cases, the bubbles appear regularly spherical during the early expansion, allowing us to focus more on what happens after the bubble shrinks. Figure 2(a) illustrates the case where γ_s = 2.87 and V' = 2.70. The cavitation bubble expands non-spherically with its upper portion slightly compressed because of the neighboring air bubble and rigid plate until it reaches its maximum radius, R_m = 3.38 mm at t = 0.97 ms. A collapsed jet with a bubble cloud from the cavitation bubble towards the rigid plate is observed at t = 1.46ms.

Figure 2(b) illustrates the case of V' = 2.70 and γ_s = 2.87. The cavitation bubble expands from the creation of a spark to R_m = 3.86 mm at t = 0.75ms. A growing liquid jet from the bottom side of the air bubble directed towards the plate can be observed. As the cavitation bubble collapses, this liquid jet in the air bubble slowly develops into a water “channel” in contact with the rigid wall. The vapor cavitation bubble collapses at t = 1.25 ms. The cavitation bubble turns into two bubbly jet streams directed both towards and away from the plate and attached air bubble.

Figure 2(c) illustrates the case of V' = 2.70 and γ_s = 2.46. From the creation of a spark, a cavitation bubble expands as the air bubble first contracts until its first minimum volume at t = 0.49 ms. The cavitation bubble has a non-spherical, flattened top surface during the later stages of its expansion at t=0.78ms. The frames at t = 1.16 and 1.46 ms clearly show that this jet with a bubble cloud is directed away from the rigid plate. Upon the collapse of the cavitation bubble, the air bubble undergoes shape distortions, as evidenced at t = 1.16 ms.

B. Unstable characteristic of the attached air bubble



(a1) t =1.25ms (a2) t =1.50ms (a3) t =2.00ms (a4) t =2.13ms (a5) t =2.25ms (a6) t =2.50ms

(b1) t =0.49ms (b2) t =0.78ms (b3) t =0.87ms (b4) t =0.97ms (b5) t =1.36ms (b6) t =1.55ms

(c1) t =0.49ms (c2) t =1.07ms (c3) t =1.26ms (c4) t =1.36ms (c5) t =1.46ms (c6) t =1.55ms

FIG.3. The shape of the air bubble (a) multilayer (γ_s = 2.12, V' = 7.70, V_e = 0.07 ml, R_m = 5.05 mm); (b)not split(γ_s = 2.91, V' = 1.33, V_e = 0.06 ml, R_m = 2.67 mm); (c) central split (γ_s = 2.00, V' = 3.31, V_e = 0.06 ml, R_m = 3.62 mm).

In this section, we focus on evaluating the evolution of the attached bubble and select three representative cases. A top each frame lies a wall-attached air bubble, whereas the bottom of each frame shows the growth and collapse of a spark-generated cavitation bubble. Figure 3(a) illustrates the case of V' = 7.70 and γ_s = 2.12. When the vapor bubble contracts, the attached bubble is obviously layered at t=1.50 and 2.00ms. As the bubble collapses at t=2.13ms, the cavitation bubble is clearly stratified, and the air bubble undergoes distinctive shape oscillations after the collapse of the cavitation bubble at t=2.50ms.

Figure 3(b) shows the case of a cavitation bubble layered but not split with γ_s = 2.91, V' = 1.33, V_e = 0.06 ml, and R_m = 2.67 mm. Figure 3(c) illustrates the case of a cavitation bubble split with γ_s = 2.00, V' = 3.31, V_e = 0.06 ml, and R_m = 3.62 mm. It can be observed that, after the bubble bounces, the center of the attached vacuole is squeezed, and a sub-bubble is produced t=1.36ms (Figure 3(b)).

C. Change of jet direction

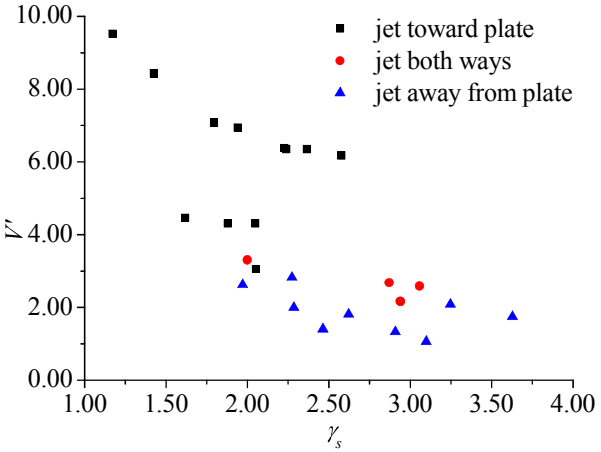


FIG.4. Dimensionless bubble volume ratio V' against dimensionless stand-off distance γ_s illustrating different cavitation bubble collapse jet directions.

Plotting V' against γ_s, as in Figure 4, the cases associated with upward jets like that in Figure 2(a) occur in the upper part of the figure where either V' is large. The cases associated with downward jets like that in Figure 2(c) occur on the lower side where V' is smaller and γ_s > 2.00. The neutral collapse region is between the above two regions[11]. For larger V' (V' > 2.00), the neutral collapse ends up with the bubble splitting into two parts. For a neutral V', the splitting cases generating two parts with approximately equal volumes can be described as “neutral splitting” cases, where a balance between exists repulsion of air bubble and Bjerknes forces.

IV. DISCUSSION AND CONCLUSION

This paper is concerned with bubble dynamics subject to a rigid boundary with an attached air bubble. Experiments were carried out to study bubble volume change, in a flow field without buoyancy. Some new features were observed and are summarized as follows, depending mainly on the dimensionless distance, γ_s, and dimensionless volume ratio, V'.

For a bubble oscillating above a horizontal rigid wall with an attached bubble, there are three types of behaviors analyzed: bubble collapse with a jet away from the wall when the volume of the spark bubble is similar to that of attached bubble; bubble collapse with a jet towards the wall when the Bjerknes force dominates; and neutral collapse causes jets both-ways. Based on the results, three regions were marked out on the γ_s - V' space corresponding to the three types of behaviours. We found that the direction of the jet flow below the boundary of the attached bubble changed substantially. Nonetheless, the dimensionless bubble volume ratio, V', is critical to determining the cavitation bubble collapse jet direction.

It is notable that from all our cases, none of the collapsing liquid jets from the cavitation bubble comes into contact with the rigid plate. The jets are either directed away from the plate or shielded by the attached air bubble. Hence, regarding protection of a rigid boundary from cavitation damage because of an impinging cavitation bubble collapse jet, the addition of an attached air bubble is shown to be effective under the parameters chosen in this study. Our results show that the recording of γ_s and V' in this system allows us to predict the directions of the cavitation bubble collapse jets. This has significance and implication in minimizing collateral damage to structures.

This project is supported by the National Natural Science Foundation of China (Grant No. 51609110; 51779110;51809122).

《Literature》

[1].Lauterborn W , Kurz T . Physics of bubble oscillations[J]. Reports on Progress in Physics, 2010, 73(10):106501.
[2].Blake J R , Gibson D C . Growth and collapse of a vapour cavity near a free surface[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2006, 111(111):123-140.
[3].Chahine G L. Interaction between an oscillating bubble and a free surface[J]. Journal of Fluids Engineering, 1977, 99(4): 709-716.
[4].Robinson P B , Blake J R , Kodama T , et al. Interaction of cavitation bubbles with a free surface[J]. Journal of Applied Physics, 2001, 89(12):8225-8237.

[5].J. R. Blake and D. C. Gibson, “Cavitation bubbles near boundaries,” Ann. Rev. Fluid Mech. 19, 99–123 (1987).
[6].J. R. Blake, P. B. Robinson, A. Shima, and Y. Tomita, “Interaction of two cavitation bubbles with a rigid boundary,” J. Fluid Mech. 255, 707–721 (1993)
[7].A.Shima, Y.Tomita, D. C.Gibson, et al. The growth and collapse of cavitation bubbles near composite surfaces[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1989, 203(203):199-214.
[8].A. Pain, B. H. T. Goh, E. Klaseboer, S. W. Ohl, and B. C. Khoo, “Jets in quiescent bubbles caused by a nearby oscillating bubble,” J. Appl. Phys. 111, 054912 (2012).
[9].R. H. Smith and R. B. Mesler, “A photographic study of the effect of an air bubble on the growth and collapse of a vapor bubble near a surface,” Trans. ASME, Ser. D 94, 933–942 (1972).
[10].Goh B H T , Ohl S W , Klaseboer E , et al. Jet orientation of a collapsing bubble near a solid wall with an attached air bubble[J]. Physics of Fluids, 2014, 26(4):042103.
[11].Cui P , Wang Q X , Wang S P , et al. Experimental study on interaction and coalescence of synchronized multiple bubbles[J]. Physics of Fluids, 2016, 28(1):012103.
[12].Zhang A M , Cui P , Cui J , et al. Experimental study on bubble dynamics subject to buoyancy[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2015, 776:137-160.

Shijie YUAN□Jiaxia WANG□Kun LIU□Yanchang ZHANG□Xiaolong BAI

Экспериментальное исследование колебаний пузырька вблизи жесткой границы прикрепленного пузырька

Аннотация. В этой статье рассматривается взаимодействие между кавитационным пузырьком и не колеблющимся пузырьком воздуха, прикрепленным к горизонтальной жесткой пластине, погруженной в воду с использованием низковольтной установки искрового разряда. В то время как поведение такого пузыря вблизи жесткой границы изучалось многими авторами, меньше внимания уделялось поведению такого пузырька воздуха, прикрепленного к жесткой границе. Результаты эксперимента суммированы на графике, который позволяет легко прогнозировать направление струй воды, вызванных коллапсом пузыря вблизи границы, прикрепленной к пузырю. Установлено, что отношение максимального объема колеблющегося пузырька к начальному объему прикрепленного к стене пузырька является важным параметром для определения направления струи.

Ключевые слова. Прикрепленный пузырь; скоростная фотография; струя; изменение громкости; пузырьковый щит.

ANALYSIS AND DESIGN OF MARINE UNMANNED SMALL-SIZED FLOATING MOTION CONTROL SYSTEM

XIE Yunping, GAO Tianmin, ZHANG Tao, ZHAO Zijian, GAO Chunfeng
School of Naval Architecture and Marine Engineering, Jiangsu University of Science and Technology, Jiangsu Zhenjiang 212003, China

Abstract: Based on the small floating body DC motor driven full-turn propeller and water jet pump, the MATLAB/SIMULINK simulation technology is used to design and simulate the DC motor governor, which basically solves the DC motor control problem. At the same time, the cruise positioning strategy is studied, and the two conditions of normal positioning and hovering positioning are analyzed to ensure that the small-sized floating body has good navigation and positioning functions.
Key words:small-sized floating motion; motor control design; sport control

Chinese maritime territories are vast and rich in marine resources, and it is a developing maritime power. As a new type of marine monitoring tool, buoy is an unattended monitoring system capable of automatic, fixed-point, timed and continuous telemetry of various environmental elements at sea, providing continuous, real-time and reliable in various complex marine environments. Marine observation data is one of the most reliable, effective and important means of ocean observation technology[1].

In this paper, the design and modeling of the propeller motor governor are carried out under the premise of the general arrangement of the unmanned small-sized floating body, the propeller and the motor selection. At the same

time, the cruise positioning strategy is studied, and the positioning conditions are analyzed to ensure that the small-sized floating body has good navigation and positioning functions.

1. Navigation and Positioning Control

1.1 Navigation Control

The small-sized floating type design of the floating body does not have the direction of automatic stability. To maintain the heading, it is necessary to continuously steer. For this design, the automatic rudder propeller integrated by the full-turn propeller can achieve directional stability of the floating body through the integration of certain algorithms.

The computer reduces the steering angle by a certain percentage according to the decrease of the heading angle deviation. When the heading deviation angle is zero, the steering angle should also be zero. However, under the action of inertia, the ship will continue to rotate in the opposite direction, so it is necessary to steer in the opposite direction. This is repeatedly oscillated and gradually attenuated under the damping of water. The most basic steering law is that the steering angle is proportional to the heading angle change and the angular velocity.Thus, under certain conditions, the floating body will have directional stability. However, the small-sized structure of the floating body and the small size, the heading error under the external load will be amplified, in order to eliminate the heading error caused by the floating body under the constant interference torque, an integral term needs to be added in the steering law. The design navigation control system is determined by the full-slewing thruster and integrates the traditional automatic rudder function and Kalman filter technology[2]. This method has been widely used in AUV, USV and small submarines because of its simple application[3].

1.2 Positioning Control

The application of dynamic positioning on ships has been extensive. The biggest difficulty is how to obtain the best angle of slanting, so that the position can be maintained with less thrust. Once the deviation is optimal, the slight deviation will result in a large thrust required for dynamic positioning, and even the possibility that the environmental interference force is greater than the maximum capacity of the propeller, resulting in the failure of the heading and the position of the ship. The design is small and equipped with a floating body full-rotation design, which eliminates the need to consider the slant angle, which simplifies the complicated calculations brought by various positioning control algorithms. Therefore, the positioning control directly simplifies the power torque control of the paired DC motor. The intuitive performance is the control problem of the DC motor speed. The key to the navigation and positioning control lies in the motor speed control system.

2. Motor Control Design

2.1 Motor speed principle

The selected DC motor is a brushless DC motor and belongs to a three-phase permanent magnet brushless DC motor. Its mechanical characteristics are similar to those of a DC motor[4]. In the full magnetic rated speed, the DC motor speed regulation belongs to constant torque speed regulation, that is, the torque is independent of the speed. The weak magnetic field exceeds the rated speed. When it is a constant power speed regulation, the higher the speed, the smaller the torque and the no change in power. In this design, the speed control system of the motor is realized by controlling the number of motor revolutions, that is to say, the speed control system is the most basic propulsion control system.

According to the working principle of the selected brushless DC motor and its mechanical characteristics, the mechanical equation of the DC motor can be obtained from the voltage balance equation and the induced electromotive force formula[5]□

$$n = \frac{U - IR}{C_e} \qquad \square 1.1 \square$$

In the formula, n is the number of revolutions□r/min□U is armature voltage□V□I is armature current□A□R is armature loop total resistance□ Ω ; C_e is electromotive force coefficient□V·min/r.

According to the formula of the speed formula of Equation 1.1, there are three theoretical methods for the speed regulation of DC motors□

(1) Change armature voltage

Keeping the magnetic flux Φ unchanged, changing the armature voltage U of the motor, the ideal no-load rotation number n_0 changes with the armature voltage, the slope of the mechanical characteristic curve is unchanged, will move up and down in parallel, and the number of revolutions n also changes. The method can realize large-scale smooth speed regulation under rated speed, and is the main speed regulation scheme of the current DC speed

regulation system, and the lower limit of the number of revolutions will be limited by the instability of low speed operation[6].For permanent magnet DC servo motors, this is the only way to regulate speed.If the armature current I is kept constant, the output torque T of the motor remains unchanged, so changing the armature voltage speed is constant torque speed regulation, generally used for constant torque load speed regulation[7].

（2）Weak magnetic speed regulation

Keeping the armature voltage U constant, weakening the magnetic flux Φ, the ideal no-load rotation number n_0 increases, and the slope of the mechanical characteristic curve increases. However, the weak magnetic speed regulation has a small speed range for ordinary motors, and is generally used only for speed regulation above the rated number of revolutions. If the governing current I does not change, the output power of the motor does not change, so the weak magnetic speed regulation is constant power speed regulation, generally used for constant power load.

（3）Change the resistance value

For ordinary DC motors, the series resistors in the armature circuit can only achieve step-level speed regulation, and the larger the resistance, the softer the mechanical characteristics, and the greater the energy dissipation, generally not used.

2.2 Speed control system construction

The speed control system is mainly composed of a DC speed governor, and the DC speed governor is a device for adjusting the speed of the DC motor. Generally, the principle of PWM (pulse width modulation) is adopted, and the DC motor speed is adjusted by controlling the DC voltage of the armature. At the same time, the DC motor gives a feedback current to the governor. The governor corrects the armature voltage output according to the feedback current and the speed of the DC motor, so as to adjust the motor speed and speed acceleration again. In general, controlling both speed and current is the basis for achieving a highly dynamic motor control system.

The speed regulator[8] is the leading regulator of the speed control system, which makes the speed n quickly follow the given speed n_{ref}, and uses the PI regulator to achieve no static difference;immunity to load changes.

The role of the current regulator (ACR): as a regulator of the inner ring, during the regulation of the outer ring of the speed, the current or torque T_e is closely followed by the change of its given current or torque T_{e-ref} (ie the output of the outer ring regulator); the anti-interference effect on the fluctuation of the battery voltage; when the motor is overloaded or even blocked, the maximum value of the armature current is limited, and the automatic protection is fast.

For the design of the speed control system, the all-digital double closed-loop control structure is shown in Figure 1.1, which not only improves the control accuracy, but also improves the flexibility of the whole system.

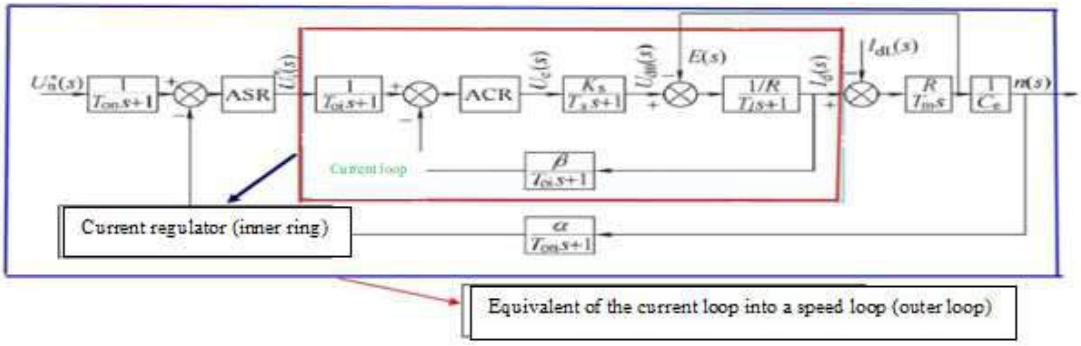


Fig.1.1 Block diagram of double closed loop control system

3. Motor Governor Design and Simulation

The mathematical model of the governor DC motor speed control system is established. At the same time, the control algorithm of the system is designed, including the inner loop current regulation and the outer loop speed regulator design. Then the control algorithm is simulated by Matlab/Simulink to prove its effectiveness.

3.1 Calculation of inherent parameters of the motor

Take the YP100-48V2.2-1200 DC motor selected in the above design to the three-phase bridge full-controlled rectifier circuit as an example. The motor parameters, the main parameters of the inherent part of the system, the various types of data and simple calculations are shown in Table 1.1 below:

Table. 1.1 Inherent parameters of motor system

parameter	Parameter value	unit
Rated power P_N	2.2	KW
Rated current I_N	50	A
Rated speed n_N	1200	r/min
Electromotive force constant C_e	0.132	V·min/r
Armature total resistance R	0.5	Ω
Thyristor amplification factor K_{tr}	40	-
Allow overload multiple	1.5	-
System time constant T_i	0.03	s
System time constant T_m	0.15	s
Current feedback coefficient β	0.133	V/A
Speed feedback coefficient α	0.0083	V·min/r

3.2 Time constant determination

The harmonic components contained in the current detection signal and the rotation speed detection signal cause the system to oscillate, so feedback filtering is required. The filtering step can suppress the harmonic components in the feedback signal, but at the same time it also brings the inertia effect to the feedback signal. In order to balance the effect of this inertia, a given filtering step of the same parameter is also added to the given input of the regulator. The current filter time constant T_{oi} generally takes 1ms-3ms, and the speed filter time constant T_{on} generally takes 5ms-20ms.Value: T_{oi} =2ms=0.002s T_{on} =10ms=0. 01s.The average delay time of the three-phase bridge full control circuit is τ_D =0. 00167s. Therefore, the current loop small time constant approximation is $T_{\Sigma i}$ =0.00167s.

3.3 ACR and ASR module settings

According to the above-mentioned time constant determination and the block diagram of the double closed-loop control system, the expressions of the membership functions of each module are expressed, and the parameter setting correction is performed for the ACR and ASR modules.

Generally, when the anti-interference performance requirements are not particularly strict, the ACR adopts the design of the I system[9]. Then the current regulator uses a PI regulator[10] whose transfer function is：

$$W_{ACR}(s)=\frac{K_i(\tau_i s+1)}{\tau_i s} \quad (1.2)$$

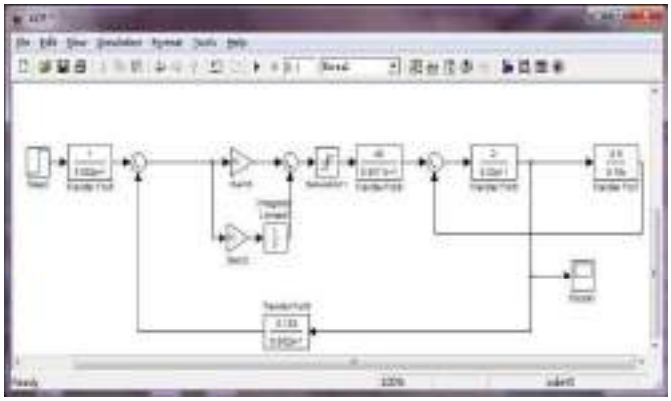


Fig.1.2 Schematic diagram of current regulator

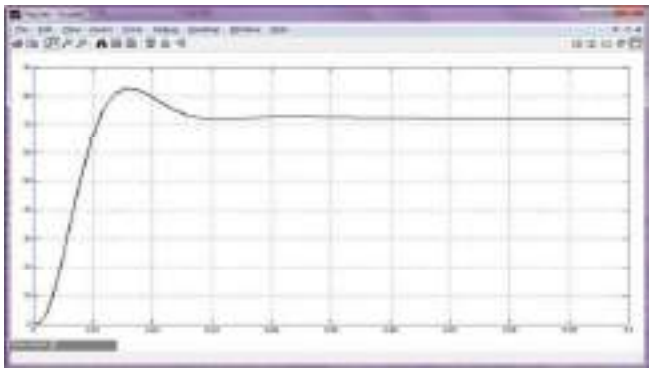


Fig.1.3 Simulation results of current loop

which is $$W_{ACR}(s)=K_i+\frac{K_i}{\tau_s}=K_i+\frac{K_p}{s} \quad (1.3)$$

According to the above system design, the current regulator has a lead time constant $\tau_i=T_i=0.03s$ and a current open loop gain $K_i=K_T/T_{\Sigma_i}=K_T/0.00367$ .The ACR transfer function values under different K_T values are obtained by debugging, and the simulation is performed in Matlab/Simulink and the simulation is performed.When K_T =0.5 is finally determined, the dynamic parameters of the system are the most reasonable, as shown in Figure 1.2.

Similar to the ACR setting, the speed loop has a small time constant $T_{\Sigma n}=1/K_i+T_{on}=0.01+0.0375/K_T$, where K_T is obtained by commissioning the current regulator, and finally K_T is taken as 0.5, then $T_{\Sigma n}=0.0174s$. Then the ASR transfer function is set to

$$W_{ASR}(s)=\frac{K_n(T_ns+1)}{T_ns}=K_n+\frac{K_{p2}}{s} \quad (1.4)$$

According to the third-order optimal system design, you can get $T_n=4T_{\Sigma n}$ =0.0696s K_n =11.25 K_{p2} =134.48.

3.4 Motor speed control system simulation

According to the above calculation results, the simulation model of Matlab/Simulink is established for the motor speed control system, and the model is simulated in the Matlab R2010 environment. The simulation models and results are shown in Figures 4.11, 4.12, 4.13 and 4.14.

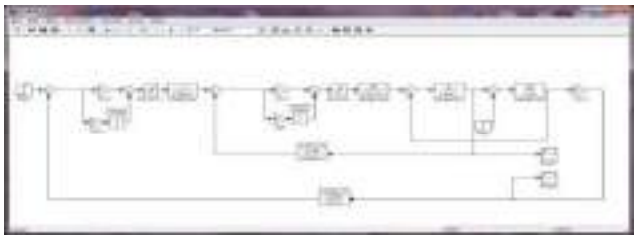


Fig.1.4 simulation model

Fig.1.5 Full load start

Fig.1.6 No-load start

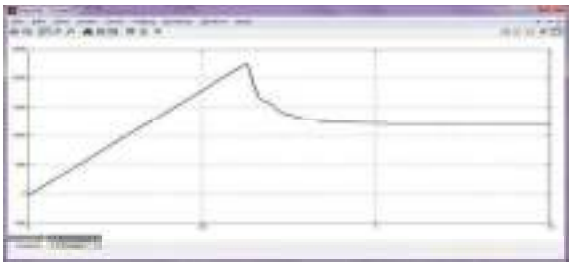


Fig.1.7 Simulation results of current loop

It can be seen from the simulation results that after the start of the working operation, the system can reach the steady state quickly after a short adjustment, and it can be stabilized instantaneously under full load and no load conditions, reflecting the current regulator and the speed regulation. The effectiveness of the design is based on the PI control algorithm. In the same way, the DC motor speed regulation of the water jet pump can also have better speed regulation performance under the motor governor, which can separately control the motor power output and generate different thrusts.

4. Cruise Control Strategy

The small-sized floating body of this design is automatically or manipulated to find the positioning point through the shipboard DPS and laser positioning system. In the process of finding the positioning point, the floating body needs to sail, and the control of the heading angle has been integrated into the propeller electric rudder, so the control of navigation is directly simplified to the research and analysis of its cruise control strategy.

The fixed-point cruise function is integrated into the small floating control system, and the fixed-point cruise function is the basis for other functions.Equipped with fixed-point cruise function, the small-sized floating body can automatically complete fixed-point acquisition, monitoring,patrol and fixed-point hover according to the coordinate position set by the mother ship.

Due to the delay of remote communication and the delay of device response, the design of the mother ship console and the manual control box are only responsible for the setting of the cruise point, the coordinate transfer of the cruise point and the automatic cruise control, and the automatic fixed-point suspension command. The internal calculation is integrated in the floating body PC104 machine.

After the cruise point setting is completed in the mother ship monitoring software, it is sent to the floating body control system software through wireless transmission and the floating body automatic cruise function is activated. After receiving the command, the floating body system sets the yaw position and coordinate position through the minimum rotation angle for analysis and calculation, and finally sends the rotation angle and power information of the slewing rudder propeller to the control PLC to control the thrust output of the propeller.

In this design, the small-sized floating body is a rotating body, and its outer shape increases the stability while weakening the navigation control performance, so the full-turn propeller is configured as the propulsion power. Such a configuration can make up for the control problem caused by the unclear position of the heading. We can think that the floating body has no heading, and it can be said that any direction is a direction. The schematic diagram of the autonomous navigation strategy is shown in Figure 1.8 below. The specific steps of the strategy are as follows:

（1）The position of the slanting position is set for the positioning point, and the connection between the center of the floating body and the target point is the heading position, with the geocentric coordinate as the origin, and the full-turn propeller is rotated through the corresponding angle□

（2）After the propeller adjusts the direction of travel, the propeller propeller works to push the small-sized floating body toward the center of the positioning□

（3）Under the influence of inertia and external load during the forward process, the track will be offset, which requires multiple fine-tuning of the heading position, so that the navigation offset can be smaller and smaller. Based on the improved PID control technology, it is finally possible to reach the positioning center position or the vicinity of the center position□In actual operation, the floating body reaches the positioning circle 1 and is regarded as reaching the positioning center position□.

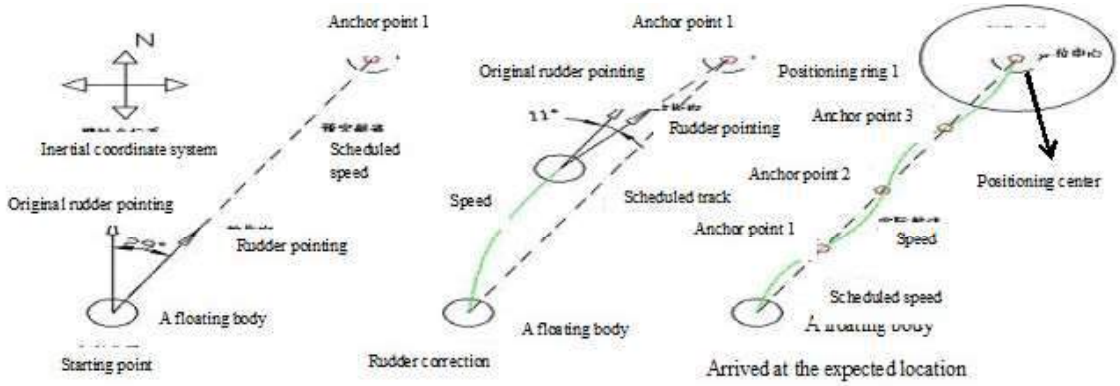


Fig.1.8 Autonomous Cruise Control Strategy

5. Positioning Thrust Control Strategy

The positioning function of the small floating body is one of its main functions. The basic navigation function of the floating body also serves the automatic positioning. The unmanned lifting of the floating body can be realized based on the positioning control of the small floating body.Small floating body positioning is divided into two types of working conditions: normal positioning and precision positioning. According to the required precision, different positioning systems are selected and different control strategies are implemented, which is beneficial to improve the continuous navigation capability and continuous working ability of the small-sized floating body.

5.1 Ordinary positioning condition

The general positioning condition adopts the integrated navigation and positioning function of the Beidou system, and the Beidou satellite system far exceeds other satellite systems in point density[11]. For this design, the general positioning condition belongs to the basic positioning, and the rice-level civil basic positioning using Beidou satellite is enough, and the corresponding positioning accuracy is about 5 meters. Ordinary and positioning conditions are used for daily cruising and positioning of floating bodies, with high degree of automation, and have certain mobility

capabilities, which can function as temporary channel command. The positioning control strategy is shown in Figure 1.9 below. The specific implementation steps are as follows:

（1）Through the propeller power buckling, the floating body is away from the mother ship, and the position of the propeller rudder angle is continuously adjusted, and after entering the required positioning monitoring circle 1, the drifting is stopped.

（2）Not only during the drifting period, the monitoring equipment carried by the floating body needs to work uninterruptedly, and the navigation and positioning system also pays close attention to the position of the floating body. After a period of downtime drifting, the floating body deviates from the area 2 of the positioning point, that is, the floating body has exceeded the predetermined monitoring area. Then the power system of the floating body is turned on, and the dynamic positioning is performed by calculating the deviation position.

（3）The thrust and direction are controlled by the full-turn propeller. When the floating body reaches range 1 of the specified positioning point, the drifting is stopped, and the cycle is repeated to achieve the ordinary level positioning function

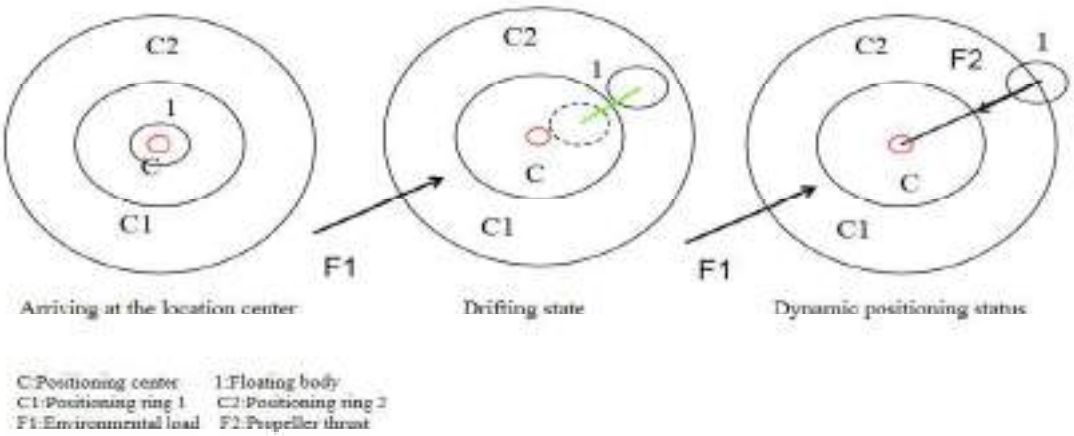


Fig.1.9 General positioning control strategy

5.2 Hover positioning condition

Due to the versatility of the small-sized floating body, it is required to have a function of automatically hovering at sea during design. In a still water environment, the floating body's own thrust and external load form a dynamic balance to enable the floating body to reach a hovering state. The automatic hovering involved in this article is a power hover, similar to a drone that automatically hover in the wind. Because the design is equipped with a meter-level Beidou navigation and positioning system and a laser positioning system, the positioning accuracy of the floating body is limited when the mother ship is away from the floating body to a certain distance. Therefore, for this design hover positioning is divided into two types: precise hover positioning and random hover positioning.

The small-sized floating body uses a random hover when working away from the mothership alone. Precise positioning hover relies on a high-precision laser positioning system that complements the Beidou navigation and positioning system to accurately determine the distance and position of the floating body, and can guide the floating body to accurately hover.

In order to achieve hovering, the design refers to a utility model patent for unmanned automatic positioning of the floating body, and a set of three-jet water jet propulsion pump is determined in the overall design. Considering the fixedness of the spout, the thrust generated by the three nozzles at an angle of 120 degrees is adjustable, and the thrust vector generated by the spout can be dynamically balanced with the external wind and wave load. The principle of three-force balance makes the unmanned floating body Ability to position quickly and accurately. Figure 1.10 below is a schematic diagram of hover positioning.

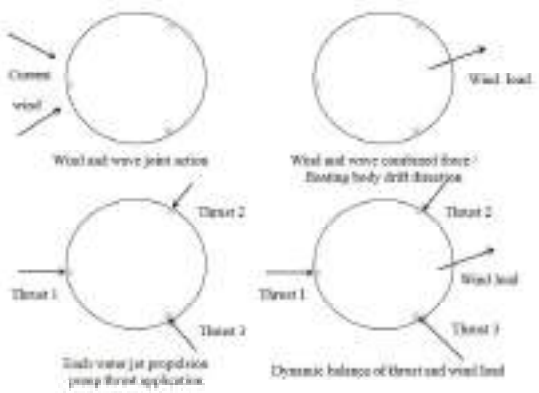


Fig.1.10 Hover positioning strategy

6. Result

In this paper, the principle design of the offshore dynamic positioning system is carried out according to the requirements of use. According to the speed control of the floating body, the control principle is expounded, and the MATLAB/SIMULINK modeling and simulation is carried out for the propeller motor governor. The results show that the speed control system can make it have good speed regulation performance. At the same time, the cruise positioning strategy is studied to analyze the positioning conditions. The results show that the small-sized floating body has good navigation and positioning functions, and it is the basis for realizing the unmanned recycling of the floating body.

References

[1] Wang Hao.Overall design and calculation analysis of deep sea buoys[D]. Harbin Engineering University, 2012.
[2] J.Javadi-Moghaddam, A.Bagheri.An adaptive neuro-fuzzy sliding mode based genetic algorithm control system for under water remotely operated vehicle[J].Expert Systems With Applications,2009(1):647-660.
[3] Liu Kefeng,Lian Lian,Cao Junliang,Wang Qiuzhi.ROV Control Simulation Based on Fuzzy PID Method[J].Journal of Jiangsu University of Science and Technology (Natural Science Edition) . 2015 (01):70-75.
[4] Lei Xiaoshuang,Liu Hao,Zhang Huijie.Simulation Analysis of Start-up DC Motor Based on MATLAB[J].Electronic Technology and Software Engineering□2016 (16):78-79.
[5] Tang Yunmu,Shi Nai.Electrical engineering[M].Beijing□China Electric Power Press,2010.
[6] Zhang Dongli.DC drag control system[M].Beijing□Mechanical Industry Press□2004.
[7] Li Ning,Liu Qixin.Motor automatic control system[M].Beijing□Mechanical Industry Press□2003.
[8] Chen Boshi.Electric drag automatic control system[M].Beijing□Mechanical Industry Press□2010.
[9] Li Yong.Selection of open loop gain for typical I-type systems[J].Journal of Neijiang Teachers College□2004(02):19-22.
[10] Zuo Huaishan.DC motor double closed loop speed control system[J].Electronic production□2013(04):170.
[11] Zhang Lei.Design and Implementation of Vehicle Terminal System Based on Beidou Navigation[D].Xi'an University of Architecture and Technology.2016.

XIE Yunping, School of Naval Architecture and Ocean Engineering, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang, China, +8613605288539, (e-mail:xyp_ecsi@163.com).
GAO Tianmin, School of Naval Architecture and Ocean Engineering, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang, China, +8618796087738, (e-mail: just_gtm@hotmail.com).
ZHANG Tao, School of Naval Architecture and Ocean Engineering, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang, China,(e-mail:490323842@qq.com).
ZHAO Zijian, School of Naval Architecture and Ocean Engineering, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang, China,+8615670025851, (e-mail:806466309@qq.com).
GAO Chunfeng, School of Naval Architecture and Ocean Engineering, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang, China,+8618362217151,(e-mail:541262893@qq.com)

INFLUENCE OF DIFFERENT INSTALLATION POSITIONS OF KEEL ON THE RESISTANCE PERFORMANCE OF PILOT BOAT

Yu Xingpeng Guan Yifeng

(School of Naval Architecture & Ocean Engineering, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang 212003, China)

Abstract Considering that the pilot vessel needs to be equipped with keel keel, pressure wave board and other attachments due to the ship's characteristics and improved navigation performance, these attachments have a greater impact on the total resistance of the hull. Since the bilge keel is widely used as the anti-rolling device for various types of seagoing vessels, its installation position has certain influence on the ship's resistance and anti-rolling performance. In this paper, the ship's resistance test and numerical calculation method are used to compare the resistance performance of the keel with different positions on a 16m pilot ship. That is, when the resistance is relatively small, the proper installation position of the keel is determined to achieve the best. Sailing effect. And verify the reliability of the calculation method and the specific impact of the keel on the total resistance performance.

Key words: pilot boat; bilge keel; ship model test; ship resistance

0 Preface

Pilotage is an important guarantee for port security and an important component of the smooth entry and exit of ships. As a important tool for pilotage, the pilot boat's resistance performance is directly related to its own piloting capacity and the crew's personal safety. Therefore, the resistance performance of the pilot vessel should be highly valued. At present, the resistance calculation method mainly includes two methods: model test and numerical calculation. However, although numerical calculations have developed rapidly in recent years, the theoretical calculation results and whether the design of new ship types can achieve the expected results require ship model tests to verify. Therefore, ship model test is still the most common and effective method for ship performance research[1].

In order to improve the ship's anti-wave performance when sailing in heavy winds and waves, and reduce the six-degree-of-freedom movement of the hull, especially the roll motion, various active or passive anti-rolling measures are usually adopted in the design, including the setting of the keel and the anti-rolling Fins, anti-rolling water tanks, rudder rudders, and combined anti-rolling and rudder fins of fin stabilizers and anti-rolling tanks [2]. Among them, the keel keel is widely used, and the keel keel is fixedly installed in the hull of the hull. The keel is mainly used to reduce the rolling damping by changing the pressure difference between the front and back of the keel plate and changing the surface pressure distribution of the hull. The anti-rolling effect is not affected by the speed [3]. At present, it is not possible to design the shape and size of the bilge keel with a complete theoretical calculation method, mainly relying on the ship model test or empirical formula as the basis.In 2012, Ganshui from Shanghai Waigaoqiao Shipbuilding Co., Ltd. carried out structural design and installation research on the conventional bulk carrier and oil tanker, and gave the typical structure, component size and design requirements of the bilge keel. The material requirements of the keel and the details of the structure and the installation and positioning requirements, especially the requirements of the end are discussed in detail [4]; Fu Jiangyan, Chen Yu and others of the China Ship Research and Design Center in 2015 added The influence of keel on the hydrostatic resistance of a thousand-ton deep V-type ship was studied in depth, and the numerical simulation calculation was carried out to compare the hydrostatic resistance test. The test results show that the hydrostatic resistance increase after the installation of the keel of the thousand-ton deep V ship type Not more than 5% [5]; Fang Advanced et al. conducted a resistance performance analysis of a medium-high speed fishery vessel with a keel keel attached, and verified the reliability of the calculation method and various pairs of pairs by comparing the calculation results with the ship model test results. The specific impact of total resistance performance [6].

In this paper, we focus on the relative position of the keel keel arrangement, the impact on the rapidity of the pilot vessel, that is, the drawing data and test requirements of a 16m pilot vessel, and complete the ship model resistance test under various conditions. The total resistance measured by the bare hull ship model test is compared with the calculated results to verify the reliability of the forecasting method. By analyzing the Reynolds number of the ship and its Froude number, according to the ship's line type and the performance of the ship, the ship model under the corresponding scale ratio was made, and the ship model test was carried out in the laboratory.

In this paper, we focus on the relative position of the keel keel arrangement, the impact on the rapidity of the pilot vessel, that is, the drawing data and test requirements of a 16m pilot vessel, and complete the ship model resistance test under various conditions. The total resistance measured by the bare hull ship model test is compared with the calculated results to verify the reliability of the forecasting method. By analyzing the Reynolds number of the ship and its Froude number, according to the ship's line type and the performance of the ship, the ship model under the corresponding scale ratio was made, and the ship model test was carried out in the laboratory. The hull simulation

results of the keel keel were compared with the bare hull simulation results to study the specific effects of the bilge keel on the total resistance performance. Through the mesh refinement and the addition of the boundary layer, the influence of the keel keel on the resistance is captured, and it is used as a means for the analysis and optimization of such sheet attachments in the early stage.

1 Basic method of resistance conversion

1.1 The basic idea of the ship model resistance conversion method

The purpose of the ship model resistance test is mainly to convert the ship model resistance obtained from the test to the total hydrostatic resistance or effective power of the actual ship. There are two main conversion methods: one is Fu Zide's algorithm (two-times algorithm), and the other is three-times algorithm (1+k), which is due to the Fu-German method. The combination of two different kinds of forces is not only theoretically inappropriate, but also practical, especially for the mast ship, the friction coefficient is negative. Therefore, this paper mainly uses the second method for ship model. Resistance conversion [7].

In the treatment of several resistance components by the three-factor conversion method, the cohesive resistance and the frictional resistance are combined into the viscous resistance and related to the Reynolds number; the wave-making resistance is related to the Fu-De number; according to the ship model test results, the cohesive resistance is considered. The ratio of the coefficient to the frictional resistance coefficient is a constant k, then□

$$k=C_{pv}/C_f \text{ or } 1+k=C_v/C_f \qquad \square 1\square$$

Where k is called the shape factor and (1+k) is the shape factor, which is only related to the shape of the hull.

1.2 Resistance conversion relationship of three-dimensional conversion method

Ship model total drag coefficient:

$$C_{Tm}=\frac{R_{Tm}}{0.5\rho_m S_m V_m^2} \qquad \square 2\square$$

$$C_{wm}=C_{Tm}-(1+k)C_{Fm} \qquad \square 3\square$$

$$C_{Fm}=\frac{0.075}{(\lg R_{em}-2)^2} \qquad \square 4\square$$

$$R_{em}=\frac{V_M L_{WL}}{\nu_m} \qquad \square 5\square$$

$$\Delta C_F=\left[105\left(\frac{K_S}{L_{WL}}\right)^{1/3}-0.64\right]\times 10^{-3} \qquad \square 6\square$$

Total ship's total drag coefficient:

$$C_{TSb}=\frac{S+S_{bk}}{S}[(1+K)C_{FS}+\Delta C_F]+C_{wm}+C_{AA} \qquad (7)$$

Total resistance of the actual ship:

$$R_{TS}=0.5C_{TS}\rho_S S_S V_S^2 \qquad (8)$$

Effective power:

$$P_E=\frac{R_{TS}V_S}{1000} \qquad (9)$$

In the formula: C_{Tm} :Total resistance coefficient of the ship model; R_{Tm} :Total resistance of the ship model; ρ_m :Pool water density; S_m :Wet surface area of ship model; V_m :Ship model speed C_R :Residual drag coefficient; C_{Fm} :Ship model friction coefficient; R_{em} :Ship model Reynolds number; L_{WL} :The ship model water line is long; ν_m :The coefficient of motion viscosity of the pool water; K_S :The surface roughness of the hull can generally be taken as 150×10^{-6} m; $C_{AA}=0.001\frac{A_T}{S_S}$ A_T :The theme above the ship's waterline and the projected area of the

superstructure on the middle cross section; S_S :Solid ship wet surface area; ρ_S :Actual seawater density here takes 15°C seawater density S_S :Solid ship wet surface area V_S :Actual ship speed.

2 Pool model test study

2.1 Introduction of main parameters and model making

The ship model of the 16m pilot ship is wood, the surface is painted and polished, and it is smooth and smooth. The ship model is equipped with a keel, and a squirt wire (φ=1mm) is installed at the L/20 from the bow. After inspection and acceptance, the model processing accuracy is in line with the requirements of the machining accuracy of the model in the guidance technical documents of China National Shipbuilding Corporation CB/Z239-89. The parameters of the ship model and the actual ship [8] are shown in Table 1.

Table 1 Ship's main scale and ship model parameters

Main scale and its parameters	symbol	unit	model	Real ship
Total length	Loa	m	1.9	15.6
Water line length	Lwl	m	1.875	15
Type width	B	m	0.512	4.1
Design draught	T	m	0.11875	0.95
Wet surface area	S	m	1.33	85.7
Scale ratio	λ		8	

The tank model test model of the pool is shown in Figure 1.

Figure 1 Basin boat model test model

2.2 Model test plan

Considering the feasibility of the project, the lateral installation position of the keel is as close as possible to the angle line. In this paper, three keel schemes are designed according to the installation position and height of different ribs of the hull. Scheme 1 (light body + attached body #11-#19), scheme 2 (light body + attached body #12-#20), scheme three (light body + attached body #12-#20, based on scheme 2 To the bottom of the ship, 140mm down) to analyze its resistance performance. The location of the design keel is shown in Figure 2.

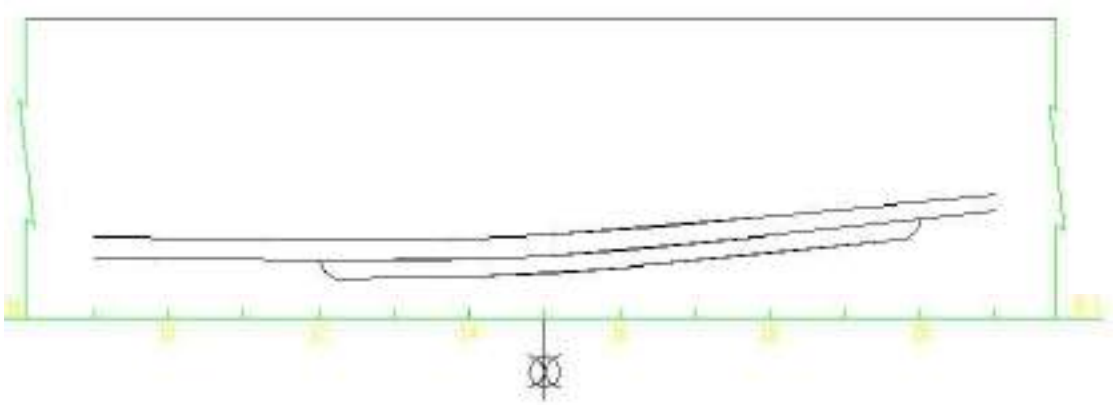


Figure 2 shows the location of the bilge keel

In this test, three different positions of the keel installation scheme were set up, which were towed at a design speed of 2.18 m/s, and the resistance meter values were recorded. According to the test requirements, the detailed test plan is shown in Table 2.

Table 2 specific plan for ship model resistance test

Experimental state	test	model
1	Resistance test	Light body
2	Resistance test	Light body + attached body (#11-#19: Option 1)
3	Resistance test	Light body + attached body (#12-#20: Option 2)
4	Resistance test	Light body + attached body (#12-#20: Option 3)

3. Numerical calculation and result analysis

3.1 Calculation and verification of bare hull resistance

According to the main parameters of the pilot vessel and the ship model scale ratio during the pool test, the modeling and boundary conditions (including model size, calculation domain size, water temperature, center of gravity position, etc.) are calculated according to the test environment of the pool model test during the simulation. Combining the characteristics of medium- and high-speed ship navigation, meshing is introduced, and multi-degree-of-freedom coupling calculation is introduced, taking into account the drag effect caused by navigation trim and heave. The specific division of the hull model grid [9] is shown in Figure 3 and Figure 4.

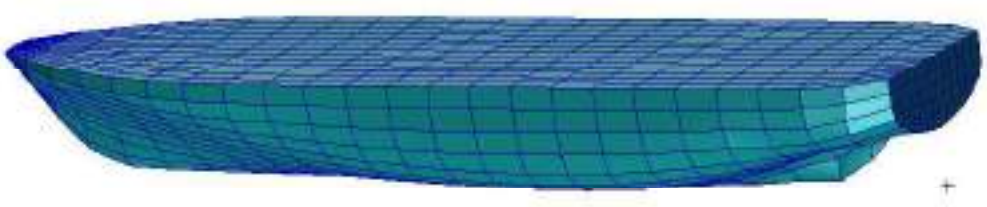


Figure 3 hull model grid specific division

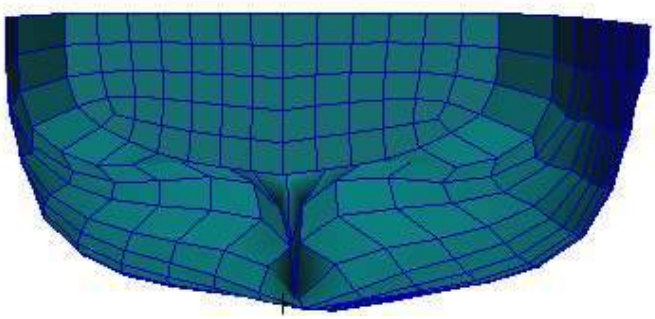


Figure 4 Ship's mesh division

At a scale ratio of 1:8, corresponding to the pool water density of 1000, the ship's wet surface area of 1.339, the pool water's kinematic viscosity coefficient of 0.014, and the ship's waterline length of 1.875, $C_{AA} = 0.001\frac{A_T}{S_S}$,the boat model pool resistance is obtained for the ship's mode light. In the test, according to the range of the test speed of the pool, the range of 4 to 23 kn of the actual ship is selected, and 11 speeds are selected in the middle to simulate the total hull resistance. The calculation results and the comparison with the pool test are shown in Table 3.

Table 3 Comparison of calculation results with pool test

Actual ship speed	Model speed	Fr	Simulated resistance	Test resistance	error%
4.6	0.45	0.104	0.078	0.076	-2.6%
8.1	0.8	0.186	1.421	1.495	4.9%
19.86	1.95	0.45	24.36	25.73	5.3%
20.36	2	0.466	26.96	28.75	6.2%
20.87	2.05	0.478	28.56	31.05	8.0%
21.38	2.1	0.489	30.86	33.71	8.5%
21.89	2.15	0.499	33.72	37.22	9.4%
22.2	2.18	0.508	36.03	39.86	9.6%
22.6	2.22	0.517	37.96	42.1	9.8%
22.91	2.25	0.524	40.45	45.02	10.2%
23.22	2.28	0.532	42.69	47.83	10.7%

It can be seen from Table 3 that the results of the numerical simulation and the total resistance of the pool test are basically consistent in the overall trend, and the errors are all within 10%. However, in general, the numerical results are generally lower than the pool test results, and as the speed increases, the error gradually increases. The reason for the analysis may be that the pool is added to the stern during the tank test, and the default wall roughness is used for numerical simulation [10].

3.2 Analysis of resistance performance of bilge keel

According to the actual ship's main scale and ship model parameters, the keel is added to the original bare hull at different positions to establish a model for mesh division as shown in Fig. 5.

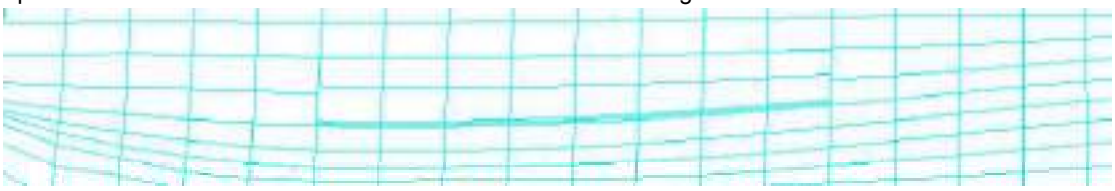


Figure 5 keel meshing

In the original bare hull ship model, the keel was added to carry out the ship model test. The total resistance result and the original bare hull total resistance are shown in Tables 4, 5 and 6.

Table 4 Calculation results of resistance test of ship model in the case of light body with body (#11-#19: Option 1)

Serial number	Actual ship speed V_s	Model speed V_m	Fr	Bare hull resistance / N	Belt keel resistance / N	Resistance increase / N	Resistance increase percentage %	PE (KW)
1	4.60	0.45	0.104	0.076	0.085	0.009	11.84	0.223
2	8.10	0.80	0.186	1.495	1.65	0.155	10.37	4.748
3	19.86	1.95	0.450	25.73	28.22	2.49	9.68	97.490
4	20.36	2.00	0.466	28.75	31.18	2.43	8.45	112.94
5	20.87	2.05	0.478	31.05	33.87	2.82	9.08	128.46
6	21.38	2.10	0.489	33.71	36.92	3.21	9.52	140.47
7	21.89	2.15	0.499	37.22	40.94	3.72	9.99	154.33
8	22.20	2.18	0.508	39.86	43.99	4.13	10.36	167.85
9	22.60	2.22	0.517	42.1	46.56	4.46	10.59	180.26
10	22.91	2.25	0.524	45.02	49.53	4.51	10.02	194.52
11	23.22	2.28	0.532	47.83	52.92	5.09	10.64	210.30

Table 5 Calculation results of resistance test of ship model in the case of light body with body (#12-#20: plan 2)

Serial number	Actual ship speed V_s	Model speed V_m	Fr	Bare hull resistance / N	Belt keel resistance / N	Resistance increase / N	Resistance increase percentage %	PE (KW)
1	4.60	0.45	0.104	0.076	0.085	0.009	11.84	0.22
2	8.10	0.8	0.186	1.495	1.661	0.166	11.10	4.80
3	19.86	1.95	0.45	25.73	28.52	2.79	10.84	99.81
4	20.36	2.00	0.466	28.75	31.93	3.18	11.06	115.25
5	20.87	2.05	0.478	31.05	34.59	3.54	11.40	130.43
6	21.38	2.1	0.489	33.71	37.24	3.53	10.47	143.46
7	21.89	2.15	0.499	37.22	40.83	3.61	9.70	158.24
8	22.2	2.18	0.508	39.86	43.74	3.88	9.73	171.34
9	22.6	2.22	0.517	42.1	46.25	4.15	9.86	184.02
10	22.91	2.25	0.524	45.02	48.85	3.83	8.51	198.59
11	23.22	2.28	0.532	47.83	51.97	4.14	8.66	214.38

Table 6 Calculation results of resistance test for ship model in the case of light body with body (#12-#20: option 3)

Serial number	Actual ship speed V_s	Model speed V_m	Fr	Bare hull resistance / N	Belt keel resistance / N	Resistance increase / N	Resistance increase percentage %	PE (KW)
1	4.6	0.45	0.104	0.076	0.083	0.007	9.21	0.214
2	8.1	0.8	0.186	1.495	1.64	0.145	9.70	4.25
3	19.86	1.95	0.45	25.73	28.01	2.28	8.86	89.706
4	20.36	2	0.466	28.75	31.27	2.52	8.77	110.69
5	20.87	2.05	0.478	31.05	33.29	2.24	7.21	125.16
6	21.38	2.1	0.489	33.71	36.37	2.66	7.89	136.44
7	21.89	2.15	0.499	37.22	39.9	2.68	7.20	150.07
8	22.2	2.18	0.508	39.86	42.29	2.43	6.10	163.28
9	22.6	2.22	0.517	42.1	44.29	2.19	5.20	176.4
10	22.91	2.25	0.524	45.02	47.15	2.13	4.73	190.28
11	23.22	2.28	0.532	47.83	50.35	2.52	5.27	204.17

It can be seen from Tables 4, 5 and 6 that the total resistance of the whole ship after the increase of the bilge keel will increase accordingly, and the increase of the value of the scheme 3 is about 6% near the design speed. In addition, as the speed increases, the resistance increase due to the keel keel will gradually increase, but the proportion of the resistance increase in the total resistance gradually decreases [11]. Three different keel installation location schemes, scheme 3 has the least resistance and is relatively stable, which is 3% and 4% less than scheme 1 and scheme 2 respectively. Therefore, the ship scheme selects the keel installation position of scheme 3. According to the preliminary analysis, in the case of reasonable design of the keel keel, it will not have a greater impact on the pressure distribution and wave propagation on the hull surface. The effect on the total resistance is mainly to increase the frictional resistance of the hull.

The ship model resistance and the actual ship effective power curve under different conditions are shown in Figures 6 and 7.

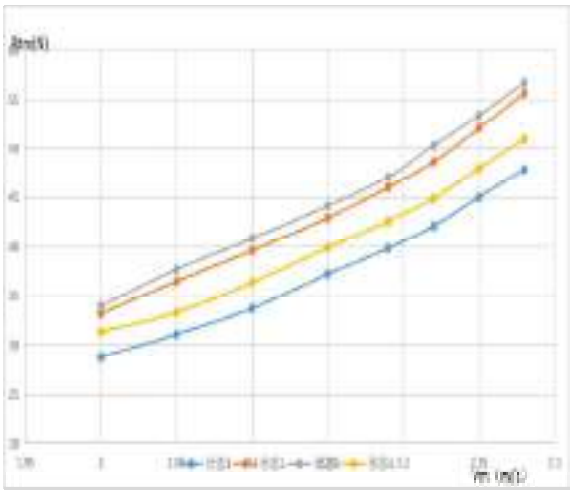


Figure 6 Ship model resistance curve

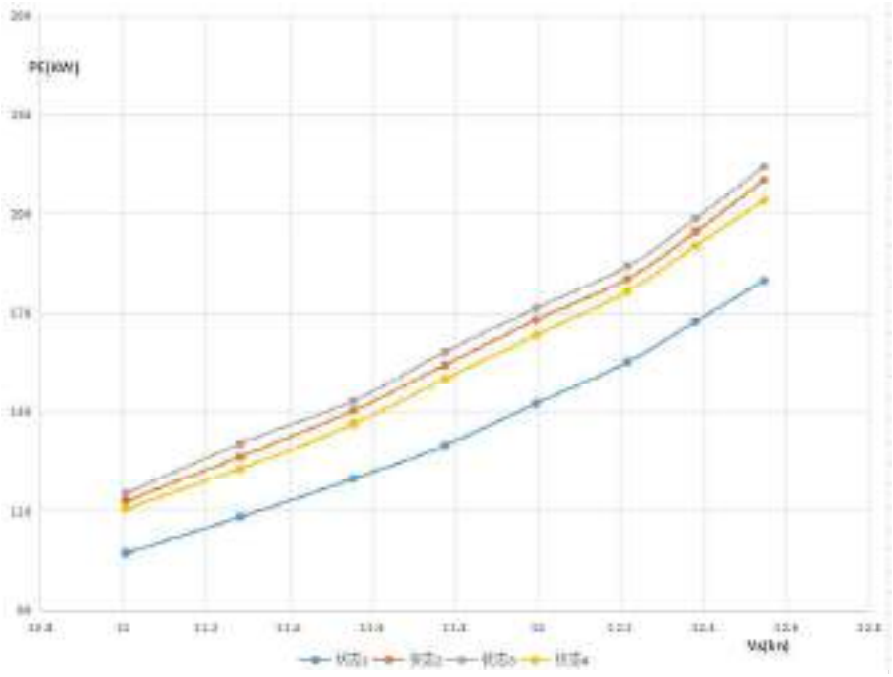


Figure 7 actual ship effective powcurve

The optimal installation position of the keel obtained by the above test analysis is shown in the third scheme of Fig. 8.

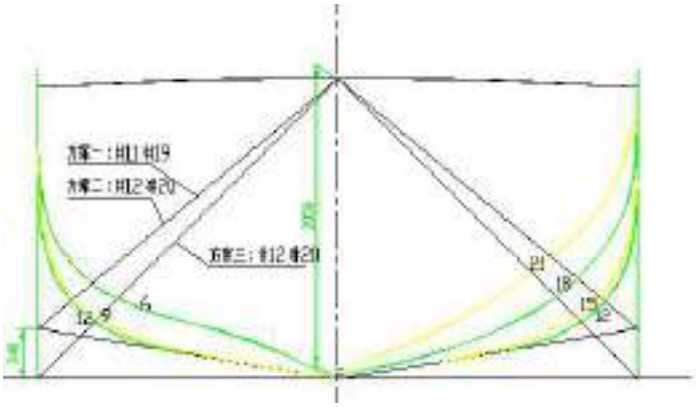


Figure 8 keel installation location

4 Conclusion

In this paper, through the ship model pool test and numerical calculation, the resistance performance of the ship model and the actual ship with the keel are compared and analyzed. According to the test and calculation data, the results are as follows:

1) By comparing the results of numerical simulation with the total resistance of the pool test, the overall trend is basically the same, the error is within 10%, but the result of the pool test is slightly larger than the numerical calculation due to the increase of the torrent in the bow during the pool test. Results: Compared with the original flawless keel scheme, the resistance of the preferred scheme is slightly increased. Corresponding to the design speed of the actual ship, the hydrostatic resistance of the preferred scheme is increased compared with the original flawless keel scheme, and the resistance increase value is less than 6% Rtm.

2) Through the comparative analysis of three different keel installation position schemes, the scheme 3 has the least resistance, which is 3% and 4% less than scheme 1 and scheme 2 respectively. Therefore, the ship plan selects the keel keel installation position of scheme 3.

3) The analysis results of the typical bilge keel on the hull resistance performance are representative, and can be used as a reference for the design of such medium and high speed speedboat keel. However, the influence of parameters such as the shape and angle of the same keel on the resistance has not been analyzed in depth, and further research is needed in the follow-up work. The research on the layout method of the keel keel expands the means for the ship industry to solve related problems and has certain academic significance.

References

[1] Yu Xiangsan, Chen Zeliang, Lou Liangen et al. Ship performance experiment technology [M]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University Press, 1991.

[2] Yang Hui, Song Jinlong. Introduction and development trend of ship anti-rolling method [J]. Jiangsu Ship, 2007 (5): 55-58.

[3] Jin Hongzhang, Zhao Weiping. Research on comprehensive anti-rolling system for large ships [J]. China Shipbuilding, 2005 (2): 88-92.

[4] Ganshui comes. keel structure design and installation research [J]. Ship Engineering, 2012 (2): 27-55.

[5] Fu Jiangyan, Chen Yu, Ge Huixiao. The effect of adding 舭 keel on the hydrostatic resistance and roll motion of a thousand-ton deep V ship [J]. Chinese Ship Research, 2015, 10(5) : 22-26.

[6] Fang advanced, Zhu Renchuan, Xu Wenshan and so on. Analysis of resistance performance of a medium-high speed fishery ship [J]. Ship and Sea Engineering, 2016, 45 (6): 11-14.

[7] Ansys inc. ANSYS FLUENT User's Guide(12.0)[Z]. 2010.

[8] Sun Changlong. Determination of main parameters of ship model towing pool [J]. Journal of Wuhan Institute of Water Transport Engineering, 1981 (2): 102-107.

[9] Qiu Yunming, Deng Rui. Research on mesh division method in ship resistance calculation [J]. Ship Engineering, 2013, 35(1) : 13-15.

[10] Yang Jianmin, Xiao Longfei, Sheng Zhenbang. Marine engineering hydrodynamic experimental study [M]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University Press, 2008.

[11] Xu Hui, Chen Li, Qin Jiangtao. Study on the influence of different combinations of fin stabilizer and keel keel on ship rapidity [J]. Transportation Science and Engineering Edition, 2013, 37(4): 43-63.

Підсекція. 2.3.
КОНСТРУЮВАННЯ ТА МІЦНІСТЬ СУДЕН

УДК 629.5

ДОСЛІДЖЕННЯ АДГЕЗІЙНОЇ МІЦНОСТІ АНТИТИОБРАСТАЮЧОГО НЕТОКСИЧНОГО ПОКРИТТЯ ДЛЯ МОРСЬКИХ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ

Бурдун Е.Т. к.т.н. [1]***, Юреско Т.А. к.т.н.*** [2]***, Молчанюк Т.В. студентка*** [3]
[1,2,3] *Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,*
[1,2,3] Україна, м. Миколаїв
[1]evgeniy.burdun@nuos.edu.ua, [2]tyuresko@gmail.com , [3]molchanyuk@gmail.com

Анотація. *Експериментально визначено оптимальний склад антиобрастаючого покриття з умови максимальної міцності з'єднання з металевою і гумовою основами. Рекомендовано наносити покриття пошарово. Для забезпечення максимальної міцності з'єднання внутрішні шари повинні містити мінімальну кількість аеросилу і максимально можливий зміст розчинника. Зовнішні шари - максимальну кількість адсорбуючих і розшаровуючих компонентів - аеросил і мікрослюду.*
Ключові слова*: антитиобрастаюче покриття, склад, адгезійна міцність, морські споруди.*

Вступна частина. На сьогоднішній день антиобрастаючі покриття грають важливу роль в захисті від морського обростання і корозії морських технічних засобів. Останні тенденції у вирішенні екологічних завдань в сучасному світі вимагають застосування нетоксичних антиобростаючих покриттів з мінімально допустимим ступенем забруднення морського середовища і з використанням екологічно чистих біоцидів [1,2].

В роботі [3] розглянуто перспективний склад нетоксичного антиобрастаючого покриття на основі сполучника - акрилової смоли, структурних наповнювачів - аеросилу та мікрослюди, в якості біоциду використано пірітіон цинку. Розроблений склад показав обнадійливі результати протибрастання на експериментальних зразках.

Для підвищення протиобрастаючого ефекту, покриття також повинно мати хорошу механічну міцність з'єднання покриття з основою (адгезію), а саме міцність при відриві та зсуві. Дані характеристики залежать від ступеня просторового зшивання полімерного сполучного, міцності зчеплення з компонентами дрібнодисперсного наповнювача, їх вмісту і міцності. Порушення монолітності з'єднання може привести до інтенсивного антиобрастання і корозії морських споруд.

Метою дослідження є визначення оптимального складу антиобростаючого покриття з умови максимальної адгезійної міцності з гумовою і сталевою основами.

Основана частина. Розроблений перспективний склад антиобрастаючого покриття [3] містив наступні компоненти: сполучник - акрилова смола, наповнювачі (мікрослюда, аеросил, біоцид - пірітіон цинку).

Для визначення оптимального співвідношення компонентів з умови адгезійної міцності виконувався повний факторний експеримент (рис.1) з трьома факторами варіювання [4]:

X_1 - масова доля (%) бутилацетату (розчинник для сполучника – акрилової смоли), обиралася з умови забезпечення технологічної в'язкості композиції, змінювалась в діапазоні 45–75 % від маси полімеру.

X_2 - масова доля (%) наповнювача мікрослюди, обиралась з умови забезпечення ефекту відшарування поверхневих шарів антиобростаючого покриття, змінювалась в діапазоні 20 ± 5% від маси полімеру.

X_3 - масова доля (%) адсорбуючого наповнювача – аеросилу, змінювалася в діапазоні 5±1% від маси полімеру.

Маса полімеру складається з маси полімерної смоли (M_c) і маси отверждувача (M_o). У відповідності з рекомендаціями виробника: на M_c = 100 гр потрібно M_o = 29,2 гр.

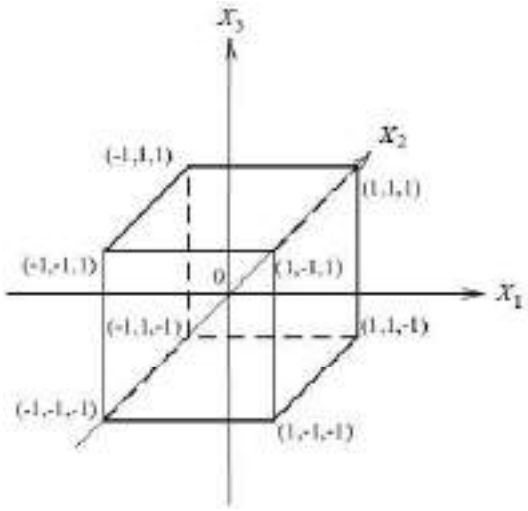


Рисунок 1 – Повний факторний експеримент з трьома факторами варіювання

Випробування на адгезійну міцність проводилися згідно [5], при яких визначалась сила необхідна для розриву двох пластин склеєних між собою антиобрастаючим покриттям. Зразки для випробувань представляли прямокутні пластини (стальні, гумові) розміром 0,5×30×100 мм, з'єднані тонким шаром антиобрастаючого покриття у вигляді квадратної ділянки площею F≈30×30 мм^2. Для випробувань використано 5 зразків для кожної експериментальної точки досліду, всього 8 точок.

Випробування проводилися на розривній машині, з постійною швидкістю навантаження до розриву зразка, максимальне навантаження при руйнуванні не перевищувало 5кН.

При проведені випробувань можливий наступний механізм руйнування [6]:

1) адгезійний відрив – при повному відшаруванні покриття від поверхні;

2) когезійним відрив – в разі руйнування по клейовому шару;

3) змішаний відрив при якому розшарування відбувається частково з відшаруванням клейового шару від основи і частково по клею або основи.

Результати випробувань адгезійної міцності покриття різних складів зі сталевими пластинами після проведення статистичної обробки представлені в табл. 1.

Результати показали, що найбільша адгезійна міцність спостерігається у складів з найменшим вмістом аеросилу і підвищеним вмістом розчинника.

При випробуваннях на адгезійну міцність покриття з гумовою поверхнею спостерігався когезійний механізм руйнування по основі (Рис. 2.)

Таблиця 1 – Середні значення адгезійної міцності антиобрастаючого покриття з металевою основою.

№ Дослідної точки	Вміст компонентів, в. ч.			Середнє значення адгезійної міцності т, МПа
	X_1	X_2	X_3	
1	62,0	32,3	7,75	2,2
2	40,0	32,3	7,75	1,72
3	62,0	19,4	7,75	2,14
4	40,0	19,4	7,75	1,53
5	62,0	32,3	5,17	4,5
6	40,0	32,3	5,17	4,57
7	62,0	19,4	5,17	4,24
8	40,0	19,4	5,17	3,71

Рисунок 2 – Когезійний механізм руйнування з'єднання гуми та антиобростаючого покриття

В ході експерименту встановлено, що когезійна міцність гуми набагато менша за міцність адгезійних зв'язків між гумою та антиобростаючим покриттям. Зразки руйнувались при навантаженні не більш 0,4 кН. Тому, кількісно охарактеризувати адгезійну міцність досліджуваного матеріалу до гуми, виявилось неможливо, однак адгезійна міцність антиобростаючого покриття значно перевищує міцність гуми при розтягуванні .

Висновки. 1. Статистична обробка проведених експериментальних даних показала, що серед розглянутих факторів варіювання адгезійна міцність антиобрастаючого покриття найбільш суттєво залежить від вмісту адсорбуючого компоненту – аеросилу, зі збільшенням якого адгезійна міцність зменшується. Збільшення масового вмісту розчинника покращує просочення поверхні, і як результат – збільшується міцність з'єднання. Кількість мікрослюди на механічну міцність не впливає, мікрослюда підвищує ефект антиобрастання.

2. Вміст аеросилу з одного боку знижує механічні властивості покриття, з іншого - підвищує ефект антиобростання, до того ж його наявність у композиції покращує тиксотропні властивості покриття, що впливає на якість при нанесенні на вертикальні поверхні.

Отже, рекомендовано антиобрастаюче покриття наносити на робочу поверхню пошарово. Внутрішні шари повинні забезпечувати підвищену адгезійну міцність, тому внутрішні шари повинні мати мінімальний вміст аеросилу і максимально можливий вміст розчинника. Зовнішні шари захищають від водних організмів і забезпечують можливість змивання покриття в результаті його часткового розчинення і відшарування. Тому у цих шарах рекомендується використовувати максимальну кількість адсорбуючих і розшаровуючих компонентів - аеросил і мікрослюду.

3. Встановлено склад шару антиобрастаючого покриття з має максимальною адгезією до металевої поверхні, який містить на 195,1 в.ч полімеру: 32,3 в.ч. мікрослюди, розчинника 62,0 в.ч., аеросилу 5,2 в.ч.

REFERENCES

[1] IMO Anti-fouling System Convention compliant (AFS/CONF/26)
[2] Ukaz Prezidenta Ukrayini № 112/2017 ot 21.04.2017. «Pro priednannya Ukrayini do MIzhnarodnoyi konventsiyi pro kontrol nad shkIdlivimi protiobrostayuchimi sistemami na sudnah» [in Ukranian].
[3] Юреско Т.А., Кочанов В.Ю. (2018). Нетоксичне антиобрастаюче покриття для морських суден і стаціонарних споруд, Матеріали IX Міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв: НУК.
[4] Джонсон Н., Лион Ф. (1981) *Статистика и планирование эксперимента в технике и науке. Методы планирования эксперимента*. Москва: Мир.
[5] Государственный стандарт союза ССР (1970). Клеи. Метод определения прочности при сдвиге.
[6] Берлин А.А., Басин В.Е. (1974) *Основы адгезии полимеров.* Москва : Химия.

Burdun Ye.T., Yuresko T.A, Molchanyuk T.V.

STUDY OF THE ADHESIVE STRENGTH OF ANTI-FOULING NON-TOXIC COATING FOR MARINE TECHNICAL MEANS

Abstract. *The optimal composition of anti-fouling coating from the condition of maximum strength of the compound with metal and rubber bases is experimentally determined. It is recommended to apply the coating in layers. To ensure maximum bond strength, the inner layers should contain the minimum amount of aerosil and the maximum possible*

solvent content. The outer layers are the maximum number of adsorbing and exfoliating components – aerosol and micro mica.
Keywords: *anti-fouling coating, composition, adhesive strength, marine structures.*

Бурдун Е.Т., Юреско, Т.А., Молчанюк Т.В.
ИССЛЕДОВАНИЕ АДГЕЗИОННОЙ ПРОЧНОСТИ АНТИТИОБРАСТАЮЩЕГО НЕТОКСИЧНОГО ПОКРЫТИЯ ДЛЯ МОРСКИХ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ
Аннотация. *Экспериментально определен оптимальный состав антиобрастающего покрытия из условия максимальной прочности соединения с металлической и резиновой основаниями. Рекомендовано наносить покрытие послойно. Для обеспечения максимальной прочности соединения внутренние слои должны содержать минимальное количество аэросила и максимально возможное содержание растворителя. Внешние слои – максимальное количество адсорбирующих и расслаивающих компонентов – аэросил и микрослюду.*
Ключевые слова: *антитиобрастающее покрытие, состав, адгезионная прочность, морские сооружения.*

УДК 629.5

ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ БЛОКІВ ПЛАВУЧОСТІ ПІДВИЩЕНОЇ ТЕПЛОСТІЙКОСТІ НА БАЗІ ПІНОСКЛА

Н. С. Соломонюк, канд. техн. наук[1], О. В. Петрюк, асистент[2], Гострик Д.В. студент[3]
[1,2,3] Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
[1,2,3] Україна, м. Миколаїв
[1]nata_solo@ukr.net, [2]olgapetruyk@rambler.ru, [3]gostruk@gmail.com

Анотація. *Розглянуто зміну коефіцієнту теплопровідності закритопоруватого піноскла, що використовується для блоків плавучості в підводних апаратах в районах океану з підвищеною температурою. Побудовано математичну модель залежності коефіцієнту теплопровідності від густини піноскла, відкритої поруватості і рівня пошкоджуваності гідростатичним тиском води. Спостерігається добра кореляція математичної моделі та експериментальних даних. Представлено ступінь розбіжності експериментальних та розрахункових даних.*
Ключові слова: *блоки плавучості; піноскло; теплопровідність; гідростатичний тиск; підводні технічні засоби.*

Вступна частина. Блоки плавучості із закритопоруватого піноскла є перспективними для підводних технічних засобів освоєння океану, оскільки теплостійкість піноскла сягає 400°С, що вище за теплостійкість блоків плавучості із синтактичних пін на епоксидному сполучнику. Блоки з піноскла розширюють можливості дослідження океанічного дна в зоні підвищених температур (зокрема, в районі «чорних та білих курильників», де активно ведеться дослідження знайденого життя та можливих корисних копалин [1]). Також можливе використання блоків із піноскла в якості теплоізоляції для підводних продуктопроводів, що перекачують рідину при високих температурах. Отже, необхідно знати коефіцієнт теплопровідності блоків в залежності від властивостей піноскла в блоку для оптимального проектування розмірів блоків для заданої глибини експлуатації підводного апарату.

Піноскло звичайно використовується в якості будівельного тепло- і звукоізоляційного матеріалу [2, 3, 4]. Останні патенти і публікації пропонують удосконалення піноскла тільки як будівельного матеріалу. І. І. Китайгородський представляє його як перспективний будівельний, теплоізоляційний і технічний матеріал та говорить про можливість застосування його як матеріалу плавучості для рятувальних пристроїв і понтонних мостів [5]. Достовірно досліджено теплові властивості піноскла низької густини в діапазоні 150…300 кг/м^3. У блоків плавучості з піноскла густина становить 450…700 кг/м^3 [6]. Досліджень теплопровідності при такій густині піноскла не знайдено. Існують і інші теплоізоляційні матеріли, такі як сферопластик [7, 8] та синтактне піноскло [9], які виконують функцію плавучості. Однак сферопластик, маючи епоксидну матрицю, працює тільки до 100°С, тоді як в районах тектонічних розломів температура сягає 400°С, а температура початку розм'якшення скла

становить більше 600°С (в'язкість скла зменшується до 10^{11} Па·с). А у синтактного піноскла низька міцність та відносно велика відкрита поруватість.

Мета роботи. Дослідження коефіцієнту теплопровідності блоків плавучості з піноскла в залежності від властивостей піноскла та умов експлуатації блоків.

Основна частина. Дослідження властивостей піноскла [6, 10] показали, що найкращім матеріалом для блоків плавучості є закритопорувате піноскло густиною 450...700 кг/м^3, властивості якого наведені в таблиці 1.

Таблиця 1. Властивості піноскла для блоків плавучості

Середня густина ρ, кг/м^3	Середній діаметр пори, *d*, см	Технологічна відкрита поруватість ζ_0, %	Поруватість піноскла, П, %	Короткочасне поверхневе водопоглинання при гідростатичному тиску, *w*, кг/м^2	
				10 МПа	20 МПа
450	0,42	2,60	82	0,51 – 0,45	0,70 – 0,65
550	0,31	1,38	78	0,4 – 0,35	0,68 – 0,63
650	0,25	1,01	74	0,3 – 0,27	0,6 – 0,56

Для розрахунку теплопровідності піноскла λ_1 використано методику Васильєва Л.Л. узагальненої провідності поруватого матеріалу [11, 12].

За методикою коефіцієнт теплопровідності піноскла буде

$$\lambda_1 = \frac{K(1-\Pi)\lambda_{тв} + \Pi(\lambda_г + \lambda_р)}{K(1-\Pi)+\Pi} \qquad (1)$$

де П – поруватість піноскла, *K* – складений функціонал, що враховує променеву складову теплопровідності, $\lambda_{тв}$ – теплопровідність твердої фази матеріалу (скла), $\lambda_г$ – теплопровідність газової фази, $\lambda_р$ – радіаційна теплопровідність в порах.

Залежності теплопровідності «сухого» блоку плавучості від густини матеріалу та температури експлуатації представлені на рис.1.

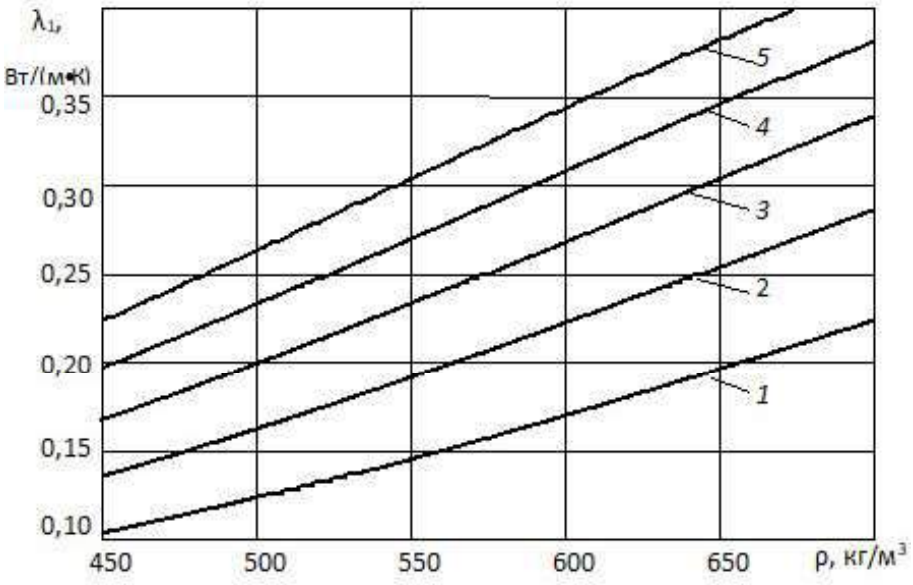


Рис.1. Залежність коефіцієнту теплопровідності сухого блоку плавучості від густини піноскла при різних температурах експлуатації:

1 – *T* = 0 °С; *2* – 100 °С; *3* – 200 °С; *4* – 300 °С; *5* – 350 °С

В процесі експлуатації блоки плавучості пошкоджуються гідростатичним тиском води. Для незахищеного піноскла є характерним безперервний процес накопичення пошкоджень в поруватій структурі, на відміну від синтактичних пін, для яких існує поняття гідростатичної міцності [7]. Отже, введено поняття пошкоджуваності піноскла при певному рівні гідростатичного тиску (ξ), як відношення об'єму зруйнованих пор до первинного об'єму пор у відсотках в результаті дії гідростатичного тиску на матеріал. Зруйновані пори заповнюються водою і теплопровідність піноскла змінюється.

Для піноскла, пори якого повністю заповнені водою, розраховується коефіцієнт теплопровідності, заміною коефіцієнта теплопровідності газу $\lambda_г$ на коефіцієнт теплопровідності води $\lambda_в$ при відповідній температурі експлуатації підводного апарату [13].

$$\lambda_2(T,p) = (1-\Pi)\lambda_{тв} + \Pi\lambda_в(T,p)\,, \tag{2}$$

Розглянуто теплопровідність при максимально допустимому тиску експлуатації піноскла p = 20 МПа та відображено на рис.2 в залежності від густини та температури експлуатації.

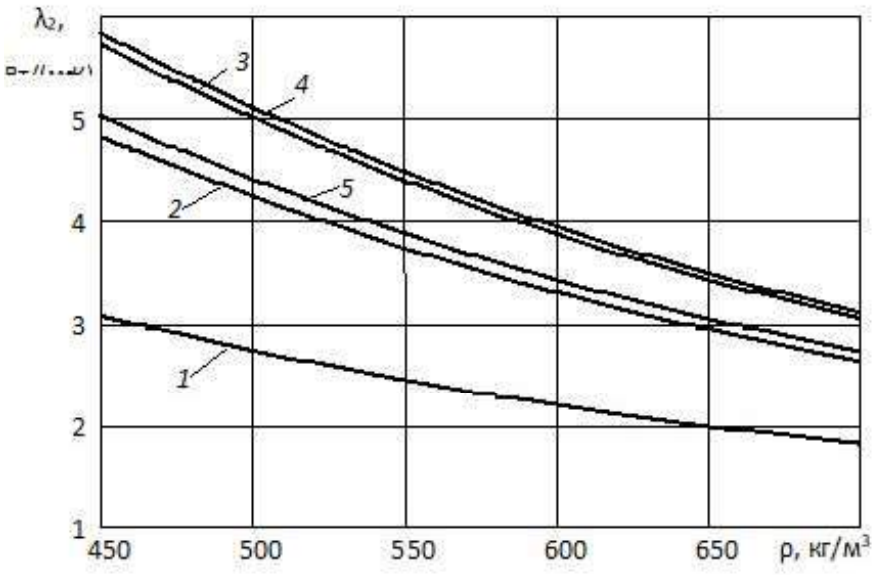


Рис.2. Залежність коефіцієнту теплопровідності блоку плавучості, заповненого водою від густини піноскла при різних температурах експлуатації підводного апарату (p = 20 МПа):
1 – T = 0 °С; *2* – 100 °С; *3* – 200 °С; *4* – 300 °С; *5* – 350 °С

Згідно з дослідженнями, виконаним в [6], при експлуатації блоків плавучості з піноскла в прив'язному незалюдненому підводному апараті з глибиною експлуатації до 2000 м допустима пошкоджуваність піноскла лежить в межах ξ = 3 − 12 % від об'єму блоку. Тому, враховуючи це можна знайти за правилом адитивності коефіцієнт теплопровідності пошкодженого блоку

$$\lambda = (1-\xi)\lambda_1 + \xi\lambda_2\ . \tag{4}$$

Результати розрахунку для граничних рівнів пошкодження блоку представлені на рис.3.

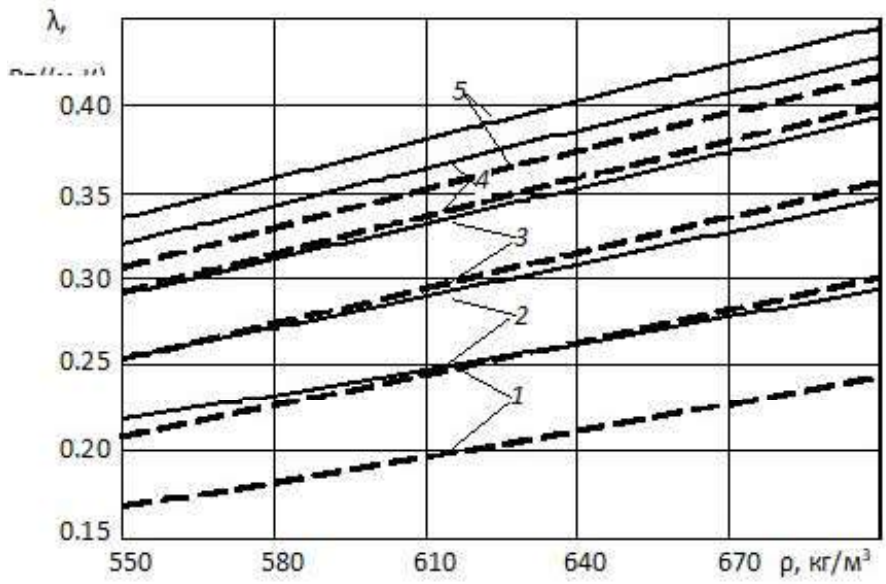


Рис. 3. Коефіцієнт теплопровідності блоку плавучості з піноскла з урахуванням його об'ємної пошкоджуваності гідростатичним тиском води при пошкоджуваності 3 % (*пунктирна лінія*) та 12 % (*суцільна лінія*):

1 – *T* = 0 °C; *2* – 100 °C; *3* – 200 °C; *4* – 300 °C; *5* – 350 °C

Проведено експеримент по визначенню коефіцієнта теплопровідності піноскла при атмосферному тиску в воді при 100°C. Результати експерименту представлені на рис.4 (*лінія 1* із довірчим інтервалом) у порівнянні з розрахунковими даними (*лінія 2*). Математична модель надає дещо занижені значення, які можна коригувати коефіцієнтами.

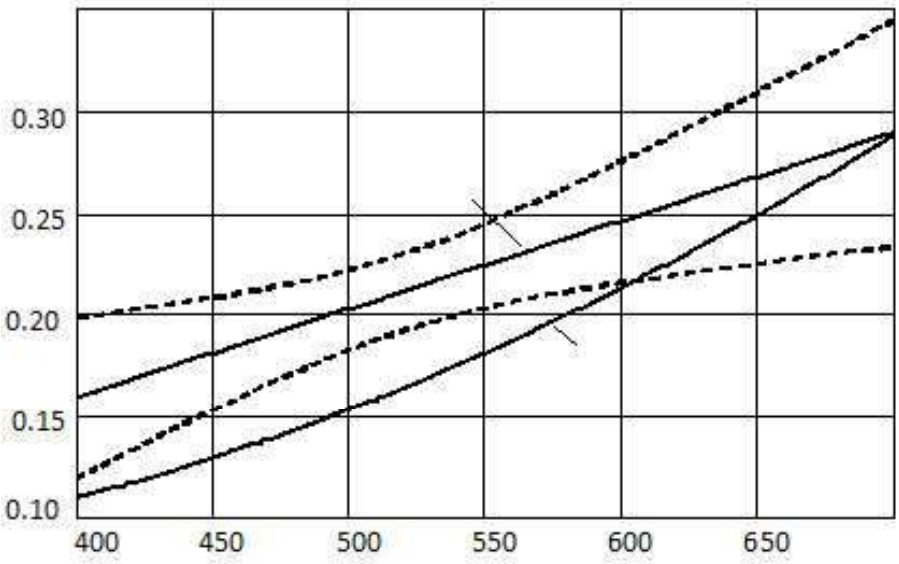


Рис. 4. Порівняння експериментального коефіцієнту теплопровідності блоку плавучості з піноскла (*лінія 1*) з довірчим інтервалом *(пунктирна лінія)* із розрахунковим коефіцієнтом (*лінія 2*)

В таблиці 2 представлено ступінь розбіжності між експериментальним коефіцієнтом теплопровідності та отриманим за розрахунками.

Таблиця 2 Ступінь розбіжності коефіцієнта теплопровідності піноскла отриманого експериментально та за математичною моделлю.

ρ, кг/м^3	$\lambda_{теор}$, Вт/м·К	$\lambda_{експ}$, Вт/м·К	$\lambda_{експ}$/ $\lambda_{теор}$
400	0,109	0,159	1,46
500	0,153	0,202	1,32
600	0,213	0,246	1,15
700	0,288	0,289	1,00

Висновки.

1. Розроблено математичну модель розрахунку коефіцієнта теплопровідності блоку плавучості на основі піноскла в залежності від густини матеріалу, температури його експлуатації та кількості пошкоджуваності, яка в свою чергу залежить від глибини експлуатації підводного апарату.
2. Розраховано початковий коефіцієнт теплопровідності блоку плавучості з піноскла, який збільшується з 0,1 до 0,4 Вт/м·°С зі зміною температури в діапазоні 0 – 350 °С та густини піноскла 450 – 700 кг/м^3.
3. Визначено, що теплопровідність піноскла, пошкодженого до 12 % за об'ємом підвищується до 0,45 – 0,72 Вт/м·°С, що сягає теплопровідності скла.
4. Коефіцієнт теплопровідності піноскла, пошкодженого гідростатичним тиском води, зменшується після підвищення температури вище 200·°С при рівні пошкоджуваності 12 % за об'ємом, що зв'язано з відповідною поведінкою коефіцієнта теплопровідності води.
5. Порівняння експерименту і математичної моделі показує, що модель дещо занижує коефіцієнт теплопровідності, причому зі збільшенням густини піноскла ця розбіжність зменшується, і при густині 700 кг/м^3 експеримент і математична модель збігаються.

REFERENCES

[1] *Гидротермальные образования в океанах* (2012). Геовикипедия. www.wiki.web.ru.

[2] Демидович Б. К. (1982). *Производство и применение пеностекла.* Минск: Наука и техника.

[3] Бутт Л. М. (1995). *Справочник по производству теплозвукоизоляционных материалов.* М.: Стройиздат.

[4] Шилл Ф. (1990). *Пеностекло (производство и применение).* М.: Мир.

[5] Китайгородский И. И. (1967). *Технология стекла.* М.: Химия.

[6] Соломонюк Н. С. (2012). *Удосконалення конструкції підводного апарату блоками плавучості підвищеної теплостійкості* (дисертація канд.тех.наук). Миколаїв. 226 с.

[7] Бурдун Е. Т., Юреско Т. А., Кочанов В. Ю. (2008). Моделирование повреждаемости и изменения теплопроводности блоков плавучести на основе синтактика в условиях эксплуатации. *Зб. наук. праць НУК*, *3*(420). 46–51.

[8] CRP. Subsea Buoyancy Products (2011). Trelleborg offshore. www.crpgroup.com.

[9] Казимиренко Ю. А. (2001). Перспективы применения в судостроении композиционного материала многоотраслевого назначения – синтактического пеностекла. *Зб. наук. праць УДМТУ, 2* (374), 132 - 139.

[10] Соломонюк Н. С. (2011). Повреждаемость блоков плавучести из пеностекла для подводных аппаратов. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*, *4* (52). 43-47.

[11] Васильев Л. Л., Танаева С. А. (1971). *Теплофизические свойства пористых материалов.* Минск: Наука и техника.

[12] Большакова Н. В., Борисанова К. С., Бурцев В. И. (1987). *Материалы для электротехнических установок.* М.: Энергоатомиздат.

[13] Вукалович М. П., Ривкин С. Л., Александров А. А. (1969). *Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара*. М.: Издательство стандартов.

N. Solomonyuk, O. Petryuk, D.V. Gostruk

THERMAL CONDUCTIVITY OF FOAMGLASS BUOYANCY BLOKS WITH HIGH HEAT RESISTANCE

Abstract. The change at the thermal conductivity coefficient for the foamglass buoyancy blocks which are used at underwater vehicles operating in the high temperature ocean areas is investigated. The mathematical model of dependence of the foam glass thermal conductivity coefficient on its density, open porosity and damage level of hydrostatic pressure was constructed. There is a good correlation between the mathematical model and experimental data. The discrepancy degree between experimental and calculated data is presented.

Keywords: buoyancy blocks, foamglass, heat conductivity, hydrostatical pressure, underwater vehicle.

Н. С. Соломонюк, О. В. Петрюк, Д.В. Гострик.

ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ БЛОКОВ ПЛАВУЧЕСТИ ПОВЫШЕННОЙ ТЕПЛОСТОЙКОСТИ НА БАЗЕ ПЕНОСТЕКЛА

Аннотация. Рассмотрено изменение коэффициента теплопроводности закрытопористого пеностекла, используемого для блоков плавучести подводных аппаратов, работающих в районах океана с повышенной температурой. Построена математическая модель зависимости коэффициента теплопроводности пеностекла от его плотности, открытой пористости и уровня повреждаемости гидростатическим давлением воды. Наблюдается хорошая корреляция математической модели и экспериментальных данных. Представлена степень расхождения экспериментальных и расчетных данных.

Ключевые слова: блоки плавучести; пеностекло; теплопроводность; гидростатическое давление; подводный аппарат.

УДК 629.5

ОБГРУНТУВАННЯ КРИТЕРІЇВ ВИБОРУ КОНСТРУКТИВНОГО ТИПУ І МАТЕРІАЛУ ГЛИБОКОВОДНОГО ІЛЮМІНАТОРА

Кочанов В.Ю. старший науковий співробітник
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
Україна, м. Миколаїв
ORCID: 0000-0001-7525-0870

Анотація. *На основі порівняльного аналізу технічних і технологічних характеристик органічного і неорганічного скла, а також напружено-деформованого стану та характеру руйнування світлопрозорих елементів конічних, сферичних і плоских циліндричних глибоководних ілюмінаторів надані критерії їх вибору в залежності від умов експлуатації.*
Ключові слова*: світлопрозорі елементи ілюмінаторів; органічне і неорганічне скло; напруження; деформації; характер руйнування.*

Вступ. В сучасній глибоководній техніці використовуються різноманітні конструкції ілюмінаторів, які можна умовно класифікувати за формою та матеріалом світлопрозорого елементу. Це різноманіття пов'язано з відмінністю умов експлуатації глибоководних ілюмінаторів: робочим тиском; температурою та агресивністю навколишнього середовища; режимом навантаження; способом реєстрації зображення та інше. Світлопрозорий елемент ілюмінатору, як частина оптичної системи, безпосередньо впливає на якість зображення, а від його міцності залежить надійність всього підводного технічного засобу. До світлопрозорого елементу пред'являються жорсткі вимоги за критеріями міцності, герметичності, деформацій оптичних поверхонь під навантаженням, оптичних і теплофізичних властивостей матеріалу.

Найбільш фундаментальні рекомендації щодо проектування та вибору конструктивного типу та геометричних параметрів акрилових ілюмінаторів різних конструктивних типів розроблені Д. Стечивом (Лабораторія ВМС США) [1] та остаточно сформульовані в [2]. Приклади використання неорганічного скла в конструкціях підводної техніки достатньо широко розглянуто в роботі українських вчених [3]. Проте, проблема раціонального вибору конструктивного типу і матеріалу глибоководних ілюмінаторів на початковому етапі проектування підводних технічних засобів у кожному конкретному випадку є і досі актуальною.

Мета роботи – обґрунтувати переваги та недоліки глибоководних ілюмінаторів в залежності від конструктивного типу та матеріалу світлопрозорого елементу і запропонувати критерії їх вибору в залежності від умов експлуатації підводного технічного засобу.

Основна частина. У зв'язку з тим, що світлопрозорі елементи виконують функції як ланки оптичної системи, так і частини міцного корпусу підводного апарату, проблеми, що виникають при проектуванні, носять комплексний оптико-механічний характер. Тому вимоги, що пред'являються до світлопрозорих елементів за різними критеріями, часто суперечать один одному. Так, світлопрозорі елементи з органічного скла не схильні

до крихкого руйнування і тому надійні при експлуатації, але не завжди задовольняють вимогам оптики внаслідок значних деформацій оптичних поверхонь та нестабільності їх форми, що викликана плинністю матеріалу під навантаженням.

Традиційними матеріалами для виготовлення світлопрозорих елементів є поліметилметакрилат (органічне скло, плексиглас) і неорганічні (переважно кварцові) стекла. Існують приклади використання в якості матеріалу для ілюмінаторів високого тиску прозорого кварцу, ситалів, сапфіру, алмазу та деяких штучних кристалів [4].

Органічне скло – термопластичний полімер на основі вінілового ефіру метакрилової кислоти, основні властивості наведені в таблиці. Механічні властивості оргскла при простих видах навантаження регламентовані технічними умовами на матеріал, однак при навантаженні світлопрозорих елементів виникає складний напружено-деформований стан. Другою особливістю роботи світлопрозорих елементів є тривале навантаження гідростатичним тиском. Відомо, що оргскло, як і всі полімери, має яскраво виражені реологічні властивості, тобто його деформування суттєво залежать від тривалості перебування під навантаженням.

Таблиця – Порівняльні характеристики органічного та неорганічного скла.

Характеристика	Чисельне значення		Розмірність
	Органічне скло	Зміцнене неорганічне скло	
Густина	1190	2500	кг/м^3
Коефіцієнт заломлення	1,49	1,52	–
Коефіцієнт світлопропускання	93	99	%
Міцність при розтягуванні	80	140 –250	МПа
Модуль пружності	3	70 –75	ГПа
Відносне подовження	4,5	< 2	%
Міцність при згинанні	105	150	МПа
Границя плинності при стисканні	126	600–1200	МПа
Міцність при зсуві	63	–	МПа
Коефіцієнт лінійного розширення	7×10^{-5}	$5,4\times10^{-7}$	К$^{-1}$
Коефіцієнт теплопровідності	0,2–0,3	1,38	Вт/(м·К)
Питома теплоємність	1270	1052	Дж/(кг·К)
Температура розм'якшення	100	530	°С

При виготовленні глибоководних ілюмінаторів з оргскла необхідно враховувати такі фактори.

Переваги:

- низька густина оргскла дозволяє зменшити масу ілюмінатору;
- високий (до 93%) коефіцієнт світло пропускання;
- твердість оргскла близька до алюмінію, матеріал зручний до механічної обробки;
- як високомолекулярний полімер, оргскла має відмінну хімічну стійкість до неорганічних сполук, міцність зберігається протягом тривалого часу;
- припускається можливість склеювання оргскла, зменшення міцності клеєного шву незначне;
- оргскло має відмінні у порівнянні з неорганічним склом протиударні властивості.

Недоліки:

- через низький модуль пружності оргскла виникають значні деформації світлопрозорих елементів і погіршуються оптичні властивості;
- оргскло, як високомолекулярний полімер має помітну повзучість під навантаженням, що обмежує його використання для значних глибин (гідростатичний тиск досягає межі плинності матеріалу);
- низька твердість оргскла сприяє пошкоджуваності оптичних поверхонь (легко подряпається);
- високий коефіцієнт лінійного температурного розширення оргскла викликає суттєві деформації і напруження внаслідок перепаду температур всередині і зовні підводного апарату;
- невисока стійкість до органічних розчинників викликає набухання, утворення тріщин, зниження оптичних властивостей і міцності оргскла, що обмежує його використання в забруднених акваторіях.

Неорганічне скло практично не має альтернативи для виготовлення ілюмінаторів, які при експлуатації занурюються на рівень абісальних рівнин (до 5500 м). Тут гідростатичний тиск може досягати рівня напружень плинності для ілюмінаторів з органічного скла і їх використання можливо тільки для нечастих і нетривалих занурень. Основні характеристики неорганічного скла наведені в таблиці.

Для неорганічного скла характерна низька міцність при розтягуванні і підвищена крихкість. Це пояснюється наявністю великої кількості дефектів (що є концентраторами напружень), які виникають на різних стадіях виготовлення і експлуатації світлопрозорих елементів: при варці скла; в процесі шліфування і полірування оптичних поверхонь; в процесі монтажу та інше. Неорганічне скло особливо чутливе до наявності поверхневих дефектів, які є ініціаторами тріщин, тому міцність при розтягуванні майже на порядок нижче чим при стисканні. Для зменшення кількості поверхневих дефектів застосовують різні методи обробки: механічну, фізичну і хімічну.

Механічна обробка поверхні неорганічного скла передбачає шліфування з подальшим поліруванням абразивними пастами, при цьому шорсткість поверхні і відповідно розмір дефектів можуть бути знижені до 5 мкм.

Хімічні методи обробки поверхні полягають в травленні неорганічного скла в розчині фтористоводневої кислоті. Це дозволяє згладити нерівність поверхні, міцність підвищується в 2–3 рази, однак погіршується якість полірування та оптичні властивості. Також при травленні утворюються слаборозчинні солі (кремнефториди лужних металів) у вигляди матових налетів на поверхні скла, що важко змиваються. При травленні на товщину більш 10 мкм поверхня стає оптично непридатною.

Фізичні методи засновані на створенні напружень стискання у поверхневих шарах скла, що суттєво підвищую міцність при згинанні та розтягуванні. Напруження стискання можна отримати термічним загартуванням скла, але ця технологія придатна лише для відносно товстих листів (>20 мм). Більш перспективним є іонообмінний метод зміцнення неорганічних стекол, що полягає в дифузійному заміщенні катіонів натрію більшими за розмірами катіонами калію та літію. При цьому міцність збільшується більш ніж в 3 рази [5].

На міцність неорганічного скла помітно впливає зовнішнє середовище. До більшості хімічних сполук неорганічне скло інертне. В той же час, швидкість розповсюдження тріщин в склі залежить від середовища. В нейтральних і лужних розчинах скло проявляє себе як слабка кислота, що прагне утворювати кислий розчин в вершині тріщини. Руйнування скла під навантаженням визначають два паралельних процеси: просування тріщини та округлення її вершини (тобто зменшення концентрації напружень). За даними багаточисленних досліджень [6], для стекол границя статичної витривалості дорівнює 50 % міцності при короткочасному навантаженні.

При використанні неорганічних стекол для виготовлення світлопрозорих елементів враховують такі фактори.

Переваги:

- границя міцності при стисканні дуже велика (до 1200 МПа);
- відсутня небезпека корозії у морській воді;
- низький коефіцієнт лінійного розширення не викликає великих температурних деформацій.

Недоліки:

- невелика міцність до ударних навантажень і деформацій розтягування;
- технологія виготовлення неорганічного скла не дозволяє усунути всі дефекти;
- важко забезпечити однорідну якість матеріалу, значна дисперсія показників міцності;
- характер руйнування неорганічного скла крихкій та катастрофічний;
- після зміцнення неорганічного скла подальша обробка неможлива;
- неорганічне скло має значну (як для підводної техніки) густину.

Таким чином, неорганічне скло може бути ефективно використано в конструкціях ілюмінаторів, де світлопрозорий елемент витримує дію переважно стискаючих напружень, що значно знижує ризик стрімкого руйнування.

В цілому, з урахуванням показників міцності, характеру руйнування, технології виготовлення та обробки більш доцільним є застосування в якості матеріалу світлопрозорих елементів органічного скла, особливо для відносно невеликих (до 2500 м) глибин.

В сучасних глибоководних ілюмінаторах традиційно використовують три геометричних форми світлопрозорих елементів: у вигляді плоского циліндру, сектору сферичної оболонки та усіченого конусу.

Сферичні ілюмінатори, у порівнянні з іншими, мають найбільш однорідний розподіл напружень усередині світлопрозорого елементу, широкий кут огляду, але вносять оптичну аберацію при використанні звичайних об'єктивів і потребують точного налаштування і центрування оптичної системи. При використанні сферичних світлопрозорих елементів, для кожного типорозміру необхідно підбирати спеціальний гідрооб'єктив. Для плоских циліндричних світлопрозорих елементів використання звичайних ширококутних об'єктивів також супроводжується аберацією і для підвищення якості зображення потрібне налаштування. Але, гідрооб'єктиви, що розраховані для роботи з плоскими ілюмінаторами є придатними для будь-яких їх типорозмірів, аби вони забезпечували необхідний кут огляду, крім того не потрібне центрування оптичної системи.

Характеристики міцності світлопрозорих елементів (значення гідростатичний тиск при руйнуванні) залежить, в першу чергу, від співвідношення товщини до діаметру оглядового вікна, а для конічних і сферичних вливає також кут конусності опорної поверхні. Найкращі характеристики міцності мають сферичні ілюмінатори, в яких діють практично однорідні напруження стискання. В зв'язку з цім для них найбільш ефективне використання неорганічного скла з високою міцністю на стискання.

Конічні ілюмінатори дещо поступаються за міцністю сферичним, що пов'язано з неоднорідним полем напружень, однак, як показали численні досліди [7–9], при співвідношенні товщини до діаметру більш ніж 0,5 та куті конусності більше 90° в світлопрозорому елементі діють переважно напруження стискання, що надає їм значної надійності в аварійних випадках. Також конічні і сферичні ілюмінатори мають властивості самоущільнення і герметизації.

Світлопрозорі елементи у вигляді плоских дисків найменш міцні внаслідок виникнення значних напружень розтягування на поверхні низького тиску. Для зменшення цих напружень конструктивно збільшують співвідношення між діаметром світлопрозорого елементу і діаметром оглядового отвору, що звужує поле огляду і збільшує контактні напруження в зоні опорного ущільнювального кільця. Це робить неефективним використання плоских циліндричних ілюмінаторів особливо для великих глибин.

В залежності від конструктивного типу ілюмінатори мають різний характер руйнування світлопрозорого елемента. Сферичні ілюмінатори значної відносної товщини руйнуються внаслідок виникнення дотичних напружень на опорній поверхні і розвитку системи сферичних концентричних тріщін. В тонких ілюмінаторах спостерігається втрата стійкості сферичної оболонки і катастрофічне руйнування. Тонкі циліндричні ілюмінатори руйнуються від напружень розтягування у центрі поверхні низького тиску, а відносно товсті на опорному ущільнювальному кільці від дії значного контактного тиску. У конічних ілюмінаторів реалізується найбільш «спокійний» і поступовий механізм руйнування, який проявляється у виникненні кільцевих тріщин зсуву на опорній конічній поверхні, які у процесі розвитку виходять на поверхню високого тиску. При цьому центральна частина світлопрозорого елементу відділяється від периферійної не втрачаючи монолітності і герметичності.

Висновки. При виборі конструктивного типу і матеріалу світлопрозорого елементу глибоководного ілюмінатора для відносно невеликих глибин експлуатації (в басейні Чорного моря) з урахуванням характеристик міцності, оптичних, технологічних та ущільнюючих властивостей і за міркуваннями надійності і відносно безпечного характеру руйнування найбільш ефективними є конічні ілюмінатори зі світлопрозорими елементами з органічного скла.

REFERENCES

[1] Дж. Д. Стэчив. (1971). Проектирование безопасных иллюминаторов для камер повышенного давления. М: Наука, *Конструирование и технология машиностроения*. 93(4), 61-73.

[2] ASME PVHO-1. 2012. Safety standard for pressure vessels for human occupancy. New York (NY): *American Society of Mechanical Engineers*.

[3] Писаренко Г.С., Амельянович К.К., Каринцев И.Б. (1987). *Несущие и светопрозрачные элементы конструкций из стекла*. К.: Наукова Думка.

[4] Циклис Д.С. (1976). *Техника физико-химических исследований при высоких и сверхвысоких давлениях*. М: Химия.

[5] Бутаев А.М., Келина Р.П., Виноградова О.П. (1982). Упрочнение оптического стекла методом низкотемпературного ионного обмена. *Оптико-механическая промышленность*. 3, 38-40.

[6] Богуславский И.А. (1969). *Высокопрочные закаленные стекла*. М: Стройиздат.

[7] Дж. Д. Стэчив. (1970). Конические акриловые иллюминаторы при длительном воздействии гидростатического давления 1400 кгс/см^2. *Конструирование и технология машиностроения*. М: Наука, 92(2), 321–329.
[8] Дж. Д. Стэчив. (1972). Конические акриловые иллюминаторы при длительном воздействии гидростатического давления 700 кгс/см^2. *Конструирование и технология машиностроения*. М:Наука, 94. (4), 92–98.
[9] Дж. Д. Стэчив. (1972). Конические акриловые иллюминаторы под длительным давлением 350 кгс/см^2. *Конструирование и технология машиностроения*. М: Наука, 94(3), 78 – 83.

Kochanov V.Yu.

JUSTIFICATION OF THE CRITERIA FOR CHOOSING A CONSTRUCTIVE TYPE AND MATERIAL OF THE DEEP-WATER PORTHOLE

Annotation. *On the basis of a comparative analysis of the technical and technological characteristics of organic and inorganic glass, as well as the stress-strain state and the fracture behavior of translucent elements of conical, spherical and flat cylindrical deep-water windows, the criteria for their choice depending on the operating conditions are provided.*
Key words: *translucent elements of portholes; organic and inorganic glass; stress; deformations; fracture behaviour.*

Кочанов В.Ю.

ОБОСНОВАНИЕ КРИТЕРИЕВ ВЫБОРА КОНСТРУКТИВНОГО ТИПА И МАТЕРИАЛА ГЛУБОКОВОДНОГО ИЛЛЮМИНАТОРА

Аннотация. *На основе сравнительного анализа технических и технологических характеристик органического и неорганического стекла, а также напряженно-деформированного состояния и характера разрушения светопрозрачных элементов конических, сферических и плоских цилиндрических глубоководных иллюминаторов предоставлены критерии их выбора в зависимости от условий эксплуатации.*
Ключевые слова: *светопрозрачные элементы иллюминаторов; органическое и неорганическое стекло; напряжение; деформации; характер разрушения.*

УДК 629.584

ПОРІВНЯННЯ МЕТОДІВ ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНИХ ПРУЖНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТОРОЇДАЛЬНОГО МІЦНОГО КОРПУСУ ПІДВОДНОГО ЗАСОБУ ВИКОНАНОГО НАМОТУВАННЯМ ВОЛОКНОМ

Бурдун Е.Т. к.т.н. [1]***, Присташ С.Ф. аспірантка*** [2]***, Гейко С.П. к.т.н.*** [3]***, Копійка С.В. к.т.н.*** [4]
[1,2,3,4] *Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,*
[1,2,3,4] Україна, м. Миколаїв
[1]evgeniy.burdun@nuos.edu.ua, [2]belayasvf@gmail.com, [3]geykosp@gmail.com, [4]sergii.kopiika@gmail.com

Анотація. *У роботі наведено особливості впливу загальноприйнятих моделей теоретичних оцінок за Фойхтом або Рейсом та практичних поправок Bureau Veritas щодо оцінки ефективних пружних характеристик на розрахунок прогинів тороїдальних міцних корпусів із полімерних композиційних матеріалів, які отримано методом поперечного намотування в комбінації з повздовжньою намоткою (або викладкою) волокном (стрічкою).*
Ключові слова*: тороїдальний міцний корпус, змінна товщина оболонки, пружні характеристики, намотування, ортотропна оболонка.*

Вступна частина. Одним із ефективних методів виготовлення міцних корпусів підводно-технічних засобів із полімерних композиційних матеріалів (ПКМ) є метод намотування волокном (стрічкою). За допомогою цього методу із ПКМ можна виготовити міцний корпус практично будь-якого розміру та з максимальним рівнем реалізації фізико-механічних характеристик волокнистих ПКМ.

Однією із перспективних форм для міцних корпусів підводно-технічних засобів є тор [1-3]. Реалізувати з високим рівнем збереження геометрії серединної поверхні оболонки міцного корпусу з негативною гаусовою

кривизною можна за допомогою методу намотування із ПКМ. Одним із перспективних варіантів методу безперервного намотування волокном є поперечна намотка в комбінації з повздовжньою намоткою (або викладкою)

При виготовленні тороїдальної оболонки поперечною намоткою в комбінації з поздовжньою намоткою або викладкою (загальна кількість поздовжніх шарів l_1 з товщиною h_1) кожен поперечний шар (загальна кількість поперечних шарів l_2) буде мати змінну товщину $h_2(\theta)$ за рахунок більш щільного вкладання на внутрішньому екваторі оболонки [4]. Згідно рекомендацій автора [4] коефіцієнт заповнення об'єму можна вважати постійним для кожного шару, а згинаюча жорсткість буде змінюватись через значну зміну товщини.

В результаті такої намотки формується ортогонально армований композиційний матеріал. Відповідно, такий тороїдальний міцний корпус можна розглядати як багатошарову ортотропну оболонку, а розрахунок пружних характеристик матеріалу стінки намотаної тороїдальної оболонки проводити шляхом зведення їх реальної структури до багатошарової моделі [5].

Метою дослідження є дослідження впливу загальноприйнятих моделей теоретичних оцінок за Фойхтом або Рейсом та практичних поправок Bureau Veritas на значення ефективних пружних характеристик при розрахунку прогинів тороїдальних міцних корпусів із полімерних композиційних матеріалів при гідростатичному стисканні.

Основана частина. В роботі досліджено вплив вибору методу оцінки ефективних пружних характеристик ПКМ на розподіл прогинів в меридіанному перерізі тороїдального міцного корпусу кругового поперечного перерізу, отриманого методом поперечної намотки в комбінації з повздовжньою намоткою (або викладкою) із вуглепластика (ВП) та склопластика (СП).

При рішенні даної задачі в якості проектних параметрів використовується кількість шарів (l_1 і l_2) в кожному із напрямків армування. Це дозволить при оптимізаційних розрахунках враховувати технологічні особливості будови структури багатошарового композиційного тороїдального міцного корпусу, отриманого методом безперервного намотування. Алгоритм розрахунку прогинів та напружено-деформованого стану тороїдальної оболонки як міцного корпусу підводних технічних засобів методом намотування представлено в роботі [6].

Пружні характеристики односпрямованого армуючого шару: ефективні модулі пружності $E_{1ш}$, $E_{2ш}$, $G_{12ш}$ (в напрямку вздовж (індекс 1) та поперек (індекс 2) вісей армування відповідно) та коефіцієнт поперечної деформації $\mu_{21м}$ розраховувалися за властивостями компонентів, використовуючи теоретичні моделі:

$$E_{1ш} = E_в\eta + (1-\eta)E_м;\ E_{2ш} = \frac{E_в E_м}{\eta E_м + (1-\eta)E_в};\ \mu_{12ш} = \mu_в\eta + (1-\eta)\mu_м;$$

$$\mu_{21ш} = \frac{\mu_{12ш}E_{2ш}}{E_{1ш}};\ G_{12ш} = \frac{G_в G_м}{\eta G_м + (1-\eta)G_в};\ G_в = \frac{E_в}{2(1+\mu_в)};\ G_м = \frac{E_м}{2(1+\mu_м)};$$

де η – відносний об'ємний вміст армуючого матеріалу; $E_м$ ($E_в$) – модуль пружності сполучника (волокна), МПа; $\mu_м$ ($\mu_в$) – коефіцієнт Пуассона сполучника (волокна); $G_м$ ($G_в$) – модуль зсуву сполучника, МПа [7].

Класифікаційна спільнота Bureau Veritas (Франція) [8-9] теж дає свої практичні поправки до розрахунку ефективних пружних характеристик для корпусів суден із ПКМ:

$$E_{1ш} = (E_в\eta + (1-\eta)E_м)C_{UD1};$$

$$E_{2ш} = C_{UD2} \times \left((\frac{E_м}{1-\mu_м^2}) \times \frac{1+0{,}85\times\eta^2}{(1-\eta)^{1,25} + \frac{E_м}{E_{в90}} \times \frac{\eta}{1-\mu_м^2}} \right);$$

$$G_{12ш} = C_{UD12} \times G_м \times \frac{1+\eta\times\alpha}{1-\eta\times\alpha};\quad \alpha = \frac{(\frac{G_в}{G_м})-1}{(\frac{G_в}{G_м})+1};$$

$$\mu_{12ш} = C_{UDv} \times (\mu_в \times \eta + \mu_м \times (1-\eta));$$

$$\mu_{21ш} = \mu_{12ш} \times \frac{E_{2ш}}{E_{1ш}},$$

де $E_{в90}$ – поперечний модуль пружності волокна, МПа.

Значення коефіцієнтів C_{UD1}, C_{UD2}, C_{UD12} і C_{UDv}, що враховують особливості поверхонь армуючих волокон і їх взаємодію з матрицею, залежать від типу волокна (таблиця 1).

Таблиця 1 Значення коефіцієнтів C_{UD1}, C_{U02}, C_{UD12} і C_{UDv} для волокон [8].

	E–скло	*R*–скло	Вуглець *HS*	Вуглець *IM*	Вуглець *HM*	Арамід
C_{UD1}	1	0,9	1	0,85	0,9	0,95
C_{UD2}	0,8	1,2	0,7	0,8	0,85	0,9
C_{UD12}	0,9	1,2	0,9	0,9	1	0,55
C_{UDv}	0,9	0,9	0,8	0,75	0,7	0,9

В якості прикладу міцного корпусу підводно-технічного засобу розглядаються ортотропні тороїдальні оболонки зі СП та ВП. Пружні характеристики шару та осереднена товщина пакету обрані з позиції стійкості згідно рішень [10] для глибини занурення H=1000 м ($P_{кр}$=10 МПа), a=1 м, k=1/3: із СП (S-2 GLAAS/Epoxy) – E_1=59 ГПа, E_2=20 ГПа, μ_1=0,28, h_{Σ}^{GRP} = 0.064 м та із ВП (M35J/Epoxy) – E_1=207 ГПа, E_2=7,4 ГПа, μ_1=0,348, h_{Σ}^{CRP} = 0.04 м. Товщина моношарів складала зі СП h_1^{GRP} = 0,25·10^{-3} м, а із ВП – h_1^{CRP} = 0,2·10^{-3} м.

На базі отриманих рішень для прогинів w були побудовані епюри розподілу товщини $h(\theta)$ та прогинів $w(\theta)$ серединної поверхні оболонки, для порівняння впливу різних моделей розрахунку пружних характеристик на їх розподіл.

Епюри розподілу товщин $h(\theta)$ та прогинів $w(\theta)$ у меридіанному перерізі тора представлені на рис. 1 для склопластика та рис. 2 для вуглепластика.

Епюра розподілення товщин $h(\theta)$ демонструє нерівномірність товщини оболонки за рахунок згущення волокон на внутрішньому полюсі A (h_{max}=70,3 мм, h_{min}=47,2 мм для СП та h_{max}=44,6 мм, h_{min}=29,8 мм для ВП) у порівнянні з зовнішнім полюсом B. Ступінь нерівномірності товщини оболонки можна описати співвідношенням h_{max}/h_{min}=70,3/47,2=1,5 для СП та h_{max}/h_{min}=44,6/29,8=1,5 для ВП.

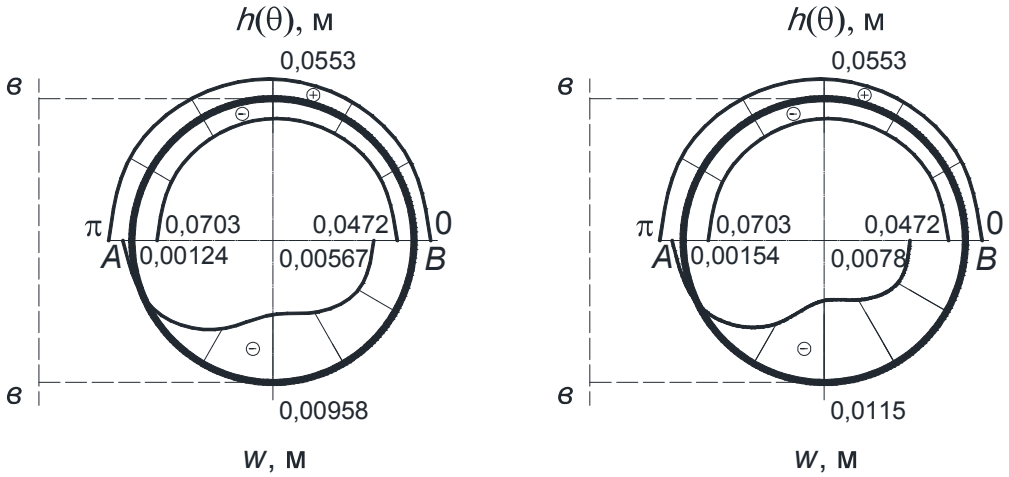
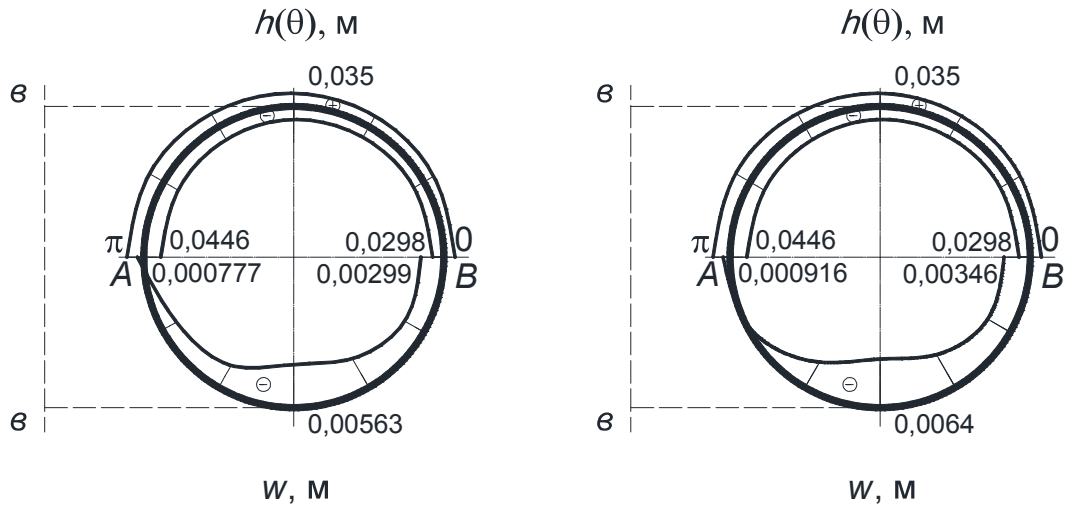


Рис.1. Епюри розподілу товщин $h(\theta)$ та прогинів $w(\theta)$ для намотаних тороїдальних міцних корпусів (a=1 м, k=1/3) зі структурою КМ ($0_1°/90_1°$) на глибині H=1000 м для СП S-2 GLASS/Epoxy: модель Болотіна В.В (*а*), Bureau Veritas (*б*)



а) *б*)

Рис.2. Епюри розподілу товщин *h*(θ) та прогинів *w*(θ) для намотаних тороїдальних міцних корпусів (*а*=1 м, *k*=1/3) зі структурою КМ ($0_1°/90_1°$) на глибині *H*=1000 м для ВП М35J/Ероху: модель Болотіна В.В (*а*), Bureau Veritas (*б*)

Епюра розподілення прогинів *w*(θ) дуже нерівномірна. Максимум прогинів приходиться на θ=±π/2 та складає $w_{\Sigma}^{СП} = 9.58$ мм та $w_{\Sigma}^{ВП} = 5,63$ мм для теоретичних моделей і $w_{\Sigma}^{СП} = 11,5$ мм та $w_{\Sigma}^{ВП} = 6,4$ мм для Bureau Veritas. Їх відношення до товщини оболонки складає: $\frac{w_{\Sigma}^{СП}}{h(\theta = \pm\pi/2)} = 0,173$ та $\frac{w_{\Sigma}^{ВП}}{h(\theta = \pm\pi/2)} = 0,16$ для теоретичних моделей і $\frac{w_{\Sigma}^{СП}}{h(\theta = \pm\pi/2)} = 0,208$ та $\frac{w_{\Sigma}^{ВП}}{h(\theta = \pm\pi/2)} = 0,183$ для Bureau Veritas, що дозволяє вважати оболонку тонкою навіть при *k*=1/3. При *k*<1/3 розподіл прогинів більш рівномірний.

Висновки. 1. Показано, що врахування практичних поправок Bureau Veritas для ефективних пружних характеристик суттєво впливає на величину прогинів по меридіанному перерізу в порівнянні з використанням моделей теоретичних оцінок за Фойхтом або Рейсом. Якщо не враховувати рекомендації Bureau Veritas то похибка буде в небезпечну сторону.

2. Тороїдальна оболонка при 0<k<0,33 задовольняє вимогам тонкостінності оболонок при розгляді таких міцних корпусів підводних засобів.

REFERENCES

[1] Підводне судно типу «Пірнаюче блюдце» підвищеної маневреності: пат. 78215 Україна: МПК B63G 8/00; заявл. 18.09.2012; опубл. 11.03.2013, Бюл. №5.

[2] Large-sized submersible vessel. Bada Eiichi (Mitsubishi Heavy Ind LTD): пат. 04043190A Японія; МКИ B63G 8/00; №02150689; Опубл. 13.02.1992.

[3] Underwater hulls or tanks. Santi; Giunio G. (Italy, IT): пат. 2026951 Великобританія, МКИВ63В 3/13. - №7915212; Опубл. 13.02.1980.

[4] Комков М.А., Буланов И.М. (1992) *Определение конструктивно-технологических параметров оболочек, намотанных из композиционных материалов*. Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана.

[5] Под ред. Васильева В. В., Тарнопольского Ю. М. (1990) *Композиционные материалы: справочник*. М.: Машиностроение.

[6] 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, PRINT ISSN 1313 – 0226, ISSN WEB 1314-507X, Year XII Issue.

[7] Болотин, В. В. (1980) *Механика многослойных конструкций*. М.: Машиностроение

[8] Bureau Veritas.: Hull in Composite Materials and Plywood, Material Approval, Design Principles, Construction and Survey. March 2012 Rule Note NR 546 DT R00 E
[9] Bureau Veritas. Rules for the Classification and the Certification of Yachts - NR 500 DT R01 E March 2012
[10] 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*.

Burdun Ye.T., Prystash S.F., Geyko S.P., Kopiika S.V.

COMPARISON OF THE METHODS OF EVALUATION OF EFFECTIVE ELASTIC CHARACTERISTICS OF THOROIDAL PRESSURE HULL OF UNTERWATER DEVICE MADE BY FIBER WINDING

Abstract. *Peculiaritits of the impact of conventional models of theoretic evaluation by Feucht or Reis and practical corrections of Bureau Veritas on the evaluation of effective elastic characteristics on the estimation of deflections of thoroidal pressure hulls, made of polymer composite materials, which are obtained by cross winding in combination with longitudinal winding (or laying) of fiber (tape) are given in present work.*

Key words: *toroidal pressure hull, variable casing thickness, elastic characteristics, winding, orthotropic casing.*

Бурдун Е.Т., Присташ С.Ф., Гейко С.П., Копейка С.В.

СРАВНЕНИЕ МЕТОДОВ ОЦЕНКИ ЭФЕКТИВНЫХ УПРУГИХ СВОЙСТВ ТОРОИДАЛЬНОГО ПРОЧНОГО КОРПУСА ПОДВОДНОГО СРЕДСТВА ВЫПОЛНЕНОГО НАМОТКОЙ ВОЛОКНОМ

Аннотация. *В работе приведены особенности влияния общепринятых моделей теоретических оценок за Фойхтом или Рейсом и практических правок Bureau Veritas на счет оценки эффективных упругих характеристик на распределение прогибов тороидальных прочных корпусов из полимерных композиционных материалов, полученых методом поперечной намотки в комбинации с продольной намоткой (или выкладкой) волокном (лентой).*

Ключевые слова: *тороидальный прочный корпус, переменная толщина оболочки, упругие характеристики, намотка, ортотропная оболочка*.

УДК 629.05.001

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДИНАМІЧНИХ ДЕФОРМАЦІЙ КОРПУСУ СУДНА НА ЗАГАЛЬНІ ХВИЛЬОВІ НАВАНТАЖЕННЯ

Суслов С. В., канд. техн. наук, доцент[1], Чечель А. В., канд. техн. наук,[2]
[1] *Національний університет кораблебудування;*
[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. *Запропоновано теоретичний підхід до визначення впливу динамічних деформацій корпусу судна на загальні хвильові навантаження, заснований на комп'ютерному моделюванні нелінійної динамічної системи судно – хвиле утворення з використанням випадкові форми хвиль (CRRW) і детерміністичних (MLRW), що спричиняють заданий рівень реакції*

Ключові слова*: динамічні деформації корпусу; хвильові навантаження; форми хвиль; заданий рівень реакції.*

Вступ. Для сучасних типів великих і швидкісних суден через збільшену відносну гнучкість корпусу й зростання ймовірності значних слемінгових навантажень вплив динамічної складової деформацій на загальну міцність корпусу є суттєвим. Оцінки впливу випінгу на загальну міцність судна [1] показують, що підвищення за його рахунок напружень може сягати 50%. Останнє десятиріччя у практиці проектування суден відбувається переміщення акцентів з використання правил, що базуються на попередньому досвіді й статистиці, на забезпечення певних характеристик важливих при експлуатації судна, включаючи належний рівень безпеки й надійності. Такий підхід спонукає до підвищення реалістичності й точності теоретичних моделей, що використовуються у розрахунках міцності, важливою складовою яких є визначення хвильових навантажень.

Визначення динамічних реакцій корпусів на екстремальні хвильові навантаження є важливим для оптимального проектування сучасних суден, підвищення рівня надійності і безпеки експлуатації. Для цього потрібно спільне вирішення двох завдань: 1) визначення величини навантажень на судно, спричинених хвилюванням із заданими характеристиками; 2) визначення найбільш несприятливих (з погляду можливості руйнування конструкції судна) характеристик хвилювання, з якими може зустрітися судно під час його експлуатації [2]. Стохастичний аналіз процесу взаємодії з хвилями 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. Визначальні для міцності судна динамічні деформації спричиняються слемінгом, що виникає в штормових умовах, коли процес взаємодії судна з хвилями є суттєво нелінійним. При нелінійних розрахунках спектральна теорія випадкових процесів напряму вже не є застосовною і до параметрів, що потрібно враховувати, додається висота хвилі, а головне, необхідно напряму враховувати хаотичний характер морських хвиль. Хитавицю і навантаження, спричинені хвилями, треба визначати з урахуванням реальної зануреної у кожен момент часу частини корпусу, а також можливих ударів о воду (слемінгу) і спричиненого ними випінгу.

Для розрахунків динамічних деформацій корпусу судна використовуються різні за складністю теоретичні моделі від ідеалізації призматичною балкою з урахуванням тільки згинальних деформацій до тривимірних скінчено-елементних моделей, що відтворюють всі основні елементи конструкції корпусу. Стримуючим фактором для застосування складних трьохвимірних моделей є й дисбаланс їх точності з точністю розв'язання гідродинамічної частини задачі [3].

Ціль роботи – формування теоретичної основи і створення програмного забезпечення для врахування динамічних деформацій корпусу в складі нелінійної теоретичної моделі взаємодії судна з хвилюванням, призначеної для визначення екстремальних і проектних хвильових навантажень.

Основна частина

У Національному університеті кораблебудування України з 80–х років ведуться дослідження спрямовані на розробку інженерних методів визначення екстремальних і проектних хвильових навантажень. Створено нелінійну теоретичну модель взаємодії судна з хвилюванням, що враховує скінчену крутизну хвиль, слемінгові навантаження й динамічні деформації корпусу. Розроблено комплекс програм, що дозволяє виконувати чисельні експерименти у реальному часі [4].

В моделі для визначення динамічних деформацій корпусу використано метод розкладення за власними формами коливань[5], теоретичне обґрунтування застосовності якого наведено в роботах [6-8]. Динамічні деформації і відповідні внутрішні зусилля подаються розкладаннями за власними формами вільних коливань

$$W_g(x,t)=\sum_{n=1}^{N} A_n(t)Z_n(x),\quad M_g(x,t)=\sum_{n=1}^{N} A_n(t)\bar{M}_n(x),\quad N_g(x,t)=\sum_{n=1}^{N} A_n(t)\bar{N}_n(x),$$

де $A_n(t)$ – узагальнене переміщення за *n*-ою формою коливання, а $Z_n(x)$, $\bar{M}_n(x)$ і $\bar{N}_n(x)$ – відповідні повздовжні розподіли переміщень, згинального моменту і перерізуючої сили.

Для визначення власних форм і частот коливань корпусу судна з врахуванням поперечного зсуву і інерції обертання поперечних перерізів розроблено метод заснований на скінчено-елементної апроксимації форм й повздовжніх розподілів характеристик мас та жорсткостей [9]. Узагальнені переміщення $A_n(t)$ обчислюють за інтегралом Дюамеля. Збуджуючі сили визначаються із загального розрахунку нелінійної хитавиці судна, при припущенні, що зворотнім впливом динамічних деформацій корпуса можна нехтувати.

Зменшення обсягу стохастичного імітаційного моделювання нелінійних реакцій відбувається шляхом використання моделей хвиль, обумовлених заданим рівнем реакції [10], яке обґрунтовано фактом, що переважний вклад до величин суттєвих для розрахунків міцності навантажень спричиняється певними обмеженими видами хвилеутворень і ними можна обмежуватися без втрати інформативності результатів при моделюванні. Форми таких хвилеутворень визначаються на основі лінійних розрахунків статистичних характеристик. Припускається, що лінійна модель достатньо адекватно описує хвильові умови, що спричиняють значення реакції, які потрібні для розрахунків міцності, а вплив нелінійності можна врахувати шляхом проведення імітаційного моделювання нелінійних реакцій конкретно для цих умов. З залежностей лінійної теорії дістаються випадкові форми хвиль, що спричиняють заданий рівень реакції, які у публікаціях позначаються абревіатурою CRRW (Conditional Random Response Wave). Для розрахунків використовується також детерміністична форма обумовленої рівнем реакції хвилі, яка визначається як математичне очікування стохастичних обумовлених хвиль, що дає форму найбільш вірогідної хвили обумовленої заданою реакцією – MLRW (Most Like Response Wave).

Дослідження впливу динамічних деформацій корпусу судна на загальні хвильові навантаження виконується шляхом моделювання нелінійної взаємодії судна з найбільш вірогідною хвилею, що обумовлена заданим проектним рівнем певного виду навантаження.

Для визначення статистичних характеристик нелінійних реакції проводиться їх розрахунки при належному числі випадково генерованих хвиль CRRW, що надає можливість отримати оцінку похибки результатів.

Результати розрахунків динамічних деформацій корпусу судна, які одержано за методом розкладання за власними формами коливань, для виявлених критичних епізодів може бути уточнено за МСЕ, реалізованим розробленим програмним забезпеченням комплексу [11].

Висновки

Розроблено теоретичний підхід і програмне забезпечення для досліджень впливу динамічних деформацій на загальні хвильові навантаження.

Для зменшення обсягу нелінійних розрахунків передбачено використання критичних хвильових умов, що визначено за певним рівнем реакції

REFERENCES

[1] *Report on the investigation of the structural failure of MSC Napoli English Channel on 18 January 2007* (Rep. No. 9/2008). (n.d.). Retrieved https://www.gov.uk/maib-reports/structural-failure-of-container-vessel-msc-napoli-in-the-english-channel-resulting-in-beaching-at-branscombe-bay-england

[2] Ogawa. Y., Bai. W., & de Hauteclocque. G. (2018). Committee I.2: Loads. In *Proceedings of the 20th International Ship and Offshore Structures Congress (ISSC 2018)* (Vol. 1, pp. 103-150). Amsterdam: IOS Press.

[3] Amin, W., Davis, M., & Thomas,. G. (2008). Evaluation of finite element analysis as a tool to predict sea loads with the aid of trials data. In *Proceedings of the 8th Symposium on High Speed Marine Vehicles (HSMV 2008)* (pp. 1-12). Naples.

[4] 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.

[5] 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.

[6] Чечель, А, & Суслов, С. (2007). Влияние конструкционного демпфирования на динамические деформации корпуса судна при действии волновых нагрузок. *Математические модели и вычислительный эксперимент в материаловедении. Труды Института проблем материаловедения им. И. Н. Францевича НАН Украины,* Моделирование в материаловедении, 108-112.

[7] Суслов, С, & Чечель, А. (2008). Влияние изменения во времени гидродинамических коэффициентов на динамические деформаций корпуса судна под действием волновых загрузок. *Зб. Наук. Праць НУК,1*(418), 13-18.

[8] Суслов, С, & Чечель, А. (2010). Исследование характера изгиба корпуса судна при слеминге. In *Международная техническая конференция в честь 80-летнего юбилея профессора В.В. Козлякова* (pp. 257-261). Одесса, Украина: Николай Дубров.

[9] Суслов, С. (2010). Визначення власних форм і частот коливань непризматичної вільної балки з використанням скінчено-елементної апроксимації. *Збірник наукових праць НУК,1*, 25-32.

[10] 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.

[11] Суслов, С, & Чечель, А. (2006). Применение метода конечных элементов для расчета динамических деформаций корпуса судна. *Зб. Наук. Праць НУК,6*(411), 19-27.

Suslov Serhii, Chechel Alexander/

Investigation of the dynamic ship hull deformations influence on global wave loads

A theoretical approach to the determination of the of dynamic ship hull deformations influence on the global wave load, based on computer modeling of the nonlinear dynamical system of ship - wave with using Conditional Random Response Wave and Most Like Response Wave, is proposed..

Keywords: *ship hull dynamic deformation; wave loads;* conditional random response wave; most like response wave.

Суслов С. В., Чечель А. В.

Исследование влияния динамических деформаций корпуса судна на общие волновые нагрузки

Представлен теоретический подход к определению влияния динамических деформаций корпуса судна на общие волновые нагрузки, основанный на компьютерном моделировании нелинейной динамической системы судно - волно образования с использованием стохастических форм волн (CRRW) и детерминированных (MLRW), вызывающих заданный уровень реакции.

Ключевые слова: *динамические деформации корпуса; волновые нагрузки; формы волн; заданный уровень реакции.*

STUDY OF RESIDUAL STRESS AND ITS RELEASE OF TYPICAL FPSO WELDED JOINTS

Qianqian Jia [a]****, Liangbi Li*** [a]***, Yiwen Zhang*** [b]

[a] *School of Naval Architecture and Ocean Engineering, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang 212003, China*

[b] *COSCO Kawasaki Ship Engineering Co., Ltd, Nantong 226005, China*

*Corresponding author. jiaqianqian_just@163.com

Abstract: Floating production storage and offloading (FPSO) units are generally large welded structures that are made of high-strength steel, but high-strength steel is sensitive to welding residual stress, which would be released under external load, thus affecting the fatigue life of welded joints. In this paper, a typical FPSO welded joint of high strength steel is taken as the research object, and the experimental and simulation studies of initial welding residual stress and residual stress release are carried out. Firstly, based on the theory of thermodynamic, the initial residual stresses of the typical FPSO welded joints are numerically simulated by using the welding simulation program which is compiled with ANSYS Parametric Design Language (APDL) and element birth and death heat source model, and also measured by X-ray diffraction theory which is a non-destructive testing method. Secondly, the residual stresses which have been released under external loads of the typical FPSO welded joint are numerically simulated and measured with the same method of the initial residual stress. Finally, a comparative analysis of the numerical and experimental results of initial residual stresses and residual stress release under external loads is performed. The numerical and experimental results are found to be essentially consistent. The maximum initial residual stress of typical FPSO welded joint appears near the weld toe and corresponds to tensile stress, and the level of residual stress decreases with the increasing distance from the weld toe. The welding residual stresses are significantly released under the effect of the application and removal of the external loads. Meanwhile, there is a larger amount of release when the distance from the weld toe is smaller. The results of this paper could provide theoretical basis for the study of the structure safety of FPSO in service.

Keywords: typical welded joint; residual stress release; experiment; numerical simulation

1. Introduction

Recently, the exploration and development of deep-sea oil and gas reservoirs have been significantly increased, especially for the floating production storage and offloading (FPSO) unit applying in deep sea area. Although an FPSO unit is similar to an oil tanker in appearance, it has a much more complicate structure. Generally, the FPSO unit is used for oil and gas separation and the oily wastewater treatment. Meanwhile, it also has the functions of oil product storage and exportation. The large offshore oil production base usually integrates staff accommodation and production command system. Hence, the safety problem of the FPSO unit should obtain great concern. The FPSO unit is generally designed for long term uninterrupted production on the sea, it is impossible for frequent maintenance of the FPSO unit in service period. While, the FPSO unit is a large welded structure that is made of high-strength steel. The plastic properties and toughness index of high-strength steel decline with increasing yield strength. It increases the steel sensitivity to the residual stress induced by the welding process. Thus, the welding residual stress in service is an important indicator that determines the safety and reliability of the FPSO unit.

Generally, the superposition of the wave load and the initial residual stress causes the FPSO unit structure more easily to approach the steel yield stress during the operation, which leads to a significant reduction of the fatigue strength of the FPSO unit structure. In practice, the static pre-load of the structure hugely exceeds the normal wave load experienced in service [1]. It means that the higher initial residual stresses are often released in the structure.

B.Brickstad and B.LJosefson [2] numerically simulated the multi-pass butt welding joints of large-diameter stainless steel pipe-tubes. Through the calculation of temperature field and stress field, the influence of welding process parameters on welding was deeply studied. Chin-HyungLee et al [3] numerically simulated the distribution of residual stresses in the same steel and dissimilar steel welding, and studied the effect of yield strength on the longitudinal residual stress of the simple butt welded joints. The results show that the peak value the longitudinal residual stress increases as the yield strength increases. Kim and Lotsberg [4] conducted tests to investigate typical welded joints of an FPSO produced in the same welding batch, and it found that the large initial external load caused the residual stress of the welded structure to decrease, thus increasing the structural fatigue strength. V Dattoma et al [5] numerically simulated the release of residual stress under constant amplitude cyclic loading. Zhang et al [6] and Huang et al [7] used a numerical simulation method to investigate the law of residual stress.

The main contribution of this paper is described as follow: it adopts a combination of experiment and numerical simulation to quantitatively study the residual stress and its evolution of the welded joints of the FPSO unit based on the thermal elastic-plastic theory.

2. Basic theory of residual stress finite element analysis

2.1 Welding temperature field

During the welding process, the heat transfers from the arc to the welded area, which 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, the 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, in accordance with the law of the energy conservation and the Fourier theorem. The governing equation of the welding process temperature is given as follow [8]:

$$\rho C\frac{\partial T}{\partial t}=\frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda\frac{\partial T}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\lambda\frac{\partial T}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\lambda\frac{\partial T}{\partial z}\right)+\overline{Q} \tag{1}$$

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; 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. (1) is a generalised equation, so the determination of welding temperature field requires a combination of the given boundary conditions and initial conditions.

2.2 Welding stress field

The welding residual stress is caused by the plastic deformation of the material during the welding process. The welding stress field leads to the overall elastic-plastic deformation of the material, which is mainly caused by the welding temperature field. In a thermal elastic-plastic analysis, the welding heat and the thermal strain behaviour of the material are simulated to determine the welding thermal stress and strain by using the finite element method. In this paper, the thermal elastic-plastic theory is used to analyse the stress fields by numerical simulation. The constitutive relationship of the stress field is given as follow [8]:

$$d\sigma = D d\varepsilon - C dT \tag{2}$$

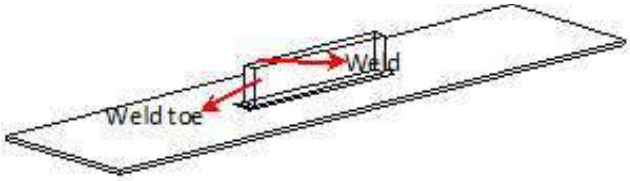
Where $d\sigma$ is the stress increment; D is the elastic matrix; $d\varepsilon$ is the strain increment; C is a vector of the material performance with varying temperature; and dT is the temperature increment.

3. Experiment of welding residual stress and its release

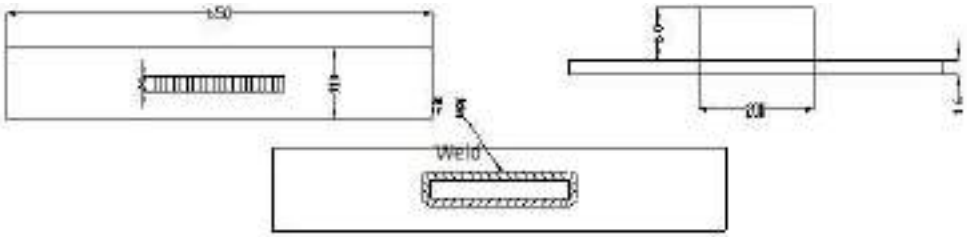
3.1 Relevant test piece details

In this paper, the toe of the bracket that connects the ribs and the longitudinal bulkheads of the FPSO unit is set as a typical node for the fatigue analysis [9,10]. It is represented by the simplified T-weld model shown in Fig. 1(a). The joint material is Q345 steel, which is commonly used in FPSO steel. It has a yield strength (σ_s) of 345 MPa, ultimate strength (σ_b) of 470 MPa, and an elastic modulus of 2.1×10^5 MPa. Based on the test requirements, the specific size of the model is shown in Fig. 1(b).

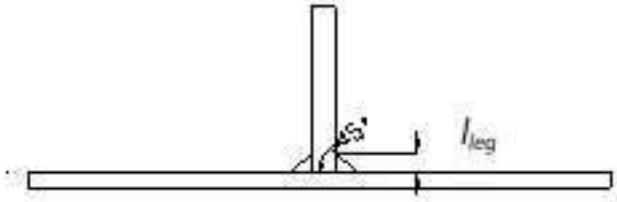
The determination of the weld size is particularly important for welding test pieces. The JTP [11] standard welding requirements are referenced in this paper. When the web thickness of the T-weld structure (Fig. 1 (c)) is greater than 15 mm and exceeds the panel thickness, the weld is considered as a double-sided continuous weld.



(A) **SCHEMATIC OF TYPICAL WELDED JOINT**



(B) **MODEL DIMENSIONS (UNIT: MM)**



(c) Seam of the T-shaped welded structure

Fig. 1. Details and model of a typical welded joint of an FPSO unit [9].

3.2 Arrangement of residual stress measurement points

From previous research [9-12], it can easily reproduce the fatigue damage of typical FPSO unit welded joints caused by the long-term tensile stressing. In Fig. 2, the area of the short weld A is a hot spot [9]. The welding residual stress in the *X* direction (Fig. 2) is the stress that mainly determines the fatigue strength of the welded joint. The welding residual stresses in the *X* direction are therefore the primary focus of the present study.

Owing to the density of the set measurement points, only five typical points are labelled in Fig. 2. Measurement points #1 to #13 are along with the centre line, which is perpendicular to the short weld seam A (Fig. 2). Measurement points #9, #14, and #15 are located on a line that is perpendicular to the centre line. Measurements points #14 and #15 are on the same side of the centre line. The specific location information of all the measurement points are presented in Fig. 2, Table 1, and Table 2. In Table 1 and Table 2， where d_1 is the distance between the measurement points and point B (B is the intersection of the weld toe end and weld centre line), and d_2 is the distance between the measurement points and point C (C is distributed on the weld centre line and 13 mm away from the weld toe end).

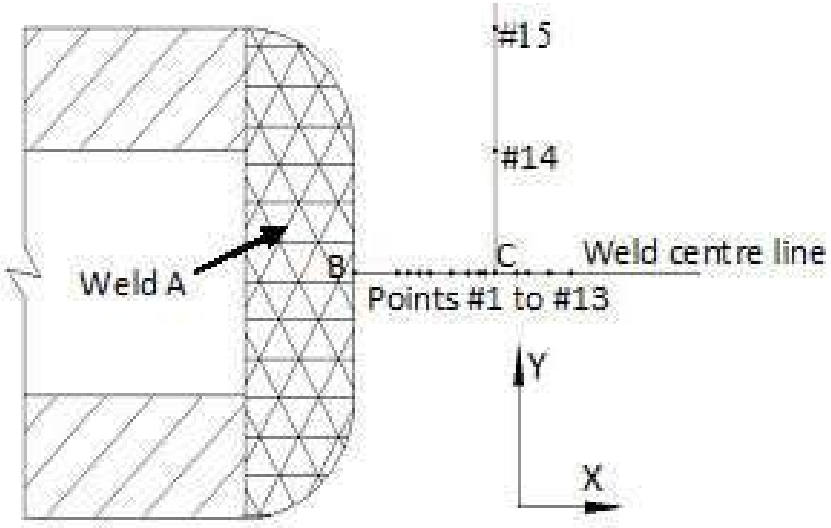


FIG. 2. **ARRANGEMENT OF THE RESIDUAL STRESS MEASUREMENT POINTS.**

Table 1 Locations of the measurement points on a line perpendicular to the weld direction.

Point number	d_1 (mm)	Point number	d_1 (mm)	Point number	d_1 (mm)
1	4	6	10.5	11	16
2	5	7	11.5	12	18
3	6	8	12	13	20
4	7	9	13		
5	9	10	15		

Table 2 Locations of the measurement points on a line in the weld direction.

Point number	d_2 (mm)
14	10
15	20

3.3 Experimental procedure

Surface treatment of the measurement area is necessary before the measurement process. The experimental procedure comprised the following steps.

(1) The surface of the measurement area is sanded using an electric soft grinding machine to remove rust and produce a bright and clean surface.

(2) The locations and numbers of the measurement points are marked with a pen.

(3) The measurement points are polished using an electrolytic polishing machine, and subsequent cleaning using alcohol resulted in a dry and rust-resistant surface.

(4) An X-ray measurement instrument was used to measure the stresses at the different measurement points in turn (Fig. 3). The measurements are subsequently processed by a computer to determine the residual stresses at the respective measurement points.

(5) An MTS fatigue tester is used as the loading installation when the analysis of residual stress release is carried out. The test piece is supported by the fixtures, and an external load of 1,000kg is applied to the joint by the loading device, as shown in Fig. 4. Residual stresses in test piece are released under external loads. This loading method can make the joint withstand the stress of 0.85 σ_s during the experiment, and this is consistent with the actual working stress of FPSO in service. The typical FPSO welding node is then examined.

(6) The residual stresses at four special measurement points, namely, #9, #13, #14, and #15, are measured. The corresponding residual stresses before and after unloading are then determined by computer processing.

FIG. 3. **THE PROGRESS OF THE RESIDUAL STRESS MEASUREMENT.**

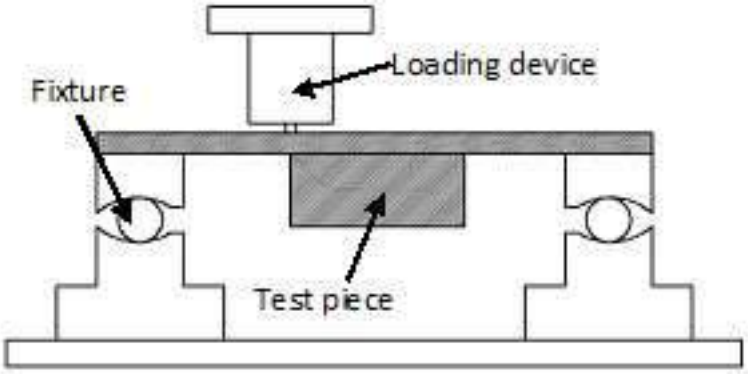


FIG. 4. **LOADING OF THE MODEL.**

3.4 Experimental results and analysis

The three groups of joints are considered for the initial residual stresses measurement before loading. Table 3 presents the average values of the initial residual stresses measured at each measurement points for each group of the joint. The corresponding results of the residual stresses that are measured under the condition of loading and subsequently unloading are presented in Table 4.

TABLE 3 **AVERAGE MEASUREMENT RESULTS OF THE INITIAL RESIDUAL STRESSES.**

Point number	σ_x (MPa)	Point number	σ_x (MPa)	Point number	σ_x (MPa)
1	312.3	6	165.4	11	144.2
2	255.1	7	173.1	12	126.4
3	267.1	8	154.1	13	107.9
4	194.8	9	140.8	14	120.7
5	189.7	10	146.0	15	-9.9

TABLE 4 **AVERAGE MEASUREMENT RESULTS OF THE RESIDUAL STRESSES AFTER LOADING AND UNLOADING.**

Point number	σ_x (MPa)	Point number	σ_x (MPa)
9	20.6	14	65.2
13	-9.5	15	-35.7

4. Numerical simulation of welding residual stresses and its release

Based on the thermal elastic plastic theory, the program of the welding residual stresses numerical simulation is edited by using the ANSYS APDL language. The program is then used to carry out finite element analysis of the welding residual stresses of typical FPSO unit welded joints under the condition of the before and after loading.

4.1 Thermal physical and mechanical properties of materials

The joints of the typical welded joint are made of Q345 steel in this paper. The material properties of this high-strength steel at different temperatures are presented in Table 5 and Fig. 5. Because the physical properties of the material are difficult to measure at high temperatures, the data are determined by interpolation.

To simplify the finite element simulation, it is assumed that the weld adopts the same material to the base metal, regarding to the same physical properties.

TABLE 5 **PHYSICAL PROPERTIES OF THE JOINT MATERIAL (Q345 STEEL).**

Temperature	Elastic modulus	Poisson's ratio	Thermal expansion coefficient	Heat transfer coefficient	Density	Specific heat
°C	MPa		1/°C	W/(m·°C)	kg/m^3	J/(kg·°C)

25	2.1×10^{5}	0.3	1.12×10^{-5}	53	7800	460
500	1.5×10^{5}	0.3	1.35×10^{-5}	36	7800	690
1000	0.35×10^{5}	0.3	1.67×10^{-5}	26	7800	880
1500	0.065×10^{5}	0.3	1.78×10^{-5}	20	7800	920

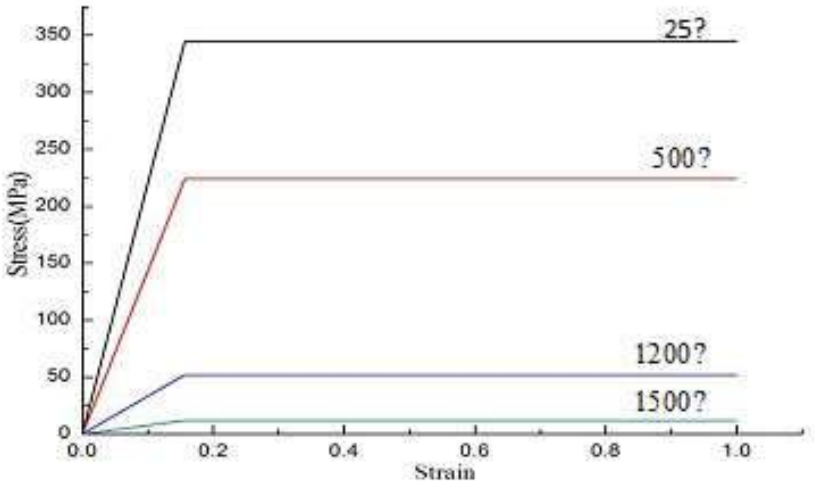


FIG. 5. **STRESS–STRAIN RELATIONSHIP OF THE JOINT MATERIAL (Q345 STEEL).**

4.2 Meshing and boundary conditions for stress analysis

The size of the T-shaped joint is shown in Fig. 1. In the meshing of the residual stress model, the mesh near the weld is more intensive to increase the calculation accuracy, while the mesh away from the weld is sparse to reduce the calculation time. The overall mesh is shown in Fig. 6.

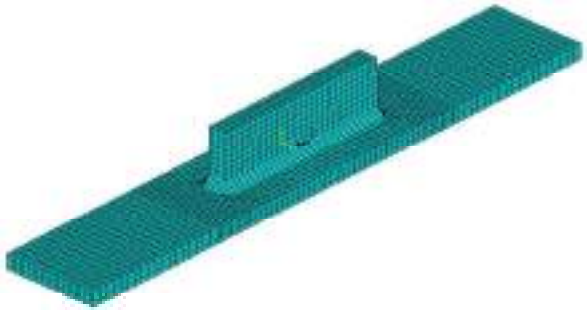


Fig. 6. Meshing of the model of the welded structure.

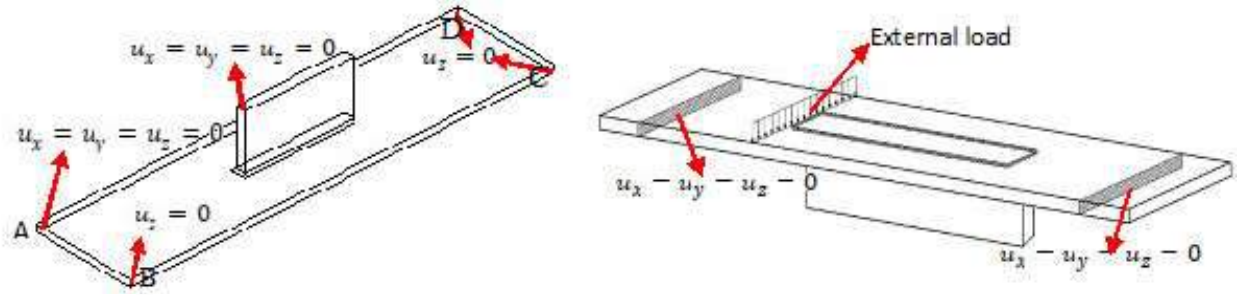
In the temperature field analysis, the initial and ambient temperatures are both set to 25 °C to simulate the actual welding conditions. The convective heat transfer coefficient is 62.5 W/ (m^2·°C), and the SOILD70 element with eight nodes hexahedron is selected as the element type of the T-shape joint. In the stress and strain field analysis, the SOILD45 element with eight nodes hexahedron is selected as the element type of the T-shape joint. In this paper, the element birth and death heat source model is adopted to achieve the finite element simulation of the welding process. It is necessary to ensure that the model does not experience rigid displacements during the welding. Meanwhile, hampering the welding deformation and stress release can't be significantly hampered. The boundary conditions are illustrated as follow.

(1) Boundary conditions of initial residual stress simulation

For the initial residual stress simulation, at one end of the panel, node A is $u_x = u_y = u_z = 0$ and node B is $u_y = 0$; at the other end of the panel, node C and node D are both $u_y = 0$. For the web located far from the weld toe, $u_x = u_y = u_z = 0$, as indicated in Fig. 7(a).

(2) Boundary conditions of residual stress simulation after loading and unloading

In this paper, the external load of 1,000kg is applied in the loading test of specimen. According to the actual loading form of the structure in the test (Fig. 4), boundary conditions are applied to the model. The two ends of the structure are freely supported by circular tubes, hence, at the support, the boundary conditions are set as $u_x = u_y = u_z = 0$. The applied load and boundary conditions are shown in Fig. 7(b).



(a) (b)

FIG. 7. **BOUNDARY CONDITIONS FOR THE STRESS ANALYSIS.**

4.3 Finite element simulation results and comparative analysis with the experiments

An indirect method is employed for the finite element simulation of the welding process. After the simulation, the initial residual stress and the residual stress are determined under condition of discharge 1,000kg load and unloading respectively. Then, these values are compared with the experimental results (Section 3.4) shown in Figs. 8 and 9. Here, σ_x is the residual stress in the *X* direction (Fig. 2).

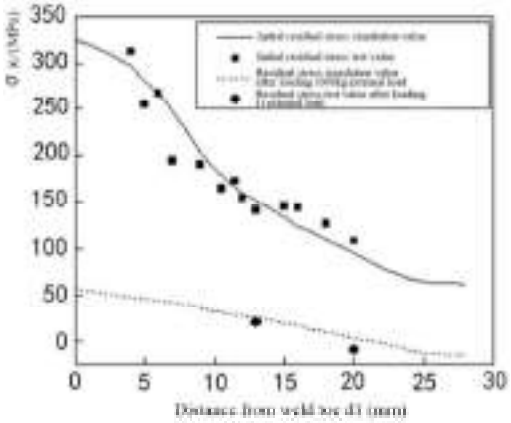


FIG. 8. **COMPARISON OF CALCULATED AND MEASURED STRESSES**

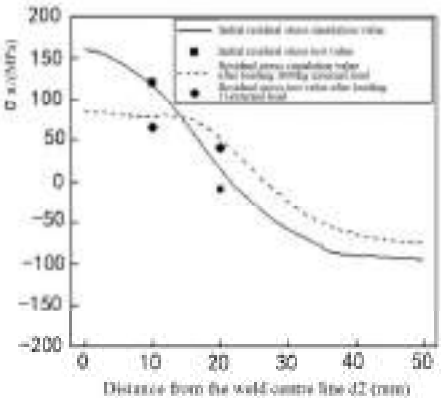


FIG. 9. **COMPARISON OF CALCULATED AND MEASURED STRESSES IN THE VERTICAL WELD BEAD DIRECTION. IN THE WELD BEAD DIRECTION.**

Figs. 8 and 9 show that the finite element analysis results are match well with experimental results. Therefore, the proposed numerical method for simulating welding residual stress is effective.

The following results can be observed from Table 3 and Fig. 8.

(1) The welding residual stresses are mainly tensile stresses in the vertical direction of the weld, which decrease with increasing distance d_1 from the toe end of the weld. The residual stresses vary significantly near the weld area, regarding to the maximum stress of 325.7 MPa occurring near the weld toe of the short weld A. The maximum stress is close to the yield stress of the material. The residual stress distribution is relatively flat in the area that is far away from weld area, tending to 60 MPa at a distance of approximately 25 mm away from the weld.

(2) After the applying the external load, the residual tensile stresses are lower than the initial stresses. The closer to the weld toe area it is, the greater the residual stress release happens. The maximum reduction of the residual stress is 268.7 MPa, which represents a stress release rate of 82.5%.

The following conclusions can be also observed from Table 4 and Fig. 9.

(1) The weld-direction residual stresses are tensile stresses in the vicinity of the weld centre line. The residual stresses decrease to 0 at a distance of approximately 22 mm away from the weld, transforming into gradually increasing residual compressive stresses. After applying external load, there is a greater reduction of the residual tensile stresses near the weld. Because the initial residual stress is higher near the weld. The total stresses exceed the yield strength of the material caused by higher the initial residual stresses combined with the stress induced by the load. The maximum residual tensile stress release is 90.2 MPa after the unloading, which represents a maximum release rate of 56.3%.

(2) There is no change in the distribution of the residual compressive stress away from the weld area, although a decreasing stress level can be observed.

5. Conclusions

In this paper, the residual stresses and its release of a typical welded joint in an FPSO unit are investigated by experiment and numerical simulations. The following main conclusions are listed.

(1) The residual tensile stresses near the weld toe of the joint are higher than the other parts, with the maximum value approaching the yield strength of the material.

(2) External loading significantly alters the welding residual stresses. The application and removal of load will lead to in the partial release of the residual stresses. Meanwhile, the stress release increases with area closing the weld toe.

Acknowledgments

This work is supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 51479084) and the 2016 Youth Academic Leaders Project of the Qing Lan Project in Jiangsu universities.

REFERENCES

[1] Kim WS, Tomita Y, Hashimoto K, Osawa N. Effects of static load on fatigue strength of ship structure. Proceeding of the Seventh (1997) International Offshore and Polar Engineering Conference. Honolulu, USA, May 25–30, 1997.

[2] B. Briekstad, B. L. Josefson. A parametric study of residual stresses in multi-pass butt-welded stainless steelpipes [J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping,1998,75(1):11-25.

[3] Chin-HyungLee, Kyong-HoChang. Numerical analysis of residual stress in welds of similar or dissimilar steel weldments under superimposed tensile loads[J]. Computational Materials Scienee，2007,40(4):548-556.

[4] Kim WS, Lotsberg I. Fatigue test data for welded connections in ship-shaped structures. OMAE-FPSO, 2004, 0041, Houston, USA.

[5] V Dattoma, M De Giorgi and R Nobile, Numerical evaluation of residual stress relaxation by cycle load. Journal of strain analysis for engineering design. 39(2004) 663-672.

[6] Zhang B, Moan T. Mean stress effect on fatigue of welded joint in FPSOS. 25th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. Hamburg, Germany, 2006.

[7] Huang XP, Moan T. Improved modeling of the effect of R-ratio on crack growth rate. Int J of Fatigue 2007;29(4):591–602.

[8] Xie Y-F. Numerical simulation research on welding temperature and stress field based on ANSYS. Wu Han University of Technology, 2006, 18–30.

[9] Det Norske Veritas, recommended practice DNV-RP-C203: Fatigue design of offshore steel structures, August 2005.

[10] FPSO JIP-Fatigue Capacity. Fatigue Test of Typical Weld Joints, a Proposal of S-N diagrams for welded ship structure. Hull Initial Design Department, Hyundai Heavy Industries Co., Ltd., April 2000.
[11] Joint Tanker Project[S]. IACS.2006.
[12] Wu XY, Zhan, ZH, Huang XP, Cui WC. A study on crack repair profiles of welded details in FPSO. J Ship Mech 2007;11(4):587–93.

OPTIMAL IMPACT-RESISTANT DESIGN OF CORRUGATED SANDWICH PANELS UNDER AIR-BLAST LOADING

Li KE, Kun LIU*, Jiaxia WANG, Xiaolong BAI
(School of Naval Architecture and Ocean Engineering,
Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang Jiangsu 212003, China)

Abstract: To enhance the application range on ships and marine equipment and impact resistance under air-blast loading, a new optimal structural design is applied to corrugated sandwich panels. In this paper, the evaluation criteria for this method comprise structural quality, stress, deformation, and energy absorption under static loading and air-blast loading. According to the evaluation criteria and an orthogonal experiment, it can screen out qualified sample points used to generate response surface models via back-propagation neural networks. Further, a genetic algorithm that includes an impact resistance index of the evaluation criteria is used for multi-objective optimization analysis with reference to the response of surface models. Thus, the global optimal solution can be obtained. Through optimization using this method, the impact resistance of corrugated sandwich panels is clearly improved, providing a new design idea and optimization method for structural impact-resistance design.

Keywords: Corrugated sandwich panels; Impact resistance; Optimal design; Orthogonal experiment; back-propagation neural network; Genetic algorithm;

Ключові слова: Гофровані сендвіч-панелі; Опір удару; Оптимальний дизайн; Ортогональний експеримент; зворотне поширення нейронної мережі; Генетичний алгоритм;

Ключевые слова: Гофрированные сэндвич-панели; Сопротивление удара; Оптимальный дизайн; Ортогональный эксперимент; нейронная сеть обратного распространения; Генетический алгоритм;

1 Introduction

With advancements in science and technology, modern airborne anti-ship weapons pose a growing threat to the above-water parts of ships [1]. Accordingly, designing a hull structure with excellent impact resistance performance is vital to improving the strength of a ship. Corrugated sandwich panels are weight efficient and can save space while improving impact resistance. They possess high stiffness-to-weight and strength-to-weight ratios compared to conventional structures [2–4]. Therefore, making the best use of materials and maximizing the mechanical properties of sandwich panels has been widely researched by scholars worldwide. Traditional design and structural optimization relies on increasing the structural weight to improve protection. However, this does not significantly improve structural protection performance. Solving the contradiction between structural weight and structural protection performance requires the introduction of new materials, structural units, and optimization methods. A structural optimization design is carried out for corrugated sandwich panels to obtain relatively reasonable structure types and size parameters under impact loading. It is beneficial to make full use of the mechanical properties of the metal material to take advantage of the sandwich panel structure, and to improve the hull structure's ability to withstand air-blast loading and improve safety performance.

*Project supported by the National Natural Science Foundation of China (Grant No. 51609110; 51779110;51809122).

Corresponding author. Tel.: 13511692085; *E-mail address:* kunliu@just.edu.cn.(Kun LIU)

The genetic algorithm (GA) is a randomized search-and-optimization technique guided by the principles of evolution and natural genetics, possessing a large amount of implicit parallelism [5, 6]. GAs perform searches in complex, large, and multimodal landscapes, providing near-optimal solutions for objective or fitness functions of an optimization problem. In the field of ship-structure optimization, Zbigniew Sekulski [7, 8] analyzed and optimized the least-weight distribution and size of high-speed vehicle-passenger catamaran structures with a GA, successfully solving the multi-variable optimization problem. Alan Klanac et al. [9] used a GA to optimize the profile structure of a ferry, and compared the obtained results to the traditional optimization method. A conclusion about the optimal design of tanker structures was also obtained, showing that the GA was superior to traditional optimization. However, GAs are prone to highlight premature phenomena when exploited for optimization [10]. If this problem can be effectively solved, the advantages of GAs can be better exploited.

Artificial neural networks, which can find various mapping functions of input and output via learning and training and by adjusting threshold and weight values, are mathematical models that simulate biological neural networks, used for information processing [11]. The research shows that any continuous function can establish a mapping relationship with a three-layer neural network [12]. Therefore, to reduce calculation, improve research efficiency, and save on research costs, high-precision neural-network response-surface models can be applied to research the mechanical properties of sandwich-panel structures, instead of the finite element calculation of the actual structure optimization. The back propagation (BP) neural network can achieve nonlinear mapping between any output and input, and is a multilayer feedforward neural network [13, 14]. It is the most widely applied artificial neural network [15]. BP neural networks generally have no restriction on input samples and can deal with highly nonlinear problems and can be well-combined with other modern optimization algorithms (e.g., GAs). Owing to these advantages, the composite optimization method combining artificial neural networks and GAs has been gradually applied in the field of ship-structure optimization design [16–18].

Therefore, combining a BP neural network and a GA to optimize the impact resistance of corrugated sandwich panels under air-blast loading is of great importance for replacing traditional hull structures, achieving lightweight hulls, and improving protection performance and safety of ship structures.

2 Optimal design method of impact resistance

An orthogonal experiment that can segregate representative points from a comprehensive test is a high-efficiency, rapid, and economical test-design method [19-20]. Additionally, neural network response-surface training samples constructed by orthogonal experiments can not only improve the learning training efficiency, they can also ensure the generalization of the network. Thus, in this paper, an orthogonal experiment using a BP neural network and a GA are used to form a BP–GA optimization algorithm for the optimization of sandwich-panel impact resistance. The process is shown in Fig. 1.

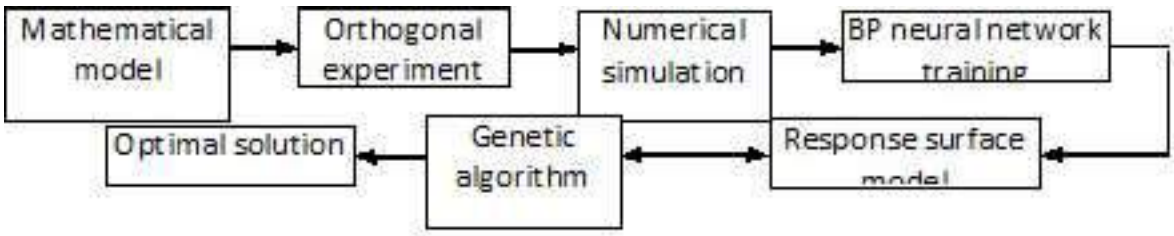


Fig. 1 Flow diagram of BP-GA optimization algorithm

2.1 Optimization problem mathematical model

The optimal design of a ship structure can seek reasonable structural type and appropriate component size during a traditional design process, resulting in the hull structure having excellent performance under relevant conditions. For the optimization of the impact resistance of corrugated sandwich panels, the mathematical model can be summarized as follows:

$$\begin{cases} \min F(\boldsymbol{X}), \quad X \in \mathrm{R}^n \\ \text{s.t.} \quad g_j(\boldsymbol{X}) \le 0, \qquad j = 1,\ 2, \cdots,\ J, \\ \qquad l_k(\boldsymbol{X}) = 0, \qquad k = 1,\ 2, \cdots,\ K \end{cases} \tag{1}$$

When J = 0 and K = 0, there are no constraints, making this an unconstrained optimal problem. When either J or K is not 0, it is called a constrained optimal problem.

Air-blast loading will generate an impact energy that can cause large plastic deformation of the superstructure, and significant harm to the personnel and equipment on a ship. Thus, it is important to develop a reasonable impact resistance index using the optimal analysis. The smaller the value of the indicator, the better the structural protection performance. After comprehensive consideration, this paper takes the structural mass, *m*, deformation, v_0, stress, S_0, under static loading as well as v_1, S_1, energy absorption η_1 under air blast loading as objective functions.

$$f(h_c\ ,\ w\ ,\ t_1\ ,\ t_c\ ,\ t_2) = \alpha \cdot f_m + \beta \cdot f_{v_0} + \gamma \cdot f_{S_0} + \lambda \cdot f_{v_1} + \mu \cdot f_{S_1} + \xi f_{\eta_1}\ , \tag{2}$$

where h_c is the height of the sandwich layer, w is the length of the sandwich unit, t_1 and t_2 are the thicknesses of the upper and lower panels, and t_c is the thickness of the sandwich layer. α, β, γ, λ, μ and ζ are, respectively, weight coefficients of $f_m, f_{v_0}, f_{S_0}, f_{v_1}, f_{S_1}$ and f_{η_1}. Via the objective membership degrees, the variables can be dimensionless and avoid the problem of unit unification. $f_m, f_{v_0}, f_{S_0}, f_{v_1}, f_{S_1}$ and f_{η_1} are, respectively, the objective membership degree of the structural mass, the center deformation of the upper panel, the structural stress, and the energy absorption under static and air-blast loading. The membership calculation method appears as follows:

$$objective\ membership\ \ degree = \frac{objective\ value - (objective)_{\min}}{(objective)_{\max} - (objective)_{\min}}\ . \tag{3}$$

2.2 BP neural network

BP uses the Levenberg–Marquardt algorithm to find the network weights, so that the error function reaches minimum, causing it to reach the extremum within limited epochs. The merits of BP are that the adjustment of weights always aligns toward the descending direction of the error function. However, BP neural networks have disadvantages. For example, the error curve is always so complex that there are many local minima. Thus, the convergence of the algorithm is very sensitive to the initial value. Furthermore, the required precision is so high that it is difficult to realize the weight storage. The mapping relationship of BP neural network is as follows:

$$F : R^m \to R^L, \qquad Y = F(X)\ , \tag{4}$$

where *X* and *Y* are, respectively, the sample input and output sets. BP neural networks use errors of the output layer to estimate errors of the input layer, so that it can progressively reverse errors in all layers. This process is called reverse gradual delivery.

2.3 GA

Compared to the BP neural network, GA (which comprises reproduction, crossover, and mutation) is more qualified for optimization when only the requirement of global searching is considered. Moreover, it is easy to implement using hardware. First, the required precision is not high. Second, if binary encoding is adopted, the results can be directly reflected with digital storage. Third, the arithmetic operation is simple, which is quite favorable for hardware implementation. To improve efficiency, this paper selects the following formula as the basis of judgment for the objective function.

$$Fit\left(O\left(x\right)\right) = \begin{cases} c_{\max} - O\left(x\right), & O\left(x\right) < c_{\max} \\ 0, & \text{other} \end{cases}\ , \tag{5}$$

where $c_{\max}$ is the maximum estimate of $O(x)$. The default is 1.

GA can only deal directly with unconstrained optimization problems. Therefore, it requires transformation of the constraint problem into an unconstrained problem via the penalty function [2], as shown in Eq. (6).

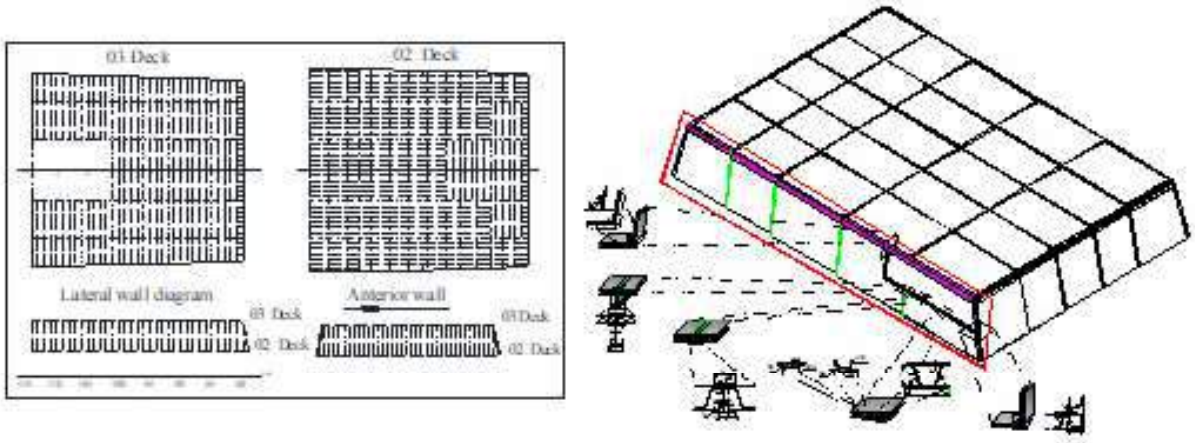
$$\begin{cases} Fit(O(x)) = fit(O(x)) + rP(O(x)) \\ P(O(x)) = \begin{cases} = 0, & x \in X \\ > 0, & x \notin X \end{cases} \end{cases}\ , \tag{6}$$

where *r* is the scale coefficient, and *X* is the feasible region of the problem solution.

3 Optimization analysis of impact resistance of corrugated sandwich panels

3.1 Description of problem

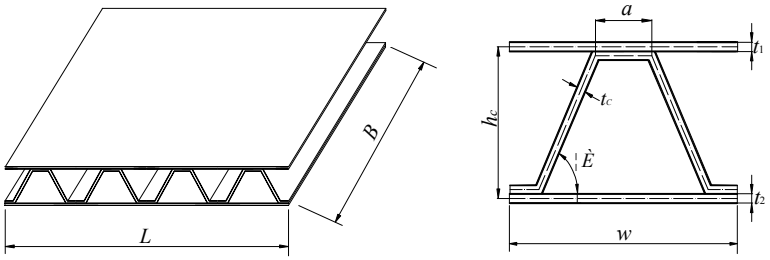
The superstructure of a ship and its replacement area of corrugated sandwich panels is shown in Fig. 2. The superstructure deckhouse, which demands attention, is located at section Fr80-Fr114. The deck and surrounding wall thicknesses are mainly 4 or 5 mm, and the strong beam is No. 6 ball-flat steel. The longitudinal and strong reinforcement is of the T-type, and the size is 80×6/140×5 mm on the 02 and 03 deck-side walls.



(a) Diagram of basic structure (b) Alternative area of superstructure

Fig.2 Basic structure of traditional superstructure and alternative area

This paper takes the local area of the superstructure as the research object, and selects corrugated sandwich panels to carry out the replacement design of the 02 to 03 deck-side wall in the FR96-FR101 area plate frame structure, as described in Fig. 2(b). The thickness of the plate is 5 mm, and the stiffener is ball-flat steel No. 12 with a pitch of 500 mm to carry out the optimal design of the sandwich panels. The calculation area is 2,500 mm long and 2,300 mm wide, and the weight is approximately 306.5 kg. A Uc-type sandwich panel with better structural performance is selected to replace the traditional stiffened plate frames, as shown in Fig. 3.



(a) Design of sandwich panels (b) Section size

Fig. 3 Schematic of the Uc-type sandwich panel

We set the design variables as the core-layer unit height, h_c, the core-layer unit length, w, the thickness of the upper face panel, t_1, the core layer, t_c, and the underside face panel, t_2. Because weight has a great influence on ship performance and construction cost, it is necessary to reduce the weight by 20% when replacing the traditional stiffened plate area with corrugated cores of sandwich panels. Therefore, the range of values of these variables begin with m ≤245.2 kg. t_1 and t_2 are designed 1–1.5 mm. t_c is 1–2 mm. h_c is 60–80 mm, and w is 100–125 mm. The impact resistance optimal problem of corrugated sandwich panels can be expressed as follows:

$$\min\ f(h_c,\ w,\ t_1,\ t_c,\ t_2) = \alpha \cdot f_m + \beta \cdot f_{v_0} + \gamma \cdot f_{S_0} + \lambda \cdot f_{v_1} + \mu \cdot f_{S_1} + \xi f_{\eta_1}$$

$$\text{s.t. } m \le 245.2kg$$

$$60\text{mm} \le h_c \le 100\text{mm}$$

$$100\text{mm} \le w \le 125\text{mm}$$

$1.5\text{mm} \le t_1 \ , \ t_2 \le 2\text{mm}$

$1\text{mm} \le t_c \le 2\text{mm}$

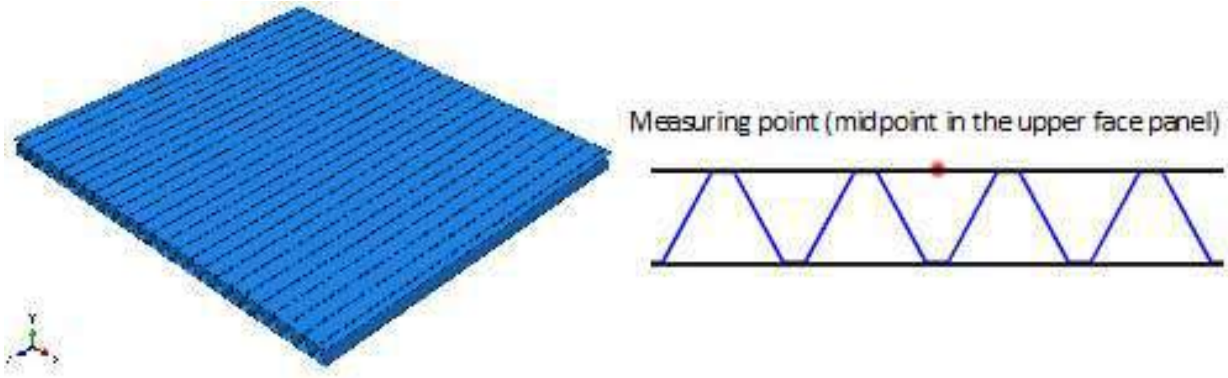
Comprehensively considering the importance of each objective function, a reasonable combination of weighting factors for each membership is given in Table 1.

Table 1 Weight coefficient combination

Weight coefficient	α	β	γ	λ	μ	ξ
Case 1	0.5	0.05	0.05	0.15	0.15	0.1
Case 2	0.5	0.1	0.05	0.1	0.1	0.15
Case 3	0.5	0.05	0.1	0.05	0.15	0.15
Case 4	0.4	0.1	0.1	0.2	0.1	0.1
Case 5	0.4	0.15	0.05	0.25	0.05	0.1
Case 6	0.4	0.05	0.15	0.1	0.2	0.1
Case 7	0.3	0.1	0.1	0.2	0.1	0.2
Case 8	0.3	0.1	0.05	0.1	0.25	0.2
Case 9	0.3	0.1	0.1	0.1	0.1	0.3

3.2 BP-GA optimal calculation

The fundamental frequency variation of the corrugated sandwich panel, whose midpoint is in the upper face panel (as shown in Fig. 4), uses the finite element method (FEM) and the commercial software, ABAQUS. The model material is L907A steel, whose density is 7,850 kg/m^3. The elastic modulus, *E*, is 210 GPa. The Poisson ratio, *v*, is 0.3, and the yield stress is 390 MPa. Additionally, the Shell element was adopted, and the boundary condition was a four-sided fixed constraint.



(a) Model of the Finite element (b) Measurement point

Fig. 4 Schematic of the FEM and measurement point

In view of the standard GJB4000-2000, a 5 kPa static load and 70 kPa air-blast loading were adopted to corrugated sandwich panels that were picked out by orthogonal experiment. The calculation results are shown in Table 2.

Table 2 Experiment results under static and air blast loading

Number		h_c /mm	w /mm	t_1 /mm	t_c /mm	t_2 /mm	m /kg	v_0 /mm	S_0 /MPa	v_1 /mm	S_1 /MPa	η_1 /J
A	1	60	100	1.5	1	1.5	209.5	0.89	15.889	12.5	278.8	34.438
	2	60	100	1.5	1	2	232.1	0.79	15.902	11.0	332.5	13.235
	3	60	100	2	1	1.5	232.1	0.78	15.763	11.0	330.9	23.495
	4	60	100	1.5	1.5	1.5	246.6	0.77	13.560	6.4	283.2	5.014
B	1	60	125	1.5	1	1.5	200.2	1.00	19.635	15.5	334.1	98.369
	2	60	125	1.5	1	2	222.8	0.90	21.09	11.7	316.7	46.706
	3	60	125	2	1	1.5	222.8	0.87	14.831	12.3	298.2	58.599

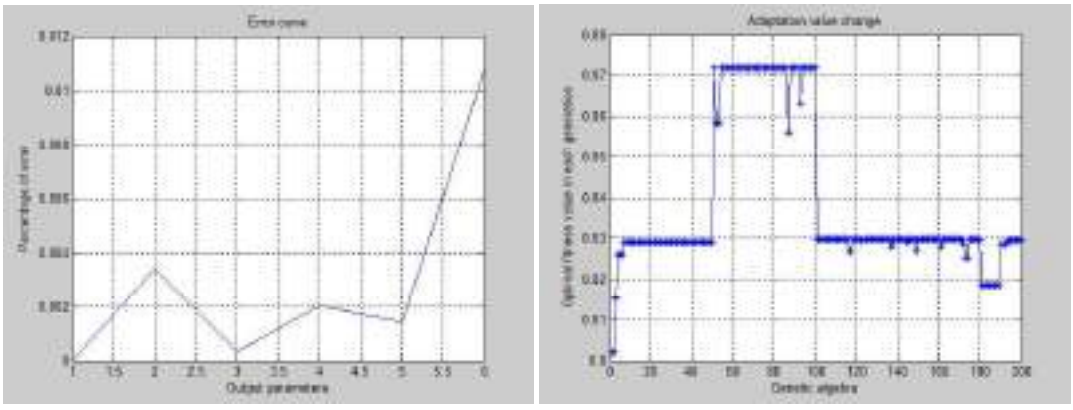
	4	60	125	1.5	1.5	1.5	232.6	0.86	22.109	13.6	268.6	40.095
	5	60	125	2	1	2	245.4	0.74	12.342	11.0	264.8	7.912
C	1	80	100	1.5	1	1.5	225.2	0.56	13.489	7.9	244.7	5.069
	1	80	125	1.5	1	1.5	211.7	0.58	11.573	8.7	194.8	5.157
D	2	80	125	1.5	1	2	234.3	0.61	16.365	7.3	305.3	15.093
	3	80	125	2	1	1.5	234.3	0.54	11.558	7.7	216.2	10.645
E	1	100	100	1.5	1	1.5	241.7	0.38	8.176	5.2	157.3	0.064
F	1	100	125	1.5	1	1.5	224.2	0.47	12.566	6.5	212.6	1.600

Based on Eqs. (2) and (3), the objective functions of these sandwich panels are shown in Table 3.

Table 3 Objective functions of corrugated sandwich panels

Number		Objective function								
		Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6	Case 7	Case 8	Case 9
A	1	0.4099	0.3980	0.3829	0.4617	0.4768	0.4452	0.4779	0.4821	0.4407
	2	0.6056	0.5752	0.5824	0.5897	0.5825	0.6094	0.5389	0.5776	0.4947
	3	0.6291	0.5990	0.6104	0.6080	0.5966	0.6363	0.5676	0.6201	0.5336
	4	0.6525	0.6433	0.6597	0.5814	0.5649	0.6264	0.4930	0.5670	0.4835
B	1	0.4911	0.4911	0.4822	0.5822	0.5911	0.5734	0.6822	0.6911	0.6822
	2	0.5959	0.5842	0.6013	0.6260	0.6089	0.6560	0.6280	0.6526	0.6108
	3	0.5760	0.5697	0.5598	0.5882	0.5981	0.5837	0.6023	0.6296	0.5920
	4	0.6711	0.6587	0.6586	0.7059	0.7060	0.6948	0.6815	0.6398	0.6394
	5	0.6845	0.6591	0.6453	0.6373	0.6511	0.6244	0.5543	0.5711	0.5041
C	1	0.4005	0.3826	0.3933	0.3776	0.3668	0.3959	0.3323	0.3503	0.3087
D	1	0.2359	0.2271	0.2139	0.2503	0.2634	0.2289	0.2323	0.2140	0.2008
	2	0.5618	0.5369	0.5759	0.5130	0.4740	0.5806	0.4597	0.5278	0.4520
	3	0.4682	0.4577	0.4587	0.4229	0.4219	0.4263	0.3650	0.3739	0.3488
E	1	0.4242	0.4244	0.4208	0.3444	0.3479	0.3391	0.2609	0.2575	0.2575
F	1	0.3359	0.3220	0.3366	0.3046	0.2900	0.3262	0.2578	0.2712	0.2435

The D1-type sandwich panel has the lowest objective function and the best performance from Table 3. However, the parameters of the sandwich panels have many restrictions, and the space available for selection is small. To improve the best impact-resistance performance, BP–GA was used to achieve better results, as shown in Fig. 5.



(a) Training error map of BP network (b) Genetic algorithm fitness curve

Fig. 5 BP-GA optimal analysis

The weighted combination, Case 7 (α=0.3, β=0.1, γ=0.1, λ=0.2, μ=0.1, and ξ=0.2), was used to compare and analyze the optimal results, as shown in Table 4.

Table 4 Optimal results

	h_c	w	t_1	t_c	t_2	m	v_0	S_0	v_1	S_1	η_1	f_1
Original	80	125	1.5	1	1.5	211.7	0.58	11.6	8.7	194.8	5.157	0.2323
BP-GA	75.89	112.93	1.63	1.19	1.62	216.97	0.52	12.2	7.6	206.1	2.812	0.2312

It can be seen from Table 4 that the optimal objective function, obtained via BP–GA, is smaller than the original design. To meet the actual construction, a series of new geometric parameters, based on BP–GA, are selected (Table 5), and their objective functions are shown in Table 6.

Table 5 optimal design combination

Number		h_c /mm	w /mm	t_1 /mm	t_c /mm	t_2 /mm	m /kg	v_0 /mm	S_0 /MPa	v_1 /mm	S_1 /MPa	η_1 /J
Y1	1	70	100	1.5	1	1.5	217.2	0.717	12.05	10.56	291.50	19.18
	2	70	125	1.5	1	1.5	205.8	0.809	16.80	11.77	297.85	68.27
Y2	1	75	100	1.5	1	1.5	221.2	0.640	10.68	9.17	295.50	11.63
	2	75	125	1.5	1	1.5	208.8	0.740	14.02	10.70	268.65	44.66
D	1	80	125	1.5	1	1.5	211.7	0.671	14.37	9.66	301.30	30.93

Table 6 Objective function of optimal combination

Number		Objective function								
		Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6	Case 7	Case 8	Case 9
Y1	1	0.6035	0.5711	0.5679	0.5548	0.5579	0.5599	0.4938	0.5342	0.4538
	2	0.4842	0.4894	0.4842	0.5894	0.5947	0.5789	0.6894	0.6736	0.6894
Y2	1	0.6234	0.5822	0.6234	0.4822	0.4411	0.5645	0.3822	0.5056	0.3822
	2	0.2981	0.3274	0.2959	0.3651	0.3966	0.3043	0.4044	0.3185	0.4041
D	1	0.4431	0.4101	0.4714	0.4037	0.3424	0.5057	0.3995	0.5006	0.4148

In view of Table 6, the Y22-type sandwich panel has seven times the minimum number of objective functions in nine weight combinations. Thus, the impact resistance performance is relatively optimal. Therefore, the corrugated sandwich panel with h_c = 75 mm, w = 125 mm, a = 10 mm, t_1 = 1.5 mm, t_c = 1 mm, and t_2 = 1.5 mm can effectively improve the impact resistance performance of the replacement area. This further demonstrates that the BP–GA used in this paper can optimize the impact resistance of corrugated sandwich panels for a superstructure.

4 Conclusion

In this paper, we analyze the structural optimum of corrugated sandwich panels under air-blast loading based on BP–GA. Compared with traditional designs, the sandwich panel has better impact resistance.

Combining the orthogonal experiment, the BP neural network, and the GA is beneficial and complementary, helping realize the optimal design of impact resistance of corrugated sandwich panels. The calculation shows that this method can obtain better parameters of sandwich structure, demonstrating the superiority of the method.

Based on the current impact resistance performance evaluation system of a ship structure, this paper introduces a comprehensive objective comprising structural weight, deformation, stress, and energy with a the mathematical model of impact resistance performance. The result shows that the objective is reasonable and suitable for corrugated sandwich panels.

Under typical working conditions, the impact resistance objective is better than the orthogonal combination, and the structural impact resistance is significantly improved.

The main results of the optimum (e.g., structural weight, plastic displacement) are verified by numerical simulation, and the error between the program and the predicted value is within 10%, which demonstrates high precision. The approximate model of the BP neural-network response surface can simulate the change of structural force and can be used to replace the cumbersome FEM calculation.

5 References

[1] ZHAO Hui. Damage mechanism research of the sandwich panels under air explosion. Jiangsu University of Science and Technology, 2012.
[2] Wadley H N. Multifunctional periodic cellular metals. Philosophical Transactions, 2006, 364(1838):31-68.
[3] Mouritz A P, Gellert E, Burchill P, et al. Review of advanced composite structures for naval ships and submarines. Composite Structures, 2001, 53(1):21-42.
[4] Kujala P, Klanac A. Steel Sandwich Panels in Marine Applications. Brodogradnja, 2005, 56(4):305-314.
[5] Holland JH．Adaptation in nature and artificial system．Ann Arbor：The University of Michigan Press，1975.
[6] Goldberg D E. Genetic algorithms in search, optimized and machine learing. Boston: Addison Wesley, 1989.
[7] Zbigniew Sekulski. Least-weight topology and size optimization of high speed vehicle-passenger catamaran structure by genetic algorithm. Marine Structures, 2009, 22(4):691-711.
[8] Sekulski Z . Multi-objective topology and size optimization of high-speed vehicle-passenger catamaran structure by genetic algorithm. Marine Structures, 2010, 23(4):405-433.
[9] Alan Klanac, Soren Ehlers, Jasmin Jelovica. Optimization of crashworthy marine structures. Marine Structures, 2009, 22(4):670-690.
[10] WANG Xiaoping, CAO Liming. Genetic Algorithm - Theory, Application and Software Implementation. Xi'an Jiaotong University Press, 2002.
[11] Hopfield J, Tank D. Computing with neural circuits: a model. Science, 1986, 233(4764):625-633.
[12] Tank D W, Hopfield J J. Simple 'neural' optimization networks: An A/D converter, signal decision circuit, and a linear programming circuit. Circuits & Systems Institute of Electrical and Electronics Engineers Transactions on, 1986, 33(5):533-541.
[13] Kai X. Research on the Improvement of BP Neural Network Algorithm and its Application// Advanced Materials Research. Trans Tech Publications, 2014, 926: 3216-3219.
[14] Zhang Y P, Amp A F. Optimization Analysis of Enterprise Financial Model of BP Neural Network Based on Matlab. Journal of Changchun Normal University, 2018, 24(2):45-50.
[15] HAN Liqun. Artificial neural network theory, design and application. Chemical Industry Press, 2002.
[16] Yan L U. Optimization and application research of BP neural network. Journal of Beijing University of Chemical Technology, 2001, 28(1):67-69.
[17] GUO Hai-ding, LU Zhi-feng. Structure Design Optimization Based on BP-Neural Networks and Genetic Algorithms. Journal of Aerospace Power, 2003, 18(2):216-220.
[18] Zhou W, Xiong S. Optimization of BP Neural Network Classifier Using Genetic Algorithm. Energy Procedia, 2013, 11:578-584.
[19] XU Zhong-an, WANG Tian-bao, LI Chang ying, et al. Introduction to orthogonal experimental design. Sci-Tech Information Development & Economy, 2002, 12(5):148-150.
[20] LIU Zhen-xue. Experimental design and data processing. Chemical Industry Press, 2005.
[21] Li Shuo, Xu Yuanming, Zhang Jun. Neural network response surface optimization design for composite stiffened structures. Chinese journal of mechanical engineering, 2006, 42(11):115-119.

STUDY ON TENSILE PROPERTIES OF CARBON FIBER & GLASS FIBER COMPOSITES USED IN LARGE LIFEBOATS

Sun Benben, Guan Yifeng, Cao Tianshu

(School of Naval Architecture & Ocean Engineering, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang 212003, China)

ABSTRACT: With the increase of cruise ship tonnage, lifeboats are bound to be large-scale. At present, most of the domestic lifeboat materials are FRP, which has a larger weight and a higher requirement for the strength of lifting device .With the maturity of carbon fiber composite technology, it has excellent physical properties, such as high specific strength, high specific modulus, light weight structure and high specific energy absorption, which has been unanimously recognized in various fields. However, there is little research on the application of carbon fiber composite materials in lifeboats in China, which makes research necessary. In this paper, the carbon fiber & glass fiber composite

material is replaced by the traditional fiberglass to meet the strength requirements, weight reduction and control cost. The simulation principle of ABAQUS composite material is briefly described, and the tensile failure of the composite material is modeled and simulated. The tensile test was carried out on the test piece; a brief cost analysis was carried out to illustrate the feasibility of applying the new composite material to a large lifeboat.
Key words: ABAQUS; composite; simulation; tensile test; large lifeboat.

0 Preface

Norwegian company Chat-Harding Lifeboats has developed 370 life-saving and transportation boats. Umoe Schat-Harding Group also designed and built 400 lifeboats. At present, the largest lifeboat in China has 150 crew members, so in order to meet the needs of large lifesaving equipment, it is an inevitable trend to develop large lifeboats with more than 150 crew members [1] .

At present, the largest lifeboat hull material in the domestic market is mostly FRP. Not only the hull itself has a large weight, but also the structure cannot meet the multi-level layout requirements. Therefore, new requirements are put forward for the design of the strength and rigidity of the large lifeboat. It is necessary to develop and select new hull materials to carry out lightweight design of large lifeboats.

Carbon fiber composites have excellent comprehensive mechanical properties. According to research by Rayleigh et al., under the principle of equal stiffness or equal strength, carbon fiber composites lose 40% to 50% less weight than FRP[2]. Although carbon fiber composite materials are currently the most ideal lightweight materials, the cost is high. It is not realistic to use carbon fiber composite materials for the whole boat. Therefore, it is necessary to prepare carbon fiber & glass fiber composite materials instead of traditional glass steel.

In order to study the tensile properties of the new composites, ABAQUS software was used to simulate the tensile failure of the new composites, and the new composites were prepared for tensile fracture test, and a brief analysis was made.

1 ABAQUS Composite Material Simulation Principle

ABAQUS is a powerful finite element analysis software, which can solve linear analysis and non-linear problems. It can simulate the properties of typical engineering materials, including metals, composite materials, reinforced concrete, soil and rock. ABAQUS can not only solve structural (stress/strain) problems, but also simulate heat conduction, mass diffusion, thermoelectric coupling analysis, acoustic analysis, geotechnical analysis (fluid permeability/stress coupling analysis) and piezoelectric medium analysis. In particular, ABAQUS can effectively perform static and quasi-static analysis, modal analysis, transient analysis, contact analysis, elastoplastic analysis, geometric nonlinear analysis, collision and impact analysis, explosion analysis, buckling analysis, fracture analysis, In addition to structural analysis and thermal analysis such as fatigue and durability analysis, it can also perform fluid-solid analysis, thermo-solidification analysis, sound field and acoustic-solid analysis, piezoelectric and thermo-solid analysis, mass diffusion analysis, etc [3].

1.1Material Model of Composites in ABAQUS

According to the mechanics principle of composite materials, the stress-strain relationship of composite materials in the form of flexibility is as follows:

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \gamma_{12} \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_1} & -\frac{\nu_{21}}{E_2} & -\frac{\nu_{31}}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{12}}{E_1} & \frac{1}{E_2} & -\frac{\nu_{32}}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{13}}{E_1} & -\frac{\nu_{23}}{E_2} & \frac{1}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{23}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{31}} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \tau_{12} \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

This formula is a three-dimensional engineering constant of a composite material, where:ε_{ij}, $\gamma_{ij}$is the strain,E_i is the elastic modulus,$\nu_{ij}$is the Poisson's ratio; G_{ij} is the shear modulus, σ_{ii} is the normal stress in the i direction,σ_{ij} is the shear stress in the ij plane. ij=1,2,3. In order to satisfy the stability of the material, in whichE_i, G_{ij}>0,$|\nu_{12}|<(E_1/E_2)^{1/2}$, $|\nu_{13}|<(E_1/E_3)^{1/2}$,$|\nu_{23}|<(E_2/E_3)^{1/2}$, $1-\nu_{12}\nu_{21}-\nu_{23}\nu_{32}-\nu_{31}\nu_{13}-2\nu_{21}\nu_{32}\nu_{13}$>0.

The orthotropic material model (lamnia) under plane stress state, the stress-strain relationship is as follows:

$$\begin{Bmatrix}\varepsilon_1\\ \varepsilon_2\\ \gamma_{12}\end{Bmatrix}=\begin{bmatrix}\frac{1}{E_1} & \frac{-\nu_{21}}{E_2} & 0\\ \frac{-\nu_{12}}{E_1} & \frac{1}{E_2} & 0\\ 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}}\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}\sigma_{11}\\ \sigma_{22}\\ \tau_{12}\end{Bmatrix} \quad (2)$$

1.2 Hashin Failure criterion

Composite materials are different from metal materials. Metal materials are generally isotropic. The failure criteria of metal materials are relatively uniform [4]. However, the composite material is orthotropic, and the material has various failure modes under different stress states, which makes it impossible to describe it well with a single failure criterion expression. This paper selects the Hashin failure criterion widely used in the composite industry [5], because it considers the fiber damage and matrix cracking common in composite laminates, and can basically correspond to the test results. The three-dimensional Hashin failure criterion [6] expression is:

（1）Fiber tensile failure（$\sigma_{11}\geq 0$）

$$F_f^2=\left(\frac{\sigma_{11}}{X_t}\right)^2+\left(\frac{\tau_{12}}{S_{12}}\right)^2+\left(\frac{\tau_{13}}{S_{13}}\right)^2\geq 1 \quad (3)$$

（2）Fiber compression failure（$\sigma_{11}<0$）

$$F_f^2=\left(\frac{\sigma_{11}}{X_c}\right)^2\geq 1 \quad (4)$$

（3）Matrix tensile failure（$\sigma_{22}+\sigma_{33}\geq 0$）

$$F_m^2=\left(\frac{\sigma_{22}+\sigma_{33}}{Y_t}\right)^2+\frac{(\tau_{23}^2-\sigma_{22}\sigma_{33})}{S_{23}^2}+\left(\frac{\tau_{12}}{S_{12}}\right)^2+\left(\frac{\tau_{13}}{S_{13}}\right)^2\geq 1 \quad (5)$$

（4）Matrix compression failure（$\sigma_{22}+\sigma_{33}\leq 0$）

$$F_m^2=\frac{1}{Y_c}\left(\left(\frac{Y_c}{2S_{23}}\right)^2-1\right)(\sigma_{22}+\sigma_{33})+\left(\frac{\sigma_{22}+\sigma_{33}}{2S_{23}}\right)^2+\frac{(\tau_{23}^2-\sigma_{22}\sigma_{33})}{S_{23}^2}+\left(\frac{\tau_{12}}{S_{12}}\right)^2+\left(\frac{\tau_{13}}{S_{13}}\right)^2\geq 1 \quad (6)$$

where : $\sigma_{ii}$is the normal stress in the i direction; ; τ_{ij} is the shear stress in the ij plane ; X_t、X_c、$Y_t$and$Y_c$are the tensile strength and compressive strength of the fiber direction and the plane perpendicular to the fiber direction, respectively; $S_{ij}$is the shear strength in the plane, $ij=12,13$; F_j （j=f, m）is the failure factor, which can characterize the damage degree of the material. When the failure factor is greater than 1, the material is damaged and invalid. The larger the factor, the more serious the damage.

2 Tensile test

2.1 Summary

Three to three layers of carbon fiber cloth were added, and three carbon fiber & glass fiber composite samples were prepared according to the relevant requirements of GB/T1447-2005 "General rules for performance test of fiber reinforced plastics" .Material: Z: glass fiber felt 300g/m^2; G: glass fiber 600g/m^2; C: 3K carbon fiber 200g/m^2; resin: MERICAN 3196A/3196B special carbon fiber resin system produced by Huachang Polymer Company of East China University of Technology, in which 3196A is epoxy resin and 3196B is accelerator. The stress-strain curve, tensile strength and tensile modulus of the material were obtained by processing the data. The strength of three kinds of samples and FRP materials were compared, and whether the three materials met the strength requirements of the lifeboat was analyzed.

2.2 Principle

For the tensile test, the test piece shall be tested in accordance with the test method of the fiber reinforced composite material, and the tensile load shall be applied at the same speed along the axial direction of the test piece until the test piece is broken. In the course of the test, it is necessary to measure and record the tensile load and the elongation length of the test piece in order to calculate the tensile stress, the tensile strain, the tensile modulus, and the stress-strain curve. The test piece is made according to the type I sample of GB/T1447-2005. The specific type is shown in Figure 1. The specific dimensions are shown in Table 1.

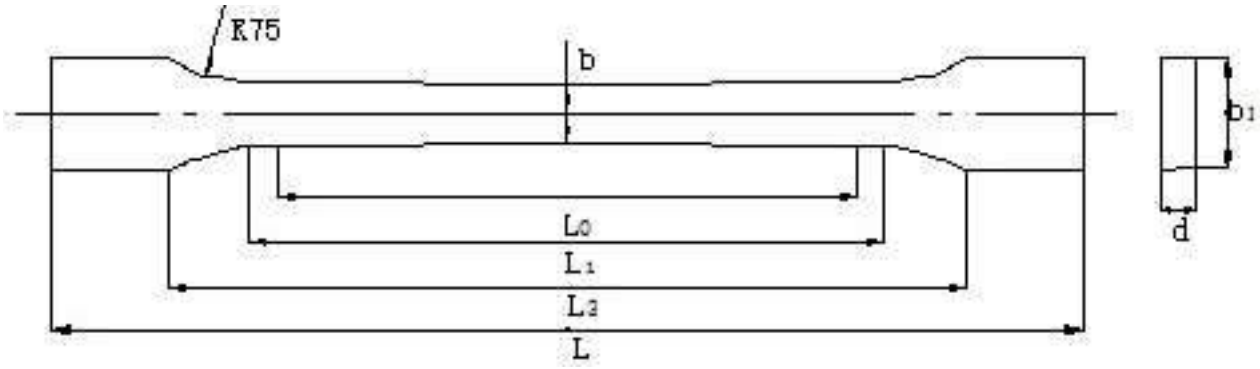


Fig. 1 the type I sample

Table 1. Type I sample size

Symbol /mm	Name	Type I
L	Total length (minimum)	180
L_0	Gauge	50±0.5
L_1	Intermediate parallel length	55±0.5
L_2	Distance between fixtures	115±5
b	End reinforcement length (minimum)	10±0.2
b_1	Tip width	20±0.5
d	Thickness	2~10

The tensile strength, tensile strain, and tensile modulus formulas required for the data processing of the tensile test are as follows:

$$\sigma = \frac{F}{b \cdot d} \quad (7)$$

where：

σ—Tensile stress (tensile strength),unit: MPa；

F—Elastic load, unit: N；

b—Sample width, unit: mm；

d—Sample thickness, unit: mm.

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L_0} \quad (8)$$

where：ΔL—The deformation increment of the gauge lengthL_0 corresponding to the elastic load incrementΔF ,unit: mm.

$$E = \frac{\Delta F \cdot L_0}{b \cdot d \cdot \Delta L} \quad (9)$$

where：

E—Elastic Modulus, unit: MPa；

ΔF—Elastic load increment, unit: N.

2.3 Test

Three kinds of test pieces A1, B1 and C1 were prepared according to the standard I type. The test piece was mounted on a mechanical testing machine, and the tensile force was applied by applying a load at a loading speed of 2

mm/min. And the elongation length of the test piece. The obtained test pieces are shown in Fig. 2, the specific dimensions are shown in Table 2, and the test pieces are placed as shown in Fig. 3.

Table 2. Three test piece sizes

Specimen type	SpecimenA1	SpecimenB1	SpecimenC1
Specimen structure	CJ+Z+G+Z+G+ G+C+Z+BJ	CJ+Z+G+Z+G+ C+G+C+Z+BJ	CJ+Z+G+Z+C+ G+C+G+C+Z+BJ
L/mm	180		
L_0/mm	50		
L_t/mm	55		
L_3/mm	115		
b/mm	10.12	10.16	10.16
b_L/mm	20		
d/mm	6.36	6.47	6.97

where：CJ is a white gel coat, Z is a glass fiber mat 300 g/m^2 , G is a glass fiber 600 g/m^2 , C is a 3 k carbon fiber 200 g/m^2 , and BJ is a white gel coat.

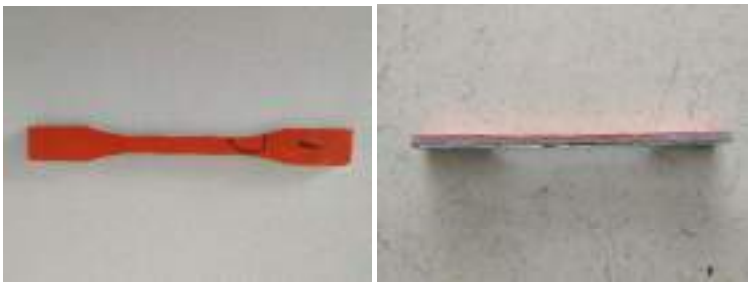


Fig. 2 Specimen Making

Fig.3 Tensile properties test

2.4 Result analysis

The tensile properties of the samples were compared with those of standard FRP materials. The performance parameters are shown in Table 3.

Table 3. tensile properties of composites

Specimen type	Carbon fiber layer	Maximum loadF/KN	Tensile Strength σ_t/MPa	Tensile modulus E_t/GPa
SpecimenA1	One layer	8.849	137.480	10.653

Specimen B1	Two layers	10.855	165.140	12.853
Specimen C1	Three layers	12.862	181.627	12.656

According to the current manufacturer's specifications, the tensile strength of FRP material should not be lower than 135MPa, and the tensile modulus should not be lower than 10GPa. It can be seen from the table that the tensile strength and tensile modulus of the three laminated composites prepared in this paper satisfy the material requirements, which lays a foundation for its practical application on large lifeboats; The increase of the maximum tensile load of the composite material and the tensile strength are also increasing. The main reason is that the tensile strength of the carbon fiber is stronger than that of the glass fiber. During the stretching process, the carbon fiber acts to strengthen the FRP composite.

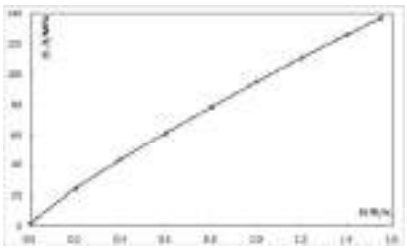


Fig. 4 Stress-strain curve of specimen A1

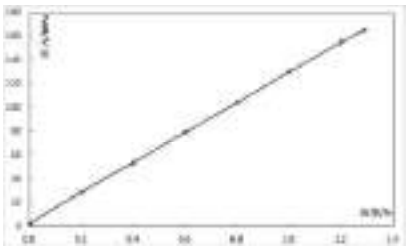


Fig. 5 Stress-strain curve of B1 composite

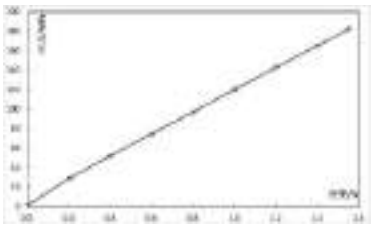


Fig. 6 Stress-strain curve of C1 composite

Fig. 4, 5 and 6 are stress and strain curves of carbon fiber/glass fiber interlaminar hybrid laminated composites under tensile load. It can be seen from the figure that the three structural composites have similar deformation relationship. At the beginning of tension, the stress of the three composites increases linearly with the increase of deformation. When the composites are finally broken, the stress suddenly decreases to 0.

Fig. 7 Fracture morphology of composite materials

Figure 7 is a fracture profile of the composite after tensile failure. In the composite of three structures, the carbon fiber breaks at the fracture, but the glass fiber breaks unevenly, first debonding, and then broken, indicating that the carbon fiber/glass fiber interlaminar hybrid composite is stretched, carbon fiber pull The modulus of elongation is large, the strain at break is small, and the tensile force is increased, so that the carbon fiber layer is first broken. At this time, the glass fiber layer is subjected to all tensile forces and finally pulled off [7-8].

3 Modeling example

Select A1 as the model example, the dimensions are shown in Figure 8; the order of the layers is Z+G+Z+G+G+C+Z where: Z is glass fiber felt 300g/m^2, G is glass fiber 600g/m^2 , C is 3k carbon fiber 200g/m^2; the layering angle is: [0/45/-45/0/45/-45/0]; material properties: elastic modulus E1=13000MPa, E2=E3=4500MPa, Poisson The ratio of μ = 0.3, the shear modulus G12 = G13 = 2350 MPa, and G23 = 2000 MPa.

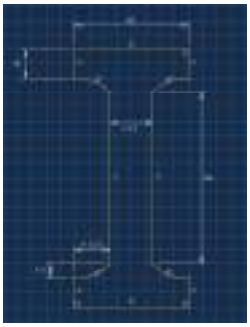


Fig. 8 Dimension Diagram of Laminate

Firstly, the geometric model is created, the orthotropic material model lamina material is created, the shell element composite model is adopted, and the layers are defined, as shown in Figure 9. Different laying angles have a certain impact on the structural performance of the material itself. In this paper, the laying angles commonly used by lifeboat manufacturers are used to simulate.

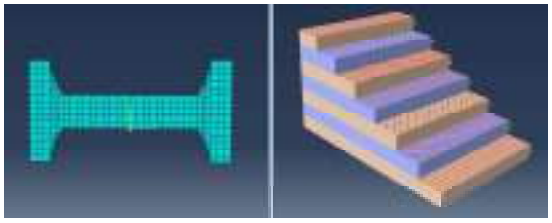


Fig. 9 Model and Layer Diagram

In order to obtain the stress-strain curve conveniently, the dynamic-display analysis steps are used to establish the reference points on both sides of the model to couple and set up the set. Then the boundary conditions and loads are set. On the left side, the constraints of U1 = U2 = U3 = 0 and UR1 = UR2 = UR3 = 0 are set. In the simulated tensile test, the amount of tension in the X direction should be set, so the constraints of U1 = 5, U2 = U3 = 0 and UR1 = UR2 = UR3 = 0 should be set on the right side.

In the result view, envelope attributes are selected to view the overall effect map. When HSNMCCRT = 1, the matrix tensile failure is shown in Figure 10; when HSNFCCRT = 1, the fiber tensile failure is shown in Figure 11; the simulation results meet Hashin failure criteria.

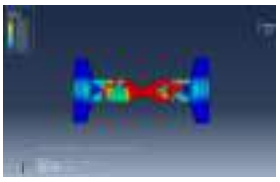


Fig. 10 Matrix Tensile Failure

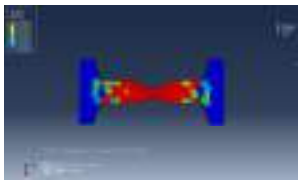


Fig. 11 Tensile failure of fibers

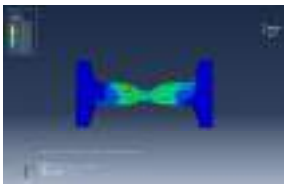


Fig. 12 Stress nephogram

Fig. 13 Stress-strain curve

The stress diagram of the model example is shown in Fig. 12. The stress-strain curve is shown in Fig. 13. When the strain is between 0 and 0.65, the stress increases linearly. When the strain reaches 0.65, the stress reaches its maximum. When the strain is greater than 0.65, the model fails and the stress returns to zero. The failure begins with the end of the strain and the setting of the analysis parameters. Compared with the stress-strain curve of A1 model

tensile test, the stress-strain curve of A1 model is a linear function before model failure, and the simulation is basically consistent with the experiment.

4 Cost analysis

After market research, the cost of carbon fiber composite material is 3 to 4 times that of FRP, but under the same strength requirement, the weight reduction effect carbon fiber composite material is about twice that of FRP, as shown in Table 4 [9].

Table 4 .Relative costs of carbon fiber composites

Material	Mild steel	High strength steel	Aluminium alloy	FRP	Carbon Fiber Composites
Material costs	1.0	1.1	4.0	3.0	10.0
Parts cost	1.0	1.0	2.0	0.8	2.5
Weight reduction range /%	Benchmark	10	40-50	25-35	50-60

In the future application to large lifeboats of more than 300 people, although the material cost will increase, on the basis of meeting the strength requirements, the carbon fiber & fiberglass composite will reduce the lining of the hull and simplify the manufacturing process; The weight, thereby reducing the strength requirements of the retractable device of the large lifeboat, saves the manufacturing cost of the retractable device. In summary, the application of carbon fiber & fiberglass composites on large lifeboats not only reduces manufacturing processes, but also saves on material, labor and retractable equipment costs.

5 Summary

In the tensile test, it was verified that the carbon fiber played the role of reinforcing the composite material. When the number of carbon fiber layers increased, the tensile strength of the composite material continued to increase, and the tensile strength and tensile modulus of the sample were all satisfied. According to the specification, the carbon fiber layer is first broken, and then the fiberglass layer is subjected to all tensile forces and finally pulled off. At the same time, the tensile test of this paper also provides reference data for the construction of large lifeboats.

In this paper, the tensile failure simulation of carbon fiber & glass fiber composites is carried out, and the fiber failure, matrix failure, stress nephogram and stress-strain curve of the model are obtained. The stress-strain diagram of the model example is linear function with that of A1 specimen before failure. It provides a reference for the simulation of large lifeboats in the future.

References

[1] Hou Jiabin. Safety Evaluation of the Main Propulsion Diesel Engine System for Luxury Cruises Based on FSA [D]. Shandong Jiaotong University,2016.

[2] Lei Rui, Zheng Huaan, Fu Dongsheng. Research progress in the application of high performance fiber reinforced composites [J]. Material guide,43(7),2014.

[3] Liu Zhan, Zu Jingping, Qian Yingli, Zhou Huazhen. ABAQUS 6.6 basic tutorial and examples explain. China Water Resources and Hydropower Press，2008.

[4] Tan Jianjian, Zhang Xiaojing, Zhang Junqi, Wang Hai. Simulation of contact force and energy response of composite laminates with low velocity impact [J].Journal of Composite Materials,31(4),2014.

[5] Hashin Z, Rotem A. A fatigue failure criterion for fiber reinforced materials [J]. Journal of Composite Materials, 19737(4):448-464.

[6] Hashin Z. Fatigue failure criteria for unidirectional fiber composites[R].Pennsylvania: Philadelphia Department of Materials Science and Engineering, Pennsylvanina State Vinversity, 1980.

[7] Christensen R M. Compressive failure of composites using a matrix-controlled failure criterion with the kink band mechanism [J]. Mechanics of Materials, 2000, 32(9): 505-509.

[8] Evans A G, Zox F W. Review the physics and mechanics of fibre-reinforced brittle matrix composites[J]. Mat.Sci.,1996, 29: 3857-3896.

[9] China Automotive Engineering Society. World Automotive Technology Development Tracking Research [M] Beijing: Beijing Institute of Technology Press,2006:64-75.

THE INFLUENCE OF WELDING DIRECTION OF BRACKET ON RESIDUAL STRESS OF T-SHAPED STRUCTURE

Xinggang Zhang[1], Peilin Dou[1], Xiang Li[2]
1.JiangSu University of Science and Technology School of Naval Architecture & Ocean Engineering ZhenJiang, CHINA
2.DaLian COSCO KHI Ship Engineering CO.,LTD DaLian CHINA

Abstract: The application of the T-plate intersecting structure in the structure of the semi-submersible offshore platform is very common, and the brackets are often added to reinforce the structural strength and the fatigue performance of the structure. The increase of the brackets will make the weld distribution more dense, in order to ensure the safety and reliability of the welded components, it is of great significance to study the effects of different welding schemes on the residual stress. In this paper, three kinds of schemes are used to calculate the welding direction of the T-shaped plate. The results show that the change of the transverse welding direction of the brackets will cause different changes in the residual stress of the welds in the three directions of X&Y& Z. When researching the welding of T-weldment with brackets, it is of certain guiding significance to select a reasonable welding direction.
Key words: T- shaped plate with brackets ; welding direction; residual stress

0 Preface

The large semi-submersible offshore drilling platform structure is welded by a large number of plate beam structures. During the manufacturing process of the platform, the stress deformation caused by the welding of steel structures has been receiving much attention. Which uneven heating of the steel structure during welding, cooling, and the stiffness of the component itself are the main causes of residual stress in the weld. The residual stress caused by welding will adversely affect the performance of the component itself, and affect its manufacturing process, greatly reducing the fatigue life and causing fatigue failure of the welded parts. Tensile residual stress adversely affects the corrosion resistance of the component, and the presence of compressive residual stress also reduces the ultimate strength of the component. Especially in the actual work process, in some key areas, local reinforcement structures such as brackets or stiffeners are often added, which will result in dense distribution of welds here. In the dense weld distribution area, different welding processes are applied to the accessory welds, which will have a certain influence on the generation of residual stress. In this paper, the influencing factors of welding direction are selected, and the residual stress generated when different brackets are used in different welding directions is analyzed. It is of certain guiding significance to select reasonable welding direction when welding T-shaped plate structure with brackets.

1 Physical model

1.1 Material properties

In this paper, the reinforcement bracket of the joint between the semi- submersible offshore platform column and the lower floating body is taken as the research object, as shown in Figure 1.1. This bracket is not added to the structure when the platform is designed. Instead, fatigue cracks are found at the joint between the column and the lower floating body during regular maintenance. In order to repair the fatigue strength of the reinforcement, the brackets are attached during the inspection. The material is made of high strength steel and its yield strength σ_s =560 *MPa*, modulus of elasticity is 1.9×10^{11}*Pa*, poisson's ratio is 0.3. The thermal physical property parameters are shown in Table 1.1.

Fig 1.1 Schematic diagram of the elbow plate

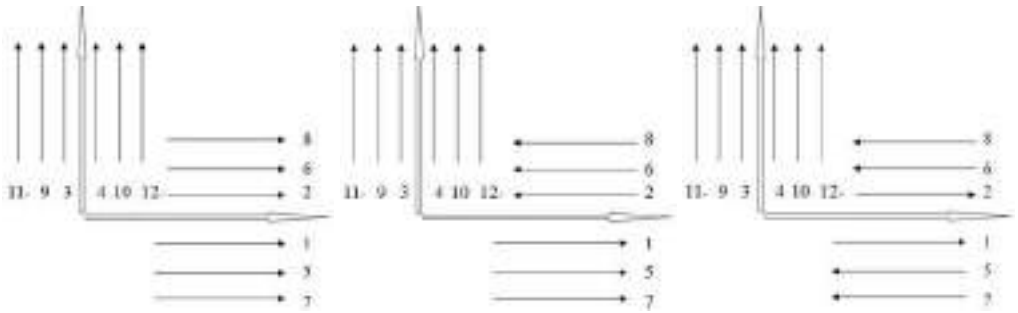
Tab.1.1 Material parameters of a high-strength steel

Temperature *T/℃*	Elastic modulus *E/MPa*	Poisson ratio	Thermal expansion coefficient *K/(1/℃)*	Heat transfer coefficient *λ/(W/(m²·℃))*	Density *ρ/(kg/m³)*	Specific heat *C/(J/ kg·℃)*
25	1.9E5	0.3	10.4E-6	15	7800	460
100	1.7E5	0.3	10.7E-6	17.5	7800	465
200	1.45E5	0.3	11.0E-6	20	7800	480
500	0.9E5	0.3	12.0E-6	30	7800	500
600	0.75E5	0.3	13.2E-6	55	7800	600
800	0.5E5	0.3	14.0E-6	100	7800	800
1200	0.1E5	0.3	12.0E-6	250	7800	730
1550	0.1E5	0.3	12.0E-6	360	7800	680
2000	0.1E5	0.3	12.0E-6	500	7800	680

1.2 Welding plan

In the welding simulation, the joint weld of the panel and the web is not considered. Only the four welds when the reinforcement bracket is welded are considered, the K-groove is opened by the bracket, and the 2 mm blunt edge is left, then the welding is performed by full penetration, using double-wall of three-courses pass welding when welding.

The simulation is carried out using three different welding schemes. The specific welding sequence is shown in Figure 1.3. The small arrows on both sides indicate each weld, where the numbers represent the welding sequence and the direction of the arrows represents the welding direction. For the convenience of description, we refer to the six welds 1, 3, 5, 7, 9, and 11 as the outer welds, and the others as the inner welds.



(a) Scheme 1 (b) Scheme II (c) Scheme III

Fig.1.3 Schematic drawing of welding scheme

Vertical welding is divided into two types: bottom-up and top-down welding. In the actual welding process, the bottom-up vertical welding method is more efficient, mostly used by the workers. Therefore, the welds of the bracket-vertical plate are in the form of bottom-up vertical welding, and the welds of the bracket-panel are in the form of transverse welding in different directions. The three schemes differ in:

Scheme 1: The six welds of the cross-welding are welded in the same direction;

Scheme II : The outer three welds of the transverse welding and the inner three welds adopt the opposite welding direction;

Scheme III : The welding direction of the outer side and the inner side of the transverse welding is the same, but the welding directions of the first layer and the second layer are opposite.

2 Numerical simulation

2.1 Finite element model

Simplify the physical structure diagram and establish a finite element structure diagram, as shown in Figure 1.2.

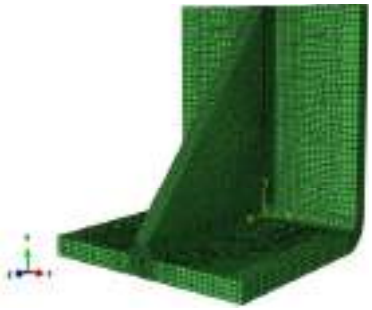


Fig.1.2 Finite element model

2.2 Heat source distribution model

For the application of welding heat source loads, there are two ways to apply heat source loads in ANSYS, one is through heat flux density and the other is heat generation rate. For the surfacing problem of the unopened groove, the filling effect of the deposited metal is not considered, and the result of applying the heat flux density heat source load is relatively accurate. For welded joints with bevels, the heat generation rate is used as the heat source load, and the metal filling process is simulated by the life and death unit method.

In this paper, the heat source model of the life and death unit is selected. The heat source model of the life and death unit is to simulate the input of welding heat, the formation of welds and the filling of metal by the life and death unit method.

$$HGEN = Q/\left(A_{weld} \times v \times dt\right) \tag{1.1}$$

In the formula：HGEN is the heat generation rate applied for each load step, W/m^3; A_{weld} is the cross-sectional area of the weld, m^2; dt is the time step of each load step, *s*. *Q* is the net welding heat input.

Generally, the mechanical properties of the weld zone are discussed by means of net welding heat input.

$$Q_{net} = \frac{\eta UI}{v} \tag{1.2}$$

In the formula：*v* is the welding speed, *m/s*.

2.3 Welding process parameters and boundary conditions

In this welding simulation, the initial temperature of the welding is set to 25℃, and the coefficient of convective heat transfer is set to 62.5*W/m2·*℃, welding voltage and other specific welding process parameters are shown in Table 1.2. During the stress calculation process, the vertical plate and the panel are rigidly fixed to constrain the displacement in three directions.

Tab.1.2 Welding process parameters

Welding Bead	Voltage /U	Current /I	Thermal Efficiency
The first-pass	38	330	0.75
The second-pass	38	330	0.75
The third-pass	38	330	0.75

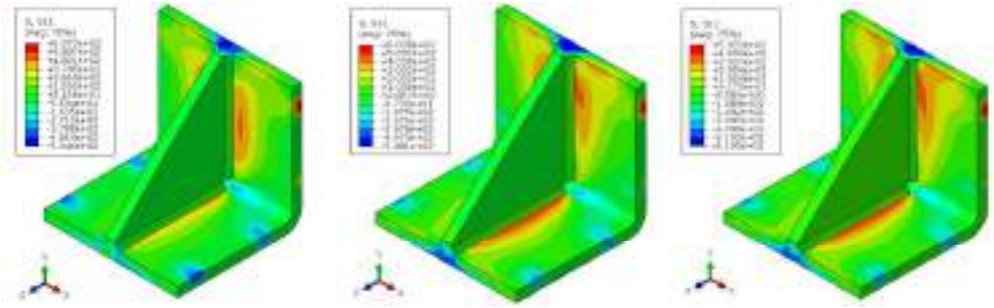
The forth-pass	38	330	0.75
The fifth-pass	35	280	0.75
The sixth-pass	35	280	0.75
The seventh-pass	35	280	0.75
The eighth-pass	35	280	0.75
The ninth-pass	35	280	0.75
The tenth-pass	35	280	0.75
The eleventh-pass	35	280	0.75
The twelfth-pass	35	280	0.75

3 Result analysis

3.1 Welding residual stress distribution along the X, Y, Z direction

After the welding cooling is completed, the residual stress and equivalent residual stress in each direction are taken for comparative analysis to explore the influence of different welding directions on the residual stress after welding.

Figure 1.4 shows the residual stress in the X direction for different welding schemes, where the XOZ surface is the vertical weld surface and the XOY surface is the transverse weld surface.



(a) Scheme 1 (b) Scheme II (c) Scheme III

Fig.1.4 Residual stress in x-direction under different welding schemes

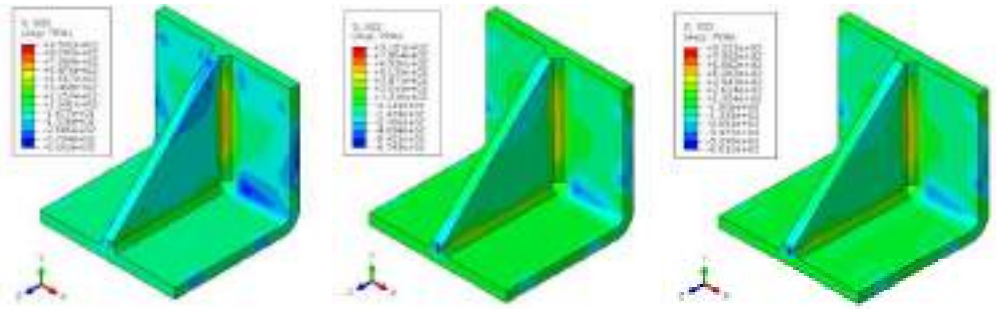
It can be seen from the figure that the residual stress distribution trends of the different welding schemes in the X direction are approximately the same, and the areas where the stresses are concentrated are distributed at the weld toes of the weld. The stress concentration at the weld toe of the cross-weld weld of the scheme 1 is concentrated in the middle of the weld. This is because all the welds of the cross-welding surface of the scheme 1 have the same welding direction, so the stress distribution is relatively stable; the residual stress distribution in the X direction of the scheme II and the scheme III is basically the same, and the stress concentration area is outwardly diffused. This is because the first layer of the two layers in the transverse direction is opposite in direction, resulting in a large instantaneous thermal input of the weld.

The stress concentration area at the weld toe of the vertical weld surface welds through the entire weld seam. The stress concentration position of the first scheme appears at the junction of the two plates. The welding direction of the vertical welding surface has not changed, which indicates that the change of the welding direction of the transverse welding surface make an influence on the residual stress distribution of the vertical welding surface.

From the peak of residual stress, there are also differences between different welding schemes. Scheme 1 is 697.3 *MPa,* Scheme 2 is 603.8 *MPa*, and Scheme 3 is 593.3 *MPa*. Compared with Scheme 1, the peak of Scheme 2 is reduced by 13.4%. The third option is reduced by 14.9%, indicating that the change of the welding direction will affect the residual stress after welding.

In summary, the weld bead on the two sides of the transverse weld surface or the same side weld bead is welded end-to-end. Although the distribution of the stress concentration zone is affected, the weld residual stress of the X direction of the structure can be significantly reduced.

Figure 1.5 shows the residual stress in the Y direction for different welding schemes.

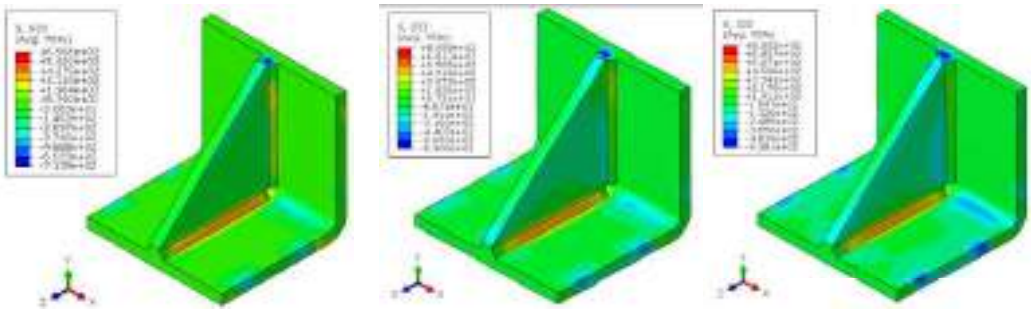


(a) Scheme 1 (b) Scheme II (c) Scheme III

Fig.1.5 Residual stress in y-direction under different welding schemes

It can be seen from Fig. 1.5 that the residual stress in the Y direction after the three welding schemes are welded is concentrated on the weld toe of the transverse weld surface weld, because the weld direction of the transverse weld surface is in the same direction as the Y coordinate axis. The residual stress in the Y direction corresponds to the longitudinal residual stress of the transverse weld. From the point of view of stress concentration, scheme 2 and scheme 3 have improved compared with scheme 1. From the peak of residual stress, the first scheme is 950.2 *MPa*, the second scheme is 918.1 *MPa*, and the third scheme is 922.1 *MPa*. Compared with the first scenario with the highest residual stress peak, the second option is reduced by 3.4%; the third option is reduced by 2.95%. It can be seen from the above analysis that keeping the welding direction of the vertical welding surface constant only changes the welding direction of the transverse welding surface to the Y-residual residual stress of the structure, which is basically negligible.

Figure 1.6 shows the residual stress in the Z direction for different welding schemes.



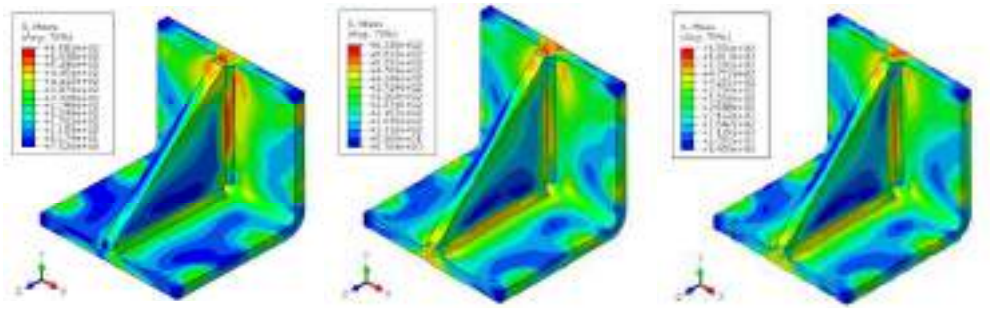
(a) Scheme 1 (b) Scheme II (c) Scheme III

Fig.1.6 Residual stress in z-direction under different welding schemes

It can be seen from Fig. 1.6 that the residual stress in the Z direction is mainly concentrated on the weld toe of the vertical weld face weld. There is not much difference between the different welding schemes, which is similar to the distribution law of the Y-direction residual stress. It is because the weld direction coincides with the direction of the coordinate axis. From the peak of residual stress, the minimum of scheme 1 is 656.6 *MPa*; the second scheme is 805.8 *MPa*, which is 22.7% higher than that of scheme one; the third scheme is 800.2 *MPa*, which is 21.9% higher than that of scheme one. From the above analysis, it can be concluded that although the welding direction of the vertical weld surface weld is unchanged, changing the welding direction of the transverse weld surface will have a greater influence on the residual stress of the structure in the Z direction, when all the weld bead of the transverse weld surface The residual stress obtained when using the same welding direction and the welding direction is far from the vertical welding surface is the smallest.

3.2 Equivalent residual stress distribution

The equivalent residual stress under different welding schemes is shown in Figure 5.7:



(a) Scheme 1 (b) Scheme II (c) Scheme III

Fig.5.7 Equivalent residual stress under different welding schemes

It can be seen from Figure 5.7 that the distribution of equivalent residual stress under the three welding schemes is different. The high stress area of the first scheme is mainly concentrated on the weld seam of the transverse weld surface, and the stress level of the vertical weld surface is lower; the stress of the second weld and the third cross weld of the scheme is lower than that of the first one, but the stress level of the vertical weld surface Has risen. From the peak of equivalent residual stress, the first scheme is 658.1 *MPa*, the second scheme is 633.6 *MPa*, and the third scheme is 633.4 *MPa*. It can be seen that compared with the first scheme, the residual stress peaks of schemes 2 and 3 have decreased. But the magnitude is not obvious, only about 3.8%. From this, it can be concluded that for the T-shaped structure with the bracket, changing the welding direction has little effect on the residual stress after welding, but it will change the stress concentration area of the structure.

4 Conclusion

In this paper, the T-shaped structure of the bracket is taken as the research object. The finite element analysis method is used to simulate the residual stress of the welding. The difference of residual stress in different welding directions can be compared and analyzed. The following conclusions can be drawn:

(1) The change in the welding direction not only can affects the residual stress peak of the structure, but also affects the stress concentration of the structure.

(2) For the stress in the three directions of X&Y&Z, the influence of the change of the welding direction is different, and there is no simultaneous increase and decrease relationship. Compared with the first scheme, the stress in the XY direction of the second scheme and the third scheme is reduced, but the stress in the Z direction is improved.

(3) In the three schemes, the equivalent residual stress peak obtained by the first welding direction of all the welds on the transverse weld surface is the largest.

Reference

[1] Li Chaowen, Wang Yong, Han Tao.Effect of welding sequence on residual stress and deformation of T-joints[J].Transactions of The China Welding Society,2011, 32(10):37-40.

[2] Zhang Renjun, Guan Xiaoguang, Wu Haitao.Numerical Analysis of Flat Butt Welding Deformation in Different Groove Forms[J].Journal of Harbin University of Science and Technology, 2013,18(2):42-45.

[3] Zhou Yanni, Sun Zhi. Influence of welding sequence on residual stress of welding[J].Welding,2011(12):12-14.

[4] Cai Jianpeng,Deng De'an,Jiang Xiaohua,et.Residual stress and deformation of butt joints of Q-shaped groove and K-shaped groove Q345/SUS304 dissimilar steel[J].Transactions of The China Welding Society,2016,37(4):69-72.

FAILURE ANALYSIS OF PIN FRACTURE FAILURE OF PLATFORM CONNECTION SYSTEM

Yue Zhang, Yifeng Guan

(School of Naval Architecture & Ocean Engineering, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang 212003, China)

Abstract : In this paper, the AQWA-DRIFT module is used to analyze the dynamic characteristics of the two test platforms under the action of irregular waves, and the load of the joints of the two test platforms under different working conditions is compared. The maximum load of the joints under different working conditions is obtained. value. It is then considered to evaluate whether the remaining pin will cause the connection system to collapse by analyzing the pin structure strength in the event of a pin break failure.

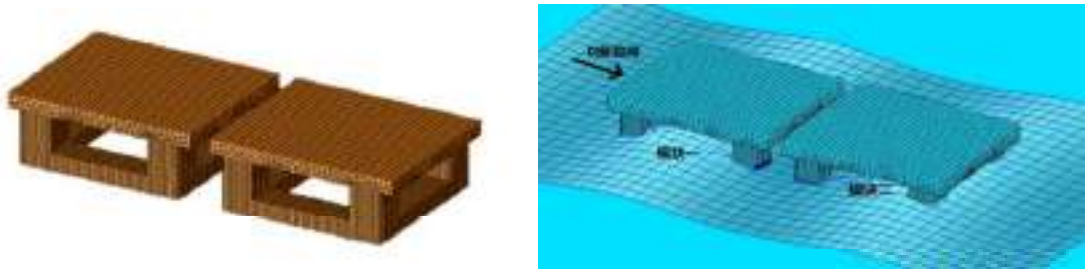
Key words: Test platforms，Pin， Connection system, Collapse

0 Introduction

The maritime mobile platform is a large steel structure with autonomous power that can float on the sea. Ships and aircraft can transport and store materials to the maritime mobile base, and can also supplement energy and materials through the maritime mobile base. The offshore mobile platform is generally composed of a plurality of semi-submersible modules, and the modules are connected into one unit through a connector. The connection system acts as a bridge for the offshore experimental platform and plays an important role in the safe operation of the connection system and the safety of the living personnel[1]. At present, research on mechanical systems has been carried out for many years, but there is basically no research on offshore platform connection systems. As a key component connecting two modules, the connection system is very important for the safety of very large floating bodies, so the experimental platform is connected to the system. Research is very necessary[2].

1 Calculation conditions

The first semi-submersible platform module is defined as "main platform" (module one, M1), and the second semi-submersible platform module is defined as "secondary platform" (module two, M2).



a.Frequency domain calculation model b.Schematic on the waves

Figure 1 scientific test platform

In the calculation of irregular waves, the JONSWAP spectrum is used to calculate the time domain of the mooring experimental platform. The spectral formula can be expressed as[3]:

$$S(\omega) = \frac{\alpha g^2}{\omega^5} \exp\left\{-1.25\left(\frac{\omega_p}{\omega}\right)^4\right\} \gamma^{r} \qquad (1)$$

In the formula， ω_p indicates the peak frequency,γ indicates the peak boost factor,α represents a constant related to wind speed and peak frequency.

The sense wave height is 4.0m, the peak lift factor is 2.0, and the peak frequencies are 0.87rad/s, 0.69 rad/s, and 0.57 rad/s, as shown in the figure.

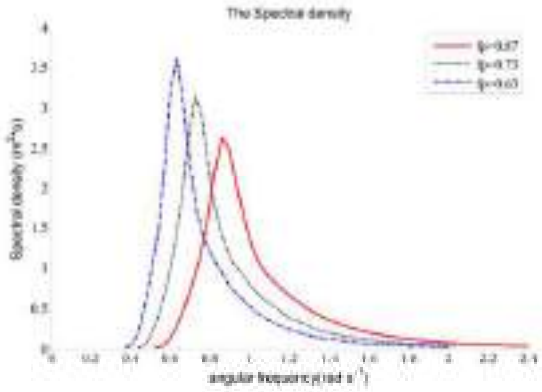


Fig.2 Wave spectral density

When calculating, the wind load is applied in the form of wind spectrum. Using the NPD wind spectrum, the wind energy density spectrum can be expressed as:

$$S(f) = \frac{\square}{\square} \quad (2)$$

$$\gamma = \frac{\square}{\square} \quad (3)$$

The instantaneous wind speed is obtained by the following formula:

$$v_t(z,t) = \bar{v}_z + v(z,t) \quad (4)$$

$$v(z,t) = \sum_{n=1}^{N} \sqrt{2S(f_n)\Delta f_n}\cos(-2\pi f_n t + \varphi_n) \quad (5)$$

In the calculation, the average wind speed at 10m from the static water surface is taken as 46.2m/s (corresponding to the 15-stage super typhoon lower limit)[4]. According to the wind spectrum, the maximum instantaneous wind speed of the wind speed can reach 76m/s.

Considering the symmetry of the two main and auxiliary platforms, the dynamic characteristics of the experimental platform under the wave direction (0°, 30°, 60°, 90°) are selected for calculation and analysis. The wind speed is 46.2m/s and the flow rate is 1.0m/s. In the calculation, the wind and wave currents are all in the same direction, and the sense wave height is 4.0m. The water depth is calculated to be 40 meters in each working condition, and the seabed is a flat seabed. According to the calculation requirements of CCS for the drifting mooring rope tension of the floating body, the simulation duration of each working condition is 3 hours. The simulation results are then analyzed [5-6].

2 Calculation results and analysis

In the time domain calculation, the connector is simulated as an articulated joint, and the connection point is placed in the middle of the two modules, as shown in Fig. 3, which is located at the middle cross section of the two platforms.

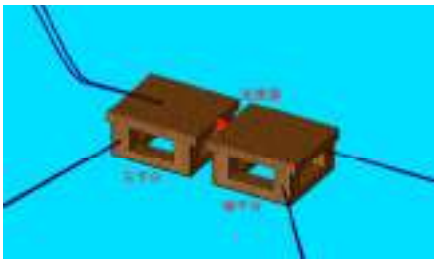


Fig.3 The time domain calculates the position of the pin

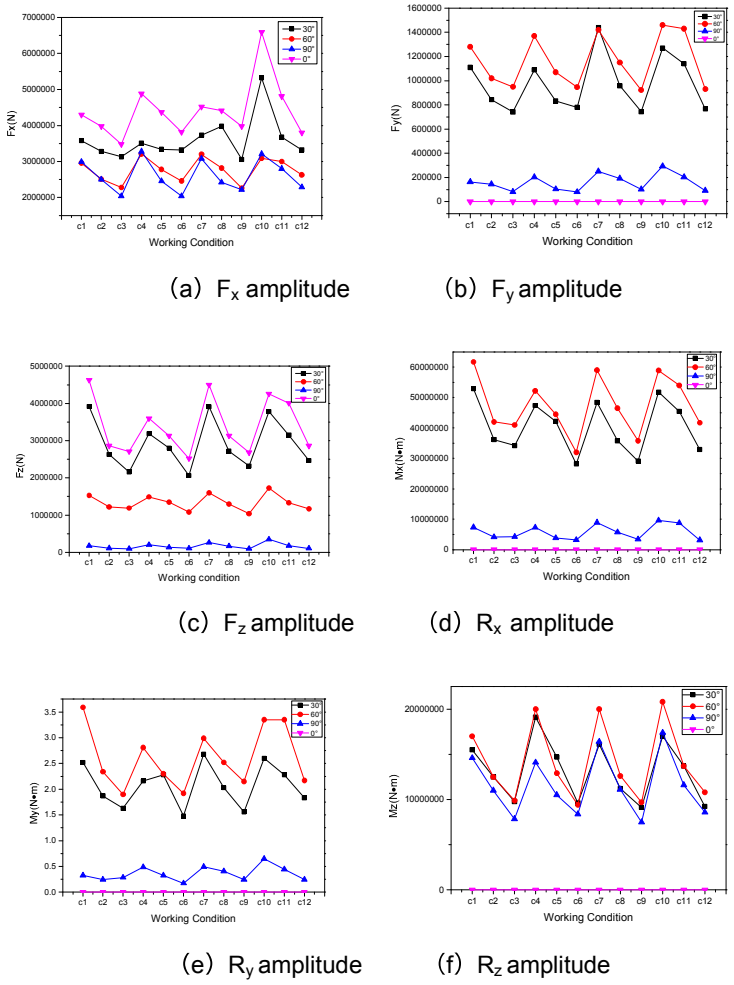


Fig.4 Connector amplitude under different wave angles

(1) The maximum longitudinal load F_x of the connector is about 6.59×10 6 N, which occurs when the 0 degree wave is down, the 5.0 m sense wave is high, and the peak period is 7.2 s;The maximum lateral load F_y is about 1.46×10 6 N, which occurs when the 60-degree wave is down, the 5.0 m sense wave is high, and the peak period is 7.20 s. The maximum longitudinal load F_z of the connector is about 4.63 × 10 6 N , appearing at 0 degree wave down, 4.0m sense wave height, peak period is 6.24s.

(2) The moment Ry around the oy axis is substantially zero because the articulated joint form used in the time domain simulation releases the rotational constraint about the oy axis, so the torque around the oy axis is substantially zero.

(3) By analyzing the extreme values of the degrees of freedom of the connector load, it can be found that the 60 wave angle is more dangerous than the other three wave angles, and the 60° wave angle should be avoided during the working period of the experimental platform.

(4) According to the above statistics, it can be seen that the working conditions c1, c10, c25, and c34 are relatively dangerous. Therefore, the following four working conditions are mainly analyzed for structural strength analysis when the pin breakage fails.

The main platform and the auxiliary platform are connected by four connecting pieces (as shown in Figure 5 below). The pin shafts are pin 1, pin 2, pin 3, pin 4 from top to bottom, assuming line load is 4 The connecting members are borne on average, and the torque is carried by the two outermost connecting members. According to the obtained loads of the six directions F_x, F_y, F_z, R_x, R_z of the connector, the maximum load F_x of the single outer connecting member can be calculated F_x , F_y, F_z.

Leftmost connector (pin 4)[7]:

$$F_{x1}(t) = \frac{S_x(t)}{n} + \frac{S_x(t)}{d_0} \quad (6)$$

$$F_{y1}(t) = \frac{S_y(t)}{n} \quad (7)$$

$$F_{z1}(t) = \frac{S_z(t)}{n} + \frac{S_z(t)}{d_0} \quad (8)$$

Rightmost connector (pin 1):

$$F_{x2}(t) = \frac{S_x(t)}{n} - \frac{S_x(t)}{d_0} \quad (9)$$

$$F_{z2}(t) = \frac{S_z(t)}{n} - \frac{S_z(t)}{d_0} \quad (10)$$

According to the analysis, the pin 4 is subjected to the maximum force, that is, the most dangerous situation, in the case where the pin 3 is broken[8].

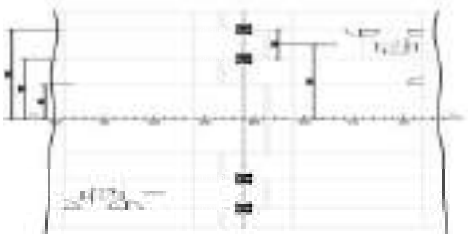


Fig.5 Connector layout

Table 1 The force of each working condition under the failure of a pin fracture

Max	F_x	F_y	F_z
Working condition c1	1.43E+06	6.23E+00	1.54E+06
Working condition c10	2.20E+06	9.33E+01	1.42E+06
Working condition c25	1.80E+06	4.27E+05	3.48E+06
Working condition c34	2.03E+06	4.87E+05	3.41E+06

Table 2 The force of each working condition under the failure of two pin shaft failure

Max	F_x	F_y	F_z
Working conditionc1	2.15E+06	9.35E+00	2.32E+06
Working conditionc10	3.30E+06	1.40E+02	2.13E+06
Working conditionc25	2.30E+06	6.40E+05	3.73E+06
Working conditionc34	2.55E+06	7.30E+05	3.70E+06

3 Structural strength analysis of the connector after pin breakage failure

3.1 Load application and boundary conditions

The connector finite element model is established by MSC/PATRAN. The connector bushing part is made of G240-480H cast steel, tensile strength is 500MP, and the yield strength is 240MPa. The pin shaft part is made of forged steel 45 steel for hull structure, tensile strength. 600MP, yield strength is 355 M Pa[9]. The two materials have an elastic modulus of 2.06E11Pa, a Poisson's ratio of 0.3, and a density of 7850 (kg/m3).

The connector load application and boundary condition constraint diagrams are shown below.

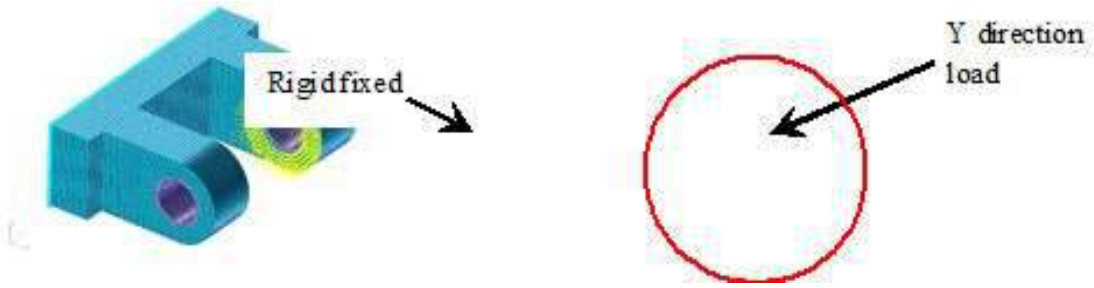


Fig.6 Loading and constraining diagram (bins)

Fig.7 Loading and constraining diagram (single ear)

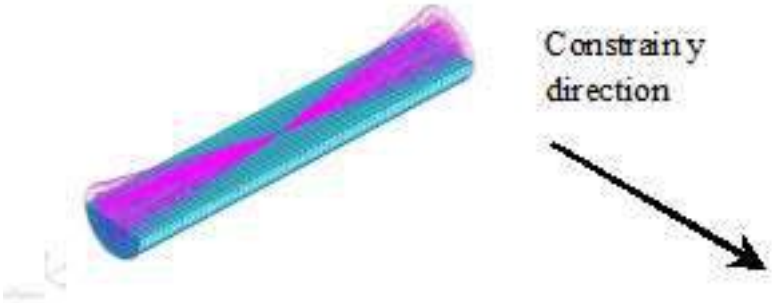


Fig.8 Pin constraint diagram

3.2 Calculation results and analysis of a pin fracture failure

The force results of the left and right ears of the connector and the three components of the bolt are shown in Figure 11 below.

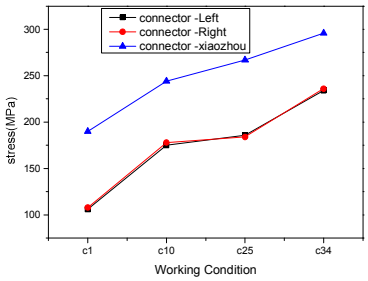
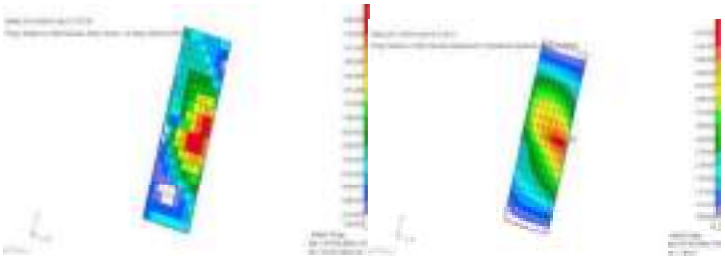


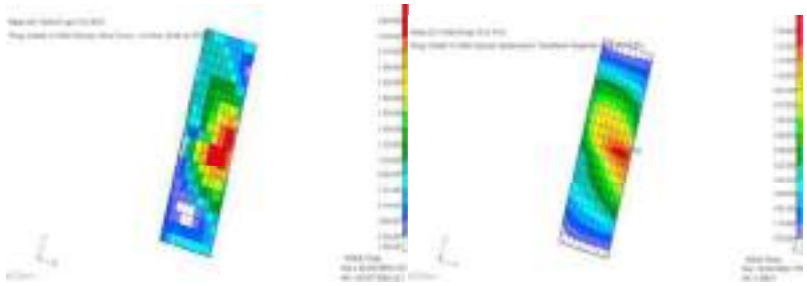
Fig 9 Stress values of left and right ears and bolts under various working conditions

The pin stress and cloud images of the working conditions c1, c10, c25, and c34 are as follows:



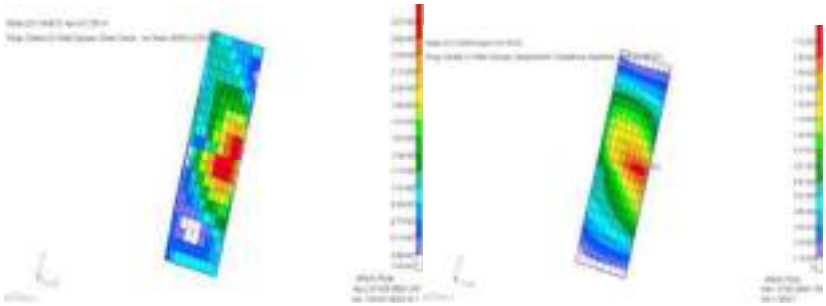
（a）C1 Stress cloud （b）C1 Strain cloud

Fig.10 C1 working condition pin stress strain cloud diagram



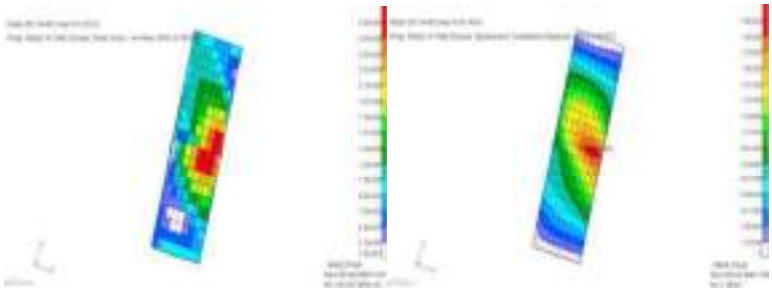
（c）C10 Stress cloud （d）C10 Strain cloud

Fig.11 C10 working condition pin strain stress strain cloud diagram



（e） c25 Stress cloud （f）c25 Strain cloud

Fig.12 C25 working condition pin strain stress strain cloud diagram



（g）c34 Stress cloud （h）c34 Strain cloud

Fig.13 C34 working condition pin stress strain cloud diagram

By comparing , it can be seen that the working condition c34 pin reaches the maximum stress, the maximum value is 286 MPa.Its equivalent stress is checked by the following [62-63]:

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_{yd} \quad (11)$$

C=1.0 Static load condition

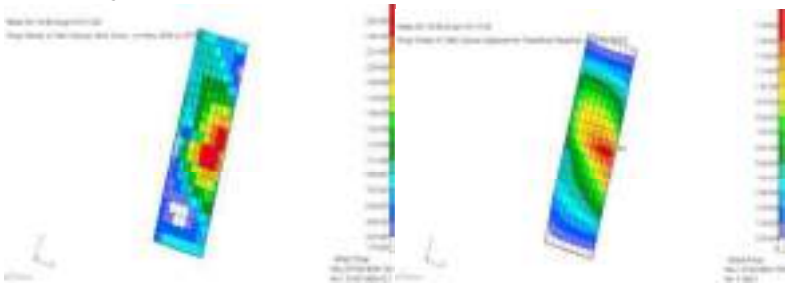
C=1.286 Combined working condition

Table 5.3he value of σ_yd of different materials in local high stress calibration

Material yield strength（MPa）	Static load condition	Combined working condition
235	235	235
315	301	301
355	326	301
390	346	301

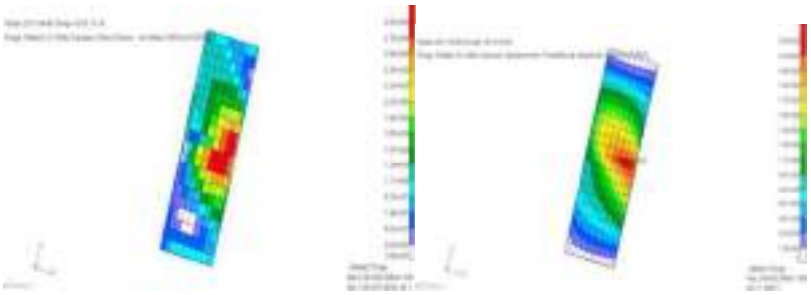
By calculation, it can be known that 286 M Pa <326 M Pa, so in the case of a pin break failure, the remaining pin meets the strength requirement, that is, in the case of a pin failure, the experimental platform can operate safely.

3.3 Calculation results and analysis of fracture failure of two pins



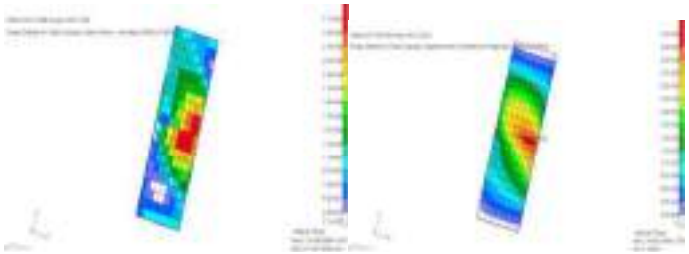
（a）c1 Stress cloud （b）c1 Strain cloud

Fig.14 C1 working condition pin stress strain cloud diagram



（c） c10 Stress cloud （d） c10Strain cloud

Fig.15 C10 working condition pin strain stress strain cloud diagram



（e） c25 Stress cloud （f）c25 Strain cloud

Fig.16 C25 working condition pin strain stress strain cloud diagram

By comparison, it can be seen that the stress values of the working conditions c1, c10, and c25 are within the allowable range, and the c34 pin reaches the maximum stress, and the stress point is located in the middle of the pin shaft, and the maximum value is 369 M Pa.

It can be known from calculation that 369 M Pa >326 M Pa, so in the case of failure of the two pin fractures, the connector will fail, causing the experimental platform to detach or even collide.

4 Conclusion

In this paper, AQWA-DRIFT is used to calculate the time domain of the experimental platform under different working conditions, and the time history of the connector load of the main platform and the auxiliary platform under different sea conditions is obtained, and the maximum connector load under different working conditions is obtained. Value, and calculate the maximum value of the single pin load in the event of a pin break failure. Finally, the following conclusions were obtained by structural strength analysis of the connector:

(1) When one pin fails. The remaining three pin loads will increase slightly, and the pin stress maximum is 286 M Pa, which meets the requirements of the specification, that is, the remaining pin can ensure the safe operation of the offshore test platform after a pin breakage failure.

(2) When the two pin breaks fail, the single pin stress value is much larger than the permissible stress limit of the material, and the connector will fail, causing the experimental platform to detach or even collide.

References

[1] Eatock Taylor R, Chua F P. Wave Diffraction Theory-Some Developments in Nonlinear Theory. Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering. 1992, 114: 185-194.

[2] Teng B, Eatock Taylor R. New Higher-order Boundary Element Methods of Wave Diffraction or Radiation. Applied Ocean Research. 1995, 17: 71-78.

[3] Van Oortmerssen G. The Motion of A Moored Ship in Waves, NSMB Publication NO. 510, Netherlnads Ship Model Basin, Wageningen, the Netherlnads, 1979.

[4] China Classification Society . Classification of offshore floating installations [S]. 2014.

[5] China Classification Society . Classification of marine mobile platforms [S]. 2012.

[6] Zhao Zhanhua. Research on Tension Mooring Performance of Deep water Semi-submersible Platform[D].Ocean University of China，2011

[7] Cheng Xiaoming. Partial Demonstration Verification (Special Topic 13)-Development Task Book for High-Performance Ship Scientific Research Projects [R]. China Ship Science Research Center , 2016.

[8] Miao Yuji, Cheng Xiaoming. Comparison of configuration optimization and hydrodynamic calculation of scientific test platform [R].China Ship Science Research Center , 2017.

[9] Gao Feng, Wang Yizheng, Li Wei. Mooring test of large LNG ships under the combined action of wind and waves[J]. Waterway port.

Юэ Чжан, Ифэн Гуань

Анализ отказов штыря в системе соединения с платформой.

Аннотация. В данной статье модуль AQWA-DRIFT используется для анализа динамических характеристик двух испытательных платформ под действием нерегулярных волн, а также сравнивается нагрузка на стыки двух испытательных платформ при различных рабочих условиях. Максимальная нагрузка на швы при разных условиях работы получается. значение. Затем рассматривается возможность оценки того, приведет ли оставшийся контакт к разрушению системы соединений, путем анализа прочности структуры штифта в случае отказа обрыва штыря.）

Ключевые слова: испытательные платформы, Пин， Система соединений, Свернуть

AN ANALYTICAL METHOD OF PREDICTING THE RESPONSE OF CROSS STRUCTURES UNDER IMPACT LOAD

Xiufei WANG, Kun LIU*, Jiaxia WANG, Chaoming SHEN

(School of Naval Architecture and Ocean Engineering,
Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang Jiangsu 212003, China)

Abstract: The side structure and double bottom structures are directly damaged during the collision and grounding accident. So, it is necessary to pay attention to the anti-collision performance of side structure and double bottom structures. In the preliminary design, the application of analytical calculation method can significantly improve the efficiency of structural design. In most collision scenarios, the ship hull plate is the main energy absorbing member, and the deformation damage of the cross structure is seldom studied. In this paper, by carrying out drop hammer simulation of mesoscale cross structure model, the deformation characteristics of cross structure are summarized, and simplified deformation mode of cross structure under impact load is obtained. The analytical formulas of energy and collision force are obtained from the simplified calculation model, and the accuracy of the analytical method is verified by comparing the simulation results.

*Project supported by the National Natural Science Foundation of China (Grant No. 5177090099).

Corresponding author. Tel.: 13511692085; *E-mail address:* kunliu@just.edu.cn.(Kun LIU)

Key words: Cross structure; Numerical simulation; Simplified analytical method; Resistance; Absorbed energy
Ключевые слова: перекрестная структура; Численное моделирование; Упрощенный аналитический метод; Сопротивление; Поглощенная энергия
Ключові слова: поперечна структура; Чисельне моделювання; Спрощений аналітичний метод; Опір; Поглинена енергія

INTRODUCTION

Ship collision and grounding is a complicated nonlinear response process, which is affected by many uncertain factors, such as environment, ship motion state, reef bow shape, etc., which makes the problem of ship collision and grounding very complicated. Therefore, it is necessary to simplify the actual collision grounding problem. Bulbous bow has the function of reducing the resistance of traveling waves and improving the rapidity of ships, so it is more and more popular to use bulbous bow in large ships. For ship grounding accidents, it is difficult to simulate the real state of submarine reefs due to the large difference in shape and size, so many scholars simplify the reefs into spherical, wedge and platform shapes when studying ship grounding problems. In the research on ship collision and grounding, most scholars have studied the damage and deformation of hull shell and web girder under different impact objects, and deduced the related analytic prediction formula. For example, Wang et al. [1], Simonsen and Lauridsen[2], Lee et al. Cerik B C[6] carried out relevant tests and simulation studies on the deformation of web girder under transverse load, and made analytical prediction on the structural resistance of web girder under transverse load.

In the ship bottom, cross structure is composed of the main floor of the frame and the bottom center girder. When it is subjected to axial ballast at the position of the cross axis, it will be folded and deformed. The deformation of the cross structure is complex, and it cannot be simply calculated separately. Many researchers made analytical calculation for the resistance of cross members under axial compression deformation and proposed the resistance calculation formula, such as Amdahl[7], Hayduk & Wierzbicki[8], Yang & Caldwell[9], Santosa & Wierzbicki[10] and Abramowicz & Simonsen[11] et al.

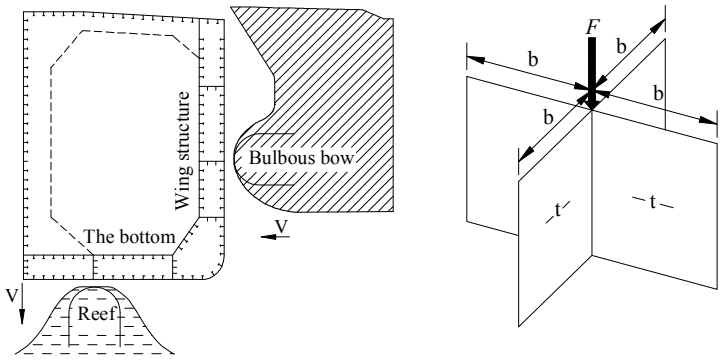
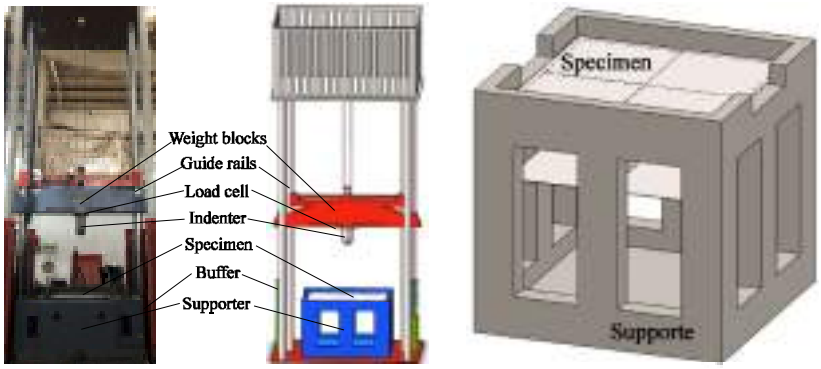


Fig. 1. (a) Collision and grounding scenario of ship. (b) Cross structure crushing model

As shown in fig.1, the complex bulbous bow structure and reef are simplified into a sphere. In this paper, numerical simulation is carried out on the specimens designed according to the size of the Falling Weight Impact Tester. The deformation of the cross structure is divided into three stages by means of summarizing the deformation characteristics of the cross structure to obtain the simplified model and calculate the energy absorption of the cross structure.

1 FINITE ELEMENT MODEL

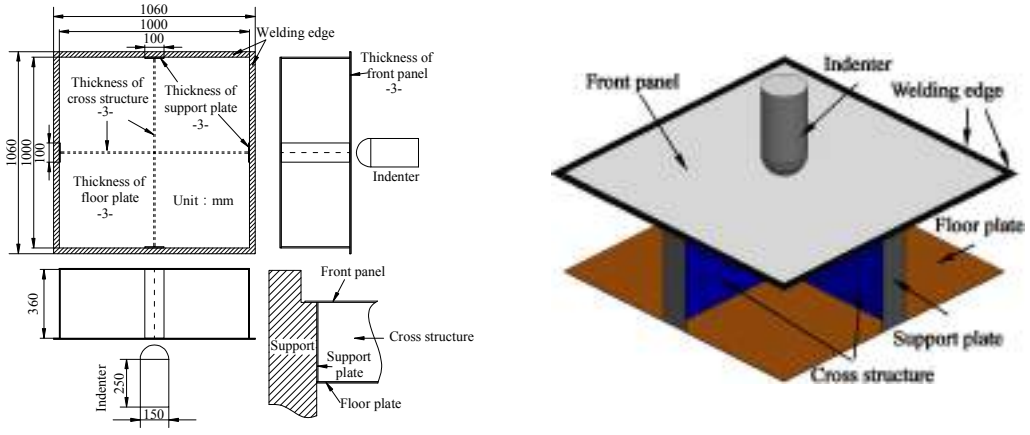
As illustrated in fig.2, the impact test can be carried out by means of the Falling Weight Impact Tester to obtain the dynamic response and the deformation characteristics of the cross structure. The maximum lifting height of the indenter is 3.7 m, thus the maximum impact speeds is up to 8.5m/s, which can satisfy the real speed of ship collision and grounding. The maximum mass of falling weight is 1.35 ton and the designed maximum impact energy is 50 KJ. A force sensor is arranged between the indenter and the body of the indenter to record the change of force during the impact process. In addition, the laser rangefinder is placed directly above the measuring point to record the displacement of the hammer head during the experiment.



(a) (b)

Fig. 2. (a) Schematic diagram of the Falling Weight Impact Tester. (b) Specimen and its supporter.

The size of the cross structure is designed to match the supporter of the Falling Weight Impact Tester for the falling impact test in the future. The geometry of the structure is shown in fig.3. The length of the front panel is 1060 mm × 1060 mm, and it was equipped with the cross structure of 360mm in height, and a relatively high cross structure is set to ensure that the floor plate will hardly deform in the impact process. The outside of the cross structure is supported with four plate whose size is 360 mm × 100 mm. The effort of the four plates is to prevent the bottom of the cross structure deforms outward. The floor plate is set in order to measure the vertical displacement of the bottom of the cross structure. As illustrated in fig.3, the radius of the indenter is 75mm. The falling height is selected as 1.28m and the velocity of indenter when it contacts the front panel is 5m/s. In this case, the front panel and cross structure absorbed almost all of the energy of, and the displacement of the floor plate at every place is close to 0.



(a) (b)

Fig. 3. (a) Dimensions of the structure and its indenter. (b) Different parts of the structure.

The parameters of the finite element model are shown in table 1. The material is an ideal elastoplastic material with Cowper-Symonds strain rate constitutive model. The material, element and other parameters are shown in table 1. Considering the hourglass effect of the reduced integration element, the mesh is refined appropriately.

Table 1 Main parameters of finite model

Property	Value	Property	Value
Mass density	7850kg/m^3	Strain rate parameter(D)	40.4
Young's modulus	210GPa	Strain rate parameter(P)	5
Poisson's ratio	0.3	Element side length	5mm
Yield stress	235MPa	Element type	S4R

2 ANALYSIS OF SIMULATION RESULTS

The deformation of the cross structure can be divided into the following three stages:

(1) While the indentation is small, the fold has not formed yet, the compress deformation and the membrane stretching are mainly happened in the semicircle below the indenter.

(2) As the indentation increase, the cross structure becomes instability and folds, the membrane stretching deformation and the plastic hinge lines mostly happened at the rectangle area below the indenter.

(3) The indentation increases and the deformation area expands outward in a triangle.

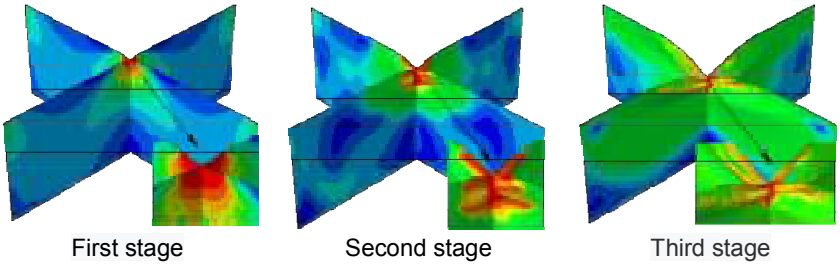


Fig. 4. Deformation and stress of different stage

According to the results of the simulation, the absorbed energy of the four support plates and the floor plate due to plastic deformation is 2.06 J, and the maximum absorbed energy due to elastic deformation during the collision is 22.1 J. It is negligible compared with the overall energy absorption 17.25 KJ of the structure. The maximum displacement of the floor plate is 0.54mm, which is far lower than the indentation. In the process of analysis, so it is assumed that the bottom of the cross structure is fixed.

3 ANALYTICAL CALCULATION

Because of the localization of the collision, this paper assumes that only the main components in direct contact with the indenter participate in the analytical calculation, and the maximum deformation range of the components is determined by the boundary conditions. Numerical simulation results show that this assumption is reasonable.

The numerical simulation results were observed to simplify the deformation of the cross structure in three stages, and an analytical calculation model for the deformation of the cross structure was established, as shown in fig.6.

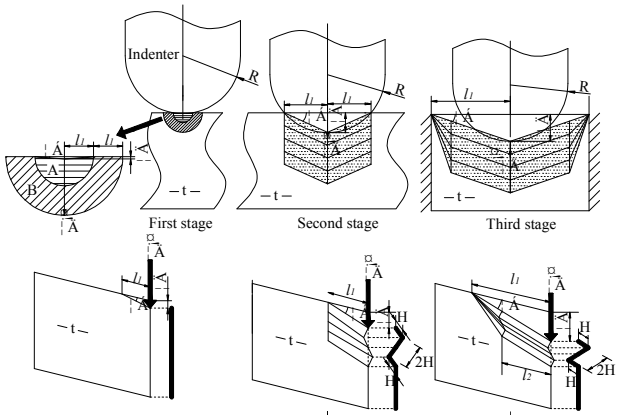


Fig. 5. Deformation of cross structures

The collapse mode is shown in fig.5. Let l_1 denote half of the length of the deformation area. The deformation angle of the web girder, the indentation, the characteristic folding length, and the velocity of the indenter are denoted, respectively, by α, δ, H, $\dot{\delta}$. The characteristic folding length is mainly related to the thickness of the web girder. The thicker the web girder is, the longer the characteristic folding length will be. Considering the influence of indenter radius on the characteristic folding length, it is assumed that the relationship between the characteristic folding length, the thickness of web girder and indenter radius is $H=k_1(R^{0.167}t^{0.833})$. Where k_1 is 6.8. The maximum length of the rectangular region l_2 in the third stage is approximately the radius of the indenter. The relationship between the length

of the deformation area and the indentation, the radius of the indenter and the thickness of the web girder is assumed as $l_1 = k_2 R^{-0.5} t^{1.5} \delta$,where k_2 was 5.

In the first stage, when the area of deformation is smaller than the characteristic folding length. At $l_1 \le H$, the membrane stretching and the compression of the web girder occurred. The membrane stretching happened at region A in fig.5 at the first stage, and it is assumed that the strain rate within this region is equal. While the compress deformation before instability of web girder mainly occurs at region A and B. We assume that the strain rate of web girder due to compression is equal in region A through the observation of the simulated stress cloud diagram. While the stress out of region B is smaller than yield stress, so the region B is regarded as the transition region from high strain rate to elastic region, the strain rate in region B is linearly changed from inside to outside. The strain rate $\dot{\varepsilon}_t$ obtained from the geometric relationship in fig. 5 is:

$$\dot{\varepsilon}_t = \frac{\dot{\delta}\sin(\alpha)}{\sqrt{\delta^2 + l_1^2}} \qquad \alpha = \arctan\left(\frac{\delta}{l_1}\right) \tag{1}$$

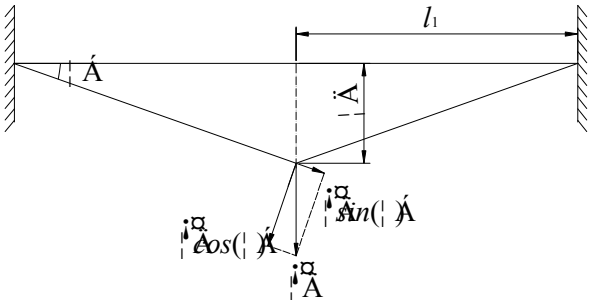


Fig. 6. Single continuous member sag deformation

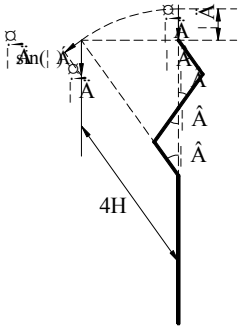


Fig. 7. Ideal deformation mode for cross-section

The Cowper-Symonds constitutive equation is used: $\sigma = \sigma_0 [1 + (\dot{\varepsilon} / D)^{1/p}]$ (2)

Compared with the length of deformation l_1, the indentation δ is relatively small. As we can see in fig.4. We assume the area where the membrane stretching occurred at the shaded part of the first stage in fig.5. Assume it as a semicircle. The energy dissipation rate $\dot{E}_t$ of 1/4 cross structure due to membrane stretching is:

$$\dot{E}_t = V \cdot \dot{\varepsilon} \cdot \sigma_i = \frac{\pi l_1^2}{4} t \cdot \dot{\varepsilon}_t \cdot \sigma_0 \left[1 + \left(\dot{\varepsilon}_t / D\right)^{1/p}\right] \tag{3}$$

In region A, the strain rate $\dot{\varepsilon}_c$ generated by compression is:

$$\dot{\varepsilon}_c = 2\dot{\delta} / 3l_1 \tag{4}$$

From the velocity of indenter and the distribution of strain rate in region A and B, the strain rate in region B can be expressed as:

$$\dot{\varepsilon}_x = 2\dot{\varepsilon}_x - x\dot{\varepsilon}_x / l_1 \qquad \left(l_1 \le x \le 2l_1\right) \tag{5}$$

The energy dissipation rate $\dot{E}_c$ of 1/4 cross structure due to compression is:

$$\begin{aligned} \dot{E}_c &= V \cdot \dot{\varepsilon} \cdot \sigma_i \\ &= \frac{\pi l_1^2}{2} t \cdot \dot{\varepsilon}_c \cdot \sigma_0 \left[\frac{5}{3} + \left(\dot{\varepsilon}_c / D\right)^{1/p} \left(\frac{2P}{2P+1} - \frac{P}{3P+1} + 1\right)\right] \end{aligned} \tag{6}$$

There is no plastic hinge in the first stage, so the energy dissipation rate $\dot{E}_m$ is 0.

Then the energy dissipation rate $\dot{E}_x$ of the whole cross structure in the first stage is:

$$\begin{aligned}\dot{E}_x &= 4\left(\dot{E}_t + \dot{E}_c + \dot{E}_m\right) \\ &= \pi l_1^2 t \cdot \sigma_0 \cdot \left\{\dot{\varepsilon}_t\left[1+\left(\frac{\dot{\varepsilon}_t}{D}\right)^{\frac{1}{P}}\right] + \dot{\varepsilon}_c\left[1+\left(\frac{\dot{\varepsilon}_c}{D}\right)^{\frac{1}{P}}\right] + 2\dot{\varepsilon}_c\left[\frac{2}{3}+\left(\frac{\dot{\varepsilon}_c}{D}\right)^{\frac{1}{P}}\left(\frac{2P}{2P+1}-\frac{P}{3P+1}\right)\right]\right\}\end{aligned} \quad (7)$$

As the indentation increase. When the length of deformation area ranges from the characteristic folding length H to the radius of indenter R. The region of high strain rate that produces plastic deformation is mainly the rectangular area below the indenter. The strain rate is the same as eq. (5). The energy dissipation rate of the membrane stretch is:

$$\dot{E}_t = V \cdot \dot{\varepsilon} \cdot \sigma_i = 4Hl_1 t \cdot \dot{\varepsilon}_t \cdot \sigma_0\left[1+\left(\frac{\dot{\varepsilon}_t}{D}\right)^{\frac{1}{P}}\right] \quad (8)$$

As can be seen from fig. 7, the change rate of Angle β can be expressed as:

$$\dot{\beta} = \dot{\delta}\sin(\beta) / 4H \quad (9)$$

$$\beta = \arccos\left(\frac{4H-\delta}{4H}\right) \quad (10)$$

The moment of plastic hinge per unit length is M_0:

$$M_0 = \sigma_0 t^2 / 4 \quad (11)$$

From the stress nephogram in fig.4. The rotation of web girder at the joint is the biggest and it comes to zero at the outermost of the deformed area. So, the energy dissipation rate of the plastic hinge line is:

$$\dot{E}_m = 6M_0\int_0^{l_1}\frac{\dot{\beta}}{l_1}x dx = 3M_0\dot{\beta}l_1 \quad (12)$$

Then the energy dissipation rate of the whole cross structure in the second stage is $\dot{E}_x$:

$$\dot{E}_x = 4\left(\dot{E}_t + \dot{E}_c + \dot{E}_m\right) = 12Hl_1 t \cdot \dot{\varepsilon}_t \cdot \sigma_0\left[1+\left(\dot{\varepsilon}_t / D\right)^{1/p}\right] + 3\sigma_0 t^2\dot{\beta}l_1 \quad (13)$$

When the deformed area grows bigger. The length of deformation l_1 continues to expand. The deformation area below the indenter is still a rectangle, and the two sides expand outward into a triangle. Assume that the strain rate across the region is equal. Then the energy dissipation rate of membrane stretch is:

$$\begin{aligned}\dot{E}_t = V \cdot \dot{\varepsilon} \cdot \sigma_i &= \left[4HR + 2H\left(l_1 - R\right)\right]t \cdot \dot{\varepsilon}_t \cdot \sigma_0\left[1+\left(\frac{\dot{\varepsilon}_t}{D}\right)^{\frac{1}{P}}\right] \\ &= 2H\left(l_1 + R\right)t \cdot \dot{\varepsilon}_t \cdot \sigma_0\left[1+\left(\frac{\dot{\varepsilon}_t}{D}\right)^{\frac{1}{P}}\right]\end{aligned} \quad (14)$$

Use the same method to calculate the energy dissipation of plastic hinge lines:

$$\dot{E}_m = 6M_0\int_0^{l_1}\frac{\dot{\beta}}{l_1 - R}xdx + 6M_0\dot{\beta}R$$
$$= 3M_0\dot{\beta}\left(l_1 - R\right) + 6M_0\dot{\beta}R = \frac{3}{4}\sigma_0 t^2\dot{\beta}\left(l_1 + R\right) \quad (15)$$

Then the energy dissipation rate of the whole cross structure in the third stage is $\dot{E}_x$:

$$\dot{E}_x = 4\left(\dot{E}_t + \dot{E}_c + \dot{E}_m\right) = 8H\left(l_1 + R\right)t\cdot\dot{\varepsilon}_t\cdot\sigma_0\left[1 + \left(\frac{\dot{\varepsilon}_t}{D}\right)^{\frac{1}{P}}\right] + 3\sigma_0 t^2\dot{\beta}\left(l_1 + R\right) \quad (16)$$

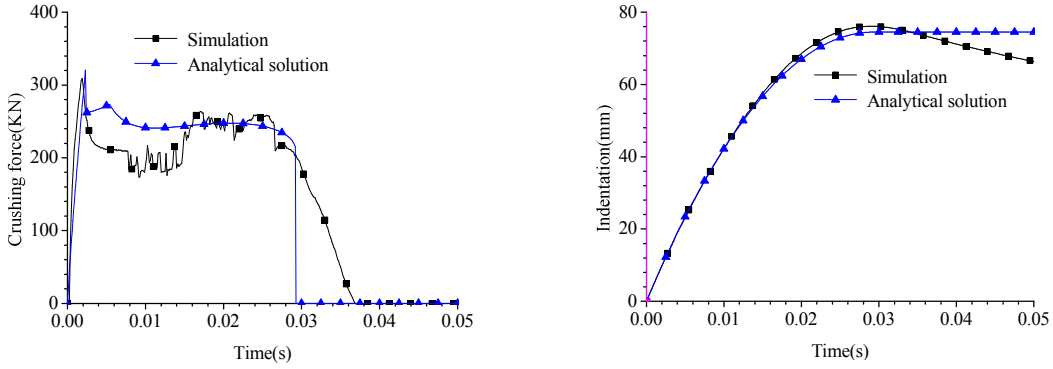
Crushing force of the cross structure can be expressed as F_x :

$$F_x = \dot{E}_x / \dot{\delta} \quad (17)$$

4 COMPARISON OF RESULTS

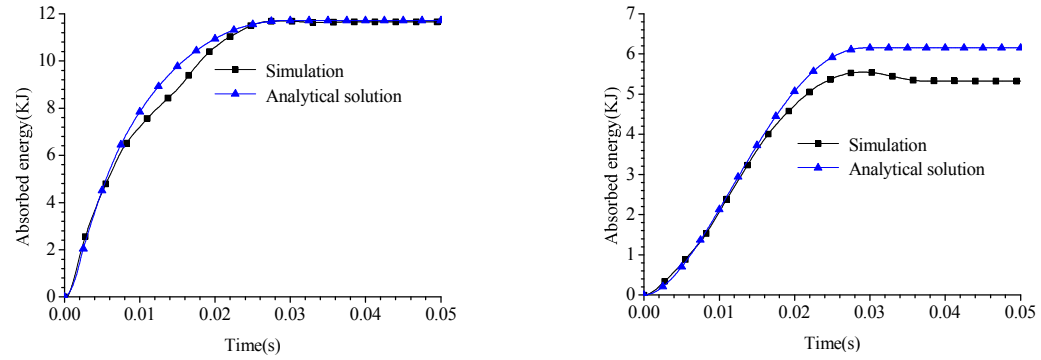
As shown in fig.8 (a), it can be seen from the collision force curve that it is reasonable to assume that the cross structure is in a state of compression when the indentation is relatively small, and the curve accurately reflects the characteristics of sharp decrease in the collision force when the center of the cross structure is unstable and folds are generated. The analytic method determines that the collision force is set to zero when the velocity reaches 0. However, in the real situation, the structure still has elastic deformation, it will exert force on the indenter when the limit of indentation is reached. When the indenter bounces due to the elastic strain energy of the specimen until it breaks away from the front panel, the collision force is 0.

It can be seen from the time-indentation curve in fig.8 that the analytical limit crash depth is lower than the simulation result, but the difference between the two is small.



(a) (b)

Fig. 8 (a) Comparison of impact force between analytical solution and simulation, (b) Time-Indentation curve



(a) (b)

Fig. 9. (a) Energy absorption of cross structure, (b) Energy absorption of front panel

Table 2 Comparison of simulation and analytical solution at the peak

	Simulation	Analytical solution
Cross structure	11.65KJ	11.81KJ
Front panel	5.55KJ	6.05KJ
Whole structure	17.25KJ	17.85KJ
Crushing force	309.30KN	328.80KN
Indentation	76.11mm	74.05mm

It can be seen from the time-absorbed energy curve of the cross structure in fig.9 (a) that the simulation and the analysis agree well. In fig.9 (b), the deformation area of the panel is limited by the strong cross structure, so that the energy absorption of the panel in the simulation is relatively low. In the whole component, the energy absorbed by the panel is about 1/2 of the cross structure, so even if the analytical result of the panel is larger, the energy absorbed by the whole structure obtained by the analysis and simulation are still good. In table 2, it is proved that the analytical calculation formula of the impact force and energy absorption of the cross structure is accurate and reasonable.

5 CONCLUSIONS

In this paper, an analytical method is proposed to calculate the energy dissipation of cross structure under the collision of indenter, and the method is verified by compering with the simulation results. The main conclusion are as follows:

(1) The initial deformation of the cross structure can be simplified into the compression deformation of the web girder, which can well show the characteristics of the rapid rise of the collision force.

(2) By predicting the location of collapse and fold of cross structure, the sudden drop of collision force can be well predicted.

(3) When the collision location is at the axis of the cross structure, the cross structure is the main energy absorbing member.

References

[1] Wang G, Arita K, Liu D. Behavior of a double hull in a variety of stranding or collision scenarios[J]. Marine Structures, 2000, 13(3): 147-187.

[2] Simonsen B C, Lauridsen L P. Energy absorption and ductile failure in metal sheets under lateral indentation by a sphere[J]. International Journal of Impact Engineering, 2000, 24(10): 1017-1039.

[3] Lee Y W, Woertz J C, Wierzbicki T. Fracture prediction of thin plates under hemi-spherical punch with calibration and experimental verification[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2004, 46(5): 751-781.

[4] Liu K, Wang Z, Tang W, et al. Experimental and numerical analysis of laterally impacted stiffened plates considering the effect of strain rate[J]. Ocean Engineering, 2015, 99: 44-54.

[5] Liu K, Liu B, Villavicencio R, et al. Assessment of material strain rate effects on square steel plates under lateral dynamic impact loads[J]. Ships and Offshore Structures, 2018, 13(2): 217-225.

[6] Cerik B C, Shin H K, Cho S R. On the resistance of steel ring-stiffened cylinders subjected to low-velocity mass impact[J]. International Journal of Impact Engineering, 2015, 84: 108-123.

[7] Amdahl J. Energy absorption in ship-platform impacts[R]. 1983.

[8] Hayduk R J, Wierzbicki T. Extensional collapse modes of structural members[J]. Computers & structures, 1984, 18(3): 447-458.

[9] Yang P D C, Caldwell J B. Collision energy absorption of ships' bow structures[J]. International Journal of Impact Engineering, 1988, 7(2): 181-196.

[10] Santosa S, Wierzbicki T. On the modeling of crush behavior of a closed-cell aluminum foam structure[J]. Journal of the Mechanics and Physics of Solids, 1998, 46(4): 645-669.

[11] Abramowicz W, Simonsen B C. Effect of fracture on crushing of ship structures[J]. Journal of Ship Research, 2003, 47(3): 194-207.

ESTABLISHMENT AND VERIFICATION OF A CONSTITUTIVE MODEL OF ICE MATERIAL CONSIDERING TEMPERATURE EFFECT

Tongqiang YU, Yuanhe SHI, Kun LIU, Jiaxia WANG, Zili WANG*
(School of Naval Architecture and Ocean Engineering,
Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang Jiangsu 212003, China)

Abstract: The study of ship-ice collision has become a hot issue nowadays because of the wide distribution of ice floes and icebergs due to the climate change and the fully opening of the northern channel. However, in consideration of the complex material properties of sea ice, a reasonable and accurate description of its constitutive relation is a challenging task that affects the reliability of calculation and analysis. In this paper, a constitutive model of ice material based on plastic theory considering the effect of temperature is presented; a user-defined subroutine is written and embedded into the finite element software LS-DYNA. Based on this, the temperature sensitivity of the ice was analyzed, the simulation of an experiment is done and the results are compared. The rationality of the ice materials is verified and the results of this paper can provide reference for the design and manufacture of polar ships.

Keywords: Ship structures；Ship-ice collision；Ice material constitutive；Temperature

Ключові слова: Судовые конструкции; Судно-ледовое столкновение; Ледяной материал; температура;

Ключевые слова: Корабель структур; Корабель лід зіткнення; Лід матеріалу установчих; Температура;

1 INTRODUCTION

Arctic sea ice, especially summer sea ice, is declining at a rate of 10% per decade, generally [1]. The Arctic waterway will open in an all-round way and the polar shipping industry is bond to develop rapidly. The safety of ships in polar waters is gaining more and more attention due to the complicated environmental features and the existence of numerous ice floes and icebergs even in summer. The ship-ice collision accident will cause ship damage, water ingress or even sink, resulting in major property damage and casualties. Therefore, the research on the collision performance of polar ships is essential to reduce the accident loss of polar ice collision as well as the design of polar ships. a reasonable and accurate description of its constitutive relation is a challenging task that affects the reliability of calculation and analysis. Many works including full scale real ship-ice collision tests and ship model tests, analytical methods and finite element analysis method have been done in this area [2-4]. For example, Dempsey [5] and Ian J. Jordaan [6] proposed the analytical methods for ice loading and ice pressure calculation and pointed out that sea ice had a clear scale effect. while commercial finite element method is increasingly used nowadays due to the rapid development of computer technology, many ice material models are created or modified to describe the iteration between the structure and sea ice reasonably (7-11). Among them, the crushable foam materials is widely accepted as for its rationality to reflect the brittleness of ice and good consistency with the experiment, however, it does not have physical definitions and neglect the impact of damage. In some special application areas, constitutive models like viscous-elastic-plastic, elastic-plastic and elastic based brittle material are also detruded by different researchers in accordance with their focus point and research content. As we can see, in general, there is no authoritative or uniform solution for this problem in academia at present. In this paper, an ideal elastic-plastic constitutive model is established and embedded in LS-DYNA with the consideration of temperature effect on the yield function and failure criterion. Then the simulation of an experiment carried out by Kim[12] is done and the results are compared, the rationality of the ice materials is verified and the results of this paper can provide reference for the design and manufacture of polar ships.

2 PLASTIC BASED ICE MATERIAL CONSTITUTIVE MODEL

2.1 establishment and stress update algorithm

To establish an elastic-plastic constitutive model, three problems must be solved to determine the magnitude and direction of plastic strain, the plastic potential function, the yield function and the coordination equation. In the process of the interaction between sea ice and ship structures, the stress in the contact area is significantly affected by the surrounding stress and the ice material is in the three-direction stress state. Therefore, it is necessary to conduct

∗Project supported by the National Natural Science Foundation of China (Grant No. 5177090099).

Corresponding author. Tel.: 13511692085; *E-mail address:* kunliu@just.edu.cn.(Kun LIU)

triaxial experiments of sea ice. Derradji [13] summarized the previous triaxial experiments results and gave a fitting yield equation that can be written as:

$$(\frac{\tau-\eta}{\tau_{\max}})^2+(\frac{p-\lambda_1}{p_c})^2=1 \tag{1}$$

Where η and λ_1 are the center coordinates or the ellipse, τ is the octahedral shear stress, p is the hydrostatic pressure and $\tau_{\max}$, p_c are the major axis of the ellipse.

This equation can be reduced to the following [10]:

$$f(p,J_2)=J_2-(a_0+a_1p+a_2p)=0 \tag{2}$$

$$\begin{aligned} a_0&=(-\lambda^2/2p_c^2+0.5)3\tau_{\max}^2\\ a_1&=\lambda 3\tau_{\max}^2/p_c^2\\ a_2&=-3\tau_{\max}^2/2p_c^2\\ J_2&=\frac{1}{6}\left[(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2+(\sigma_3-\sigma_1)^2\right] \end{aligned} \tag{3}$$

The function's parameters: a_0, a_1, a_2 are determined by $\tau_{\max}$ and p_c, which are significantly affected by temperature. The yield curve of the ellipse at different temperatures is shown in Fig. 1.

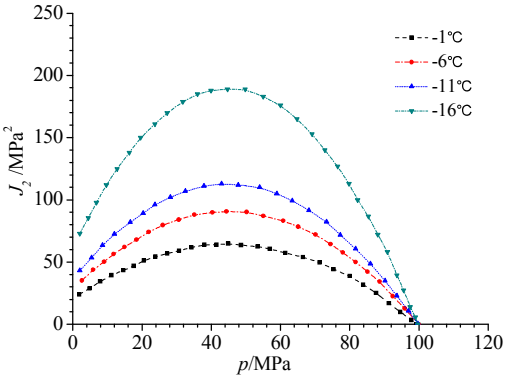


Fig. 1 yield curve at different temperatures

Based on this, an ideal elastic-plastic ice material model using an improved yield criterion is put forward with the consideration of the influence of temperature. The constitutive model satisfies the isotropic general Hooke's law in the elastic range, written in incremental form as:

$$\begin{aligned} \Delta\sigma_x&=\Delta\sigma_0+2G(\Delta\varepsilon_x-\Delta\varepsilon_0),\Delta\tau_{xy}=G\Delta\Upsilon_{xy}\\ \Delta\sigma_y&=\Delta\sigma_0+2G(\Delta\varepsilon_y-\Delta\varepsilon_0),\Delta\tau_{yz}=G\Delta\Upsilon_{yz}\\ \Delta\sigma_z&=\Delta\sigma_0+2G(\Delta\varepsilon_z-\Delta\varepsilon_0),\Delta\tau_{zx}=G\Delta\Upsilon_{zx} \end{aligned} \tag{4}$$

Where $\Delta\varepsilon_0$ is the hydrostatic strain increment, $\Delta\varepsilon_0=(\Delta\varepsilon_1+\Delta\varepsilon_2+\Delta\varepsilon_3)/3$, $\Delta\sigma_0$ is the hydrostatic stress increment, $\Delta\sigma_0=(\Delta\sigma_1+\Delta\sigma_2+\Delta\sigma_3)/3$. In the plastic phase, the plastic strain increment is:

$$d\varepsilon^p=d\lambda\frac{\alpha f}{\alpha\sigma} \tag{5}$$

In this paper, the empirical failure criterion is improved from Liu [10] and the temperature term is added, which can be expressed as:

When $\varepsilon_{eq}^{p} > \varepsilon_f$ or $p < p_{cut}$, the element delete, where ε_{eq}^{p} is the equivalent plastic strain, $\varepsilon_{eq}^{p} = \sqrt{2(\varepsilon_{ij}^{p} \cdot \varepsilon_{ij}^{p})/3}$, ε_f is the failure strain, $\varepsilon_f = \varepsilon_0 + \left(p / p_2(T) - 0.6\right)^2$. p_{cut} is the cut off the stress, set to 2MPa, ε_0 is the initial failure strain, set to 0.01.

The numerical algorithm of element constitutive equation is called stress update algorithm or constitutive integral algorithm. In this paper, a semi-implicit returning mapping algorithm is used to calculate plastic increment. In the algorithm, the plastic parameters, the plastic flow direction and plastic modulus are calculated explicitly. At the end of the step, the plastic parameter increment is calculated and the yield conditions are strengthened. The integral algorithm can be expressed as:

$$\begin{aligned}
\varepsilon_{n+1} &= \varepsilon_n + \Delta\varepsilon \\
\varepsilon_{n+1}^{p} &= \varepsilon_n^{p} + \Delta\lambda_{n+1} r_n \\
q_{n+1} &= q_n + \Delta\lambda_{n+1} h_n \\
\sigma_{n+1} &= C : (\varepsilon_{n+1} - \varepsilon_{n+1}^{p}) \\
f_{n+1} &= f(\sigma_{n+1} - q_{n+1}) = 0
\end{aligned} \tag{6}$$

Where n is the iteration number, ε_n and ε_n^{p} is the strain and plastic strain in step n, $\Delta\varepsilon$ is the strain increment, $\Delta\lambda_{n+1}$ is the plastic consistent parameter, q is the internal variable, r_n and h_n is the Unit vector. C is the elastic matrix. The plastic equation above is:

$$\begin{aligned}
a &= -\varepsilon^{p} + \varepsilon_n^{p} + \Delta\lambda r_n = 0 \\
b &= -q + q_n + \Delta\lambda h_n = 0 \\
f &= f(\sigma, q) = 0
\end{aligned} \tag{7}$$

Linearing the above equation, we have:

$$\begin{aligned}
a^{(k)} + C : \Delta\sigma^{(k)} + \Delta\lambda^{(k)} r_n &= 0 \\
b^{(k)} - \Delta q^{(k)} + \Delta\lambda^{(k)} h_n &= 0 \\
f^{(k)} + f_{\sigma}^{(k)} : \Delta\sigma^{(k)} + f_q^{(k)} \cdot \Delta q^{(k)} &= 0
\end{aligned} \tag{8}$$

The stress increments $\Delta\sigma^{(k)}$ in k cycle can be calculated from the above equation, internal variable increment $\Delta q^{(k)}$ and consistency parameters $\Delta\lambda^{(k)}$ are:

$$\begin{Bmatrix} \Delta\sigma^{(k)} \\ \Delta q^{(k)} \end{Bmatrix} = -\left[A^{(k)}\right] \left\{ \tilde{a}^{(k)} \right\} - \delta\lambda^{(k)} \left[A^{(k)}\right] \left\{ \tilde{r}_n \right\} = -\delta\lambda^{(k)} [A^{(k)}] \left\{ \tilde{r}_n \right\} \tag{9}$$

Where $\left[A^{(k)}\right] = \begin{bmatrix} A^{(k)} & 0 \\ 0 & -I \end{bmatrix}^{(k)}$, $\left\{ \tilde{r}_n \right\} = \begin{Bmatrix} r_n \\ h_n \end{Bmatrix}$, I is the 0-1 matrix, the plastic modulus h_n is 0 for ideal elastic-plastic model which is used in this paper. Plastic strain increment is $\Delta\varepsilon_{n+1}^{p} = \varepsilon_{n+1}^{p} - \varepsilon_n^{p} = \Delta\lambda_{n+1} r_{n+1}$, plug into the formula (Eq. 6), the stress value can be written as:

$$\begin{aligned}
&\sigma_{n+1} = C : (\varepsilon_{n+1} - \varepsilon_n^{p} - \Delta\varepsilon_{n+1}^{p}) = C : (\varepsilon_n + \Delta\varepsilon - \varepsilon_n^{p} - \Delta\varepsilon_{n+1}^{p}) \\
&= C : (\varepsilon_n - \varepsilon_n^{p}) + C : \Delta\varepsilon - C : \Delta\varepsilon_{n+1}^{p} = (\sigma_n + C : \Delta\varepsilon) - C : \Delta\varepsilon_{n+1}^{p} \\
&= \sigma_{n+1}^{trial} - C : \Delta\varepsilon_{n+1}^{p} = \sigma_{n+1}^{trial} - \Delta\lambda_{n+1} C : r_{n+1}
\end{aligned} \tag{10}$$

σ_{n+1}^{trial} is the test stress for elastic prediction, $-\Delta\lambda_{n+1} C : r_{n+1}$ is the value of plastic correction.

2.2 Verification of ice materials

The one element test model is established. By applying the compression load, the changes of the relevant parameters are investigated. In the subroutine calculation, the values of the second deviator invariance J_2 is obtained and output, the $J_2 - p$ curve is shown in Fig. 2. It can be seen that the second deviator invariant has a quadratic curve relationship with the hydrostatic stress. The standard curve is the theoretical curve (black line), and the other one is the output value (red line). When the output values are smaller than the theoretical value, the element is in its elastic range. After reaching coincidence point (point b), the two lines are the same, the element reaches the yield state and is in plastic range.

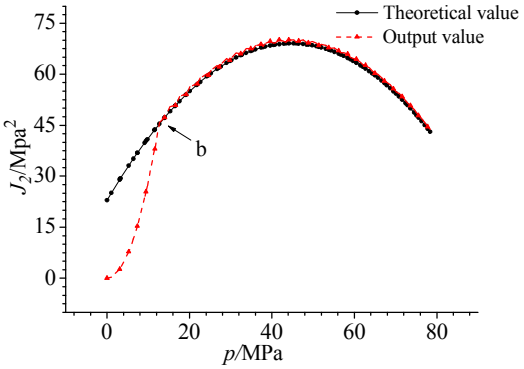


Fig. 2 $J_2 - p$ curve

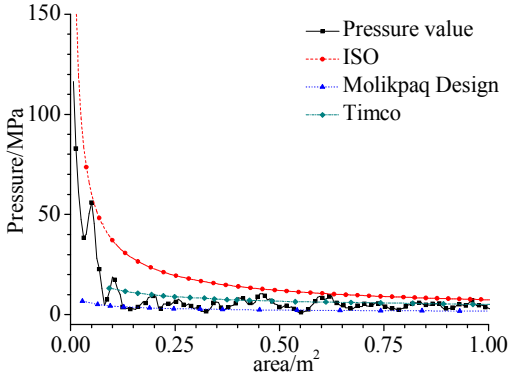
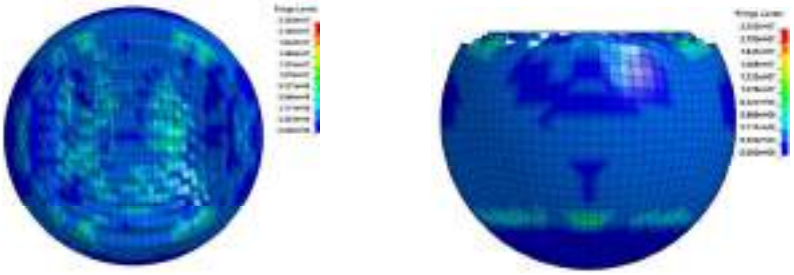


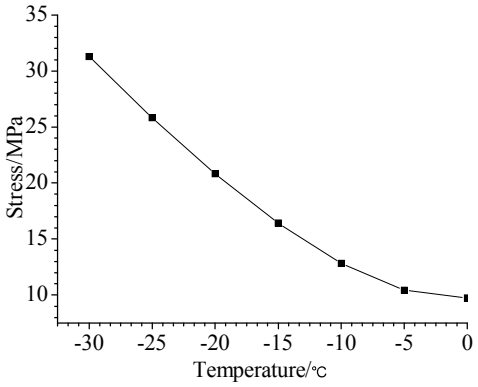
Fig. 3 pressure area curve



(a) main view (b) side view

Fig. 4 the deformation of the ball at 0.5s

In addition, by comparing the pressure-area curve with the standard ISO curve to verify the rationality of the material, a rigid plate-ice sphere model is established. The radius of the sphere is 1m and the relative velocity is 1m/s for constant. The pressure-area curve is shown in Fig. 3. It can be seen that the trend of the pressure-area curve is the same as the ISO standard, generally. The value of the pressure-area curve is relatively smaller and has a relatively large error when the contact area is small. It should be noted that the ISO curve is based on the ULS and ALS design methods. In contrast, the ice material's pressure-area curve in this paper agrees well with Timco and Mlikpaq's experimental data. The deformation of the ice sphere at 0.5s is shown in Fig. 4. It can be seen that failure occurs on the surface of the ice body, the contact surface is not smooth, and the ice body falls off on the contact edge. The stress distribution is not uniform, the low stress region and high stress region is obvious.



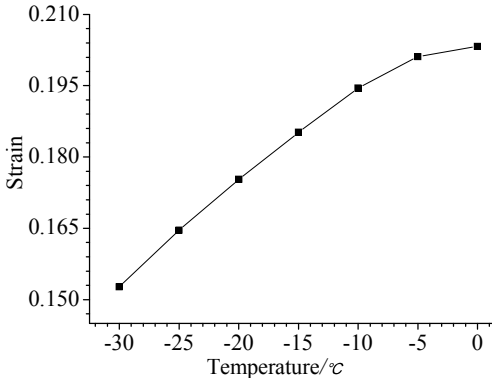


Fig. 5 stress-temperature curve **Fig. 6** stress-temperature curve

Fig. 5 and Fig. 6 show the failure stress and strain of the element under compress load at different temperatures. It can be seen that as the temperature decreases, the failure stress increases, the ice material becomes harder, and the failure strain decreases, the ice material becomes brittle.

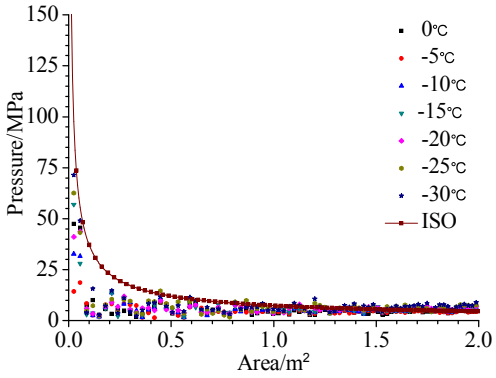


Fig. 7 pressure-area curves for different temperatures

The pressure-area curve at different temperatures is shown in Fig. 7. It can be seen that the pressure-area curve has the same tendency. Meanwhile, when the pressure-area curve tends to be steady, the pressure at the lower temperature is relatively higher, indicating that the yield criterion plays a more important role as the temperature change.

3 EXPERIMENT AND SIMULATION STUDY

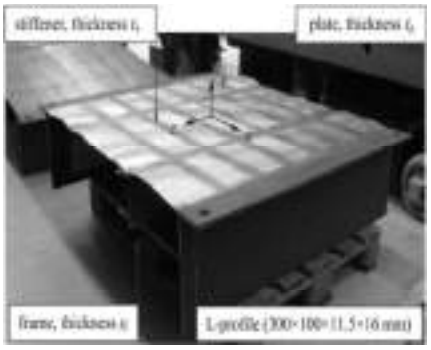


Fig. 8 photograph of test **Fig. 9** photograph of panel

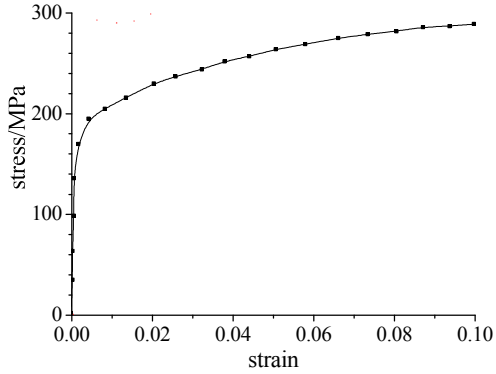
In 2013, Kim [12] carried out a series of drop tests on ice bricks and stiffened plates at Norwegian University of Science and Technology and Orlando University, as shown in Fig. 8, one typical panel is shown in Fig. 9. The size of the plate is 1.1*1.1m, the spacing of stiffeners is 150 mm, and the spacing of ribs is 500 mm. Each side has a L-shaped supporting plate parallel to the ribs and 50 mm from the edges. The plates are divided into different kinds according to

the thickness of each component, as shown in Table 1. The effects of welding deformation and initial defects are not considered during the test.

Table. 1 thickness data of panels

Plate NO.	material	thickness(plate-stiffener-rib)
P1	S235	4-2-4
P2	S235	2-2-2
P3	S235	4-4-4

The ice was stored at – 20℃ before the experiment, and the experiment was carried out at room temperature. The quasi-static uniaxial tensile test curves were shown in Fig. 10.



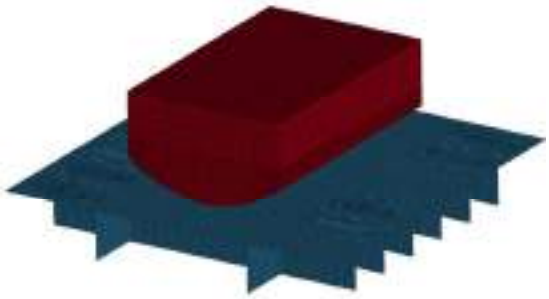


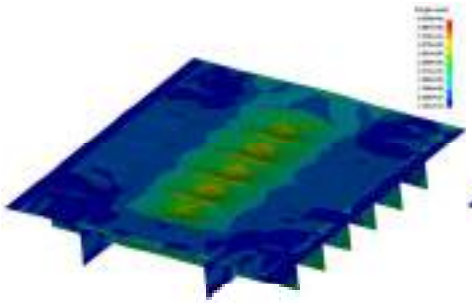
Fig. 10 engineering stress-strain curve **Fig. 11** Simulation scenario

There are five groups in the experiment, the plate number and height of each group are different, the falling process is recorded by a high-speed camera, the deformation is recorded and the related energy is calculated according to the deformation, as shown in Table 2.

Table.2 Summary of drop tests）

NO.	Plate NO.	Height/m	kinetic energy/KJ	Deformation/mm	Maximum Depth /mm
1	P1	1.1	1.1	Invisible	Invisible
2	P1	1.6	1.6	Invisible	Invisible
3	P1	3.0	3.0	150	8
4	P2	0.5	3.5	600	13
5	P3	3.0	17.7	750	8

In this paper, No.5 test is choosed because of its already known deformation mode and relatively high initial energy; other tests are neither too small in energy nor too hard to observe the deformation of the structure. The simulation scenario is shown in Fig. 11. The plate is fixed at two sides, the values of elastic modulus and other material parameters are obtained from the tensile test. The initial height is converted to the initial velocity, which is about 7.75m/s,



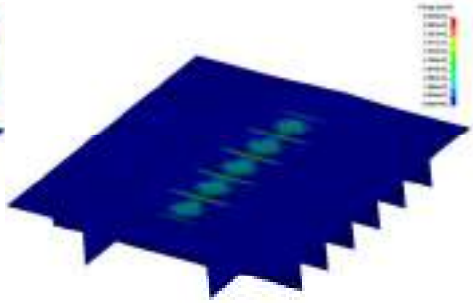
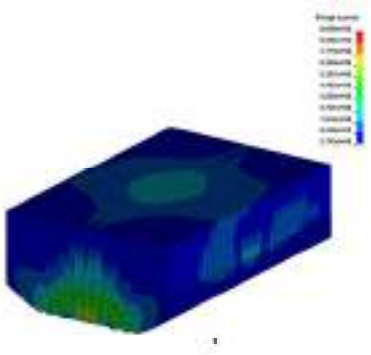


Fig. 12 stress distribution **Fig. 13** plastic strain distribution

Fig. 12 and Fig. 13 show the structural stress and plastic strain distribution after drop simulation. It can be seen that the structural deformation in the middle of reinforcing bars area appears as a continuous deformation of pit-shaped depression due to relative weak structural strength. The maximum stress is 653 MPa, the maximum plastic strain is about 0.09, which indicates that the effect of strain rate is obvious. The deformation length of the frame is about 5 stiffened plate spacing, which is 750 mm, and is consistent with the test results.



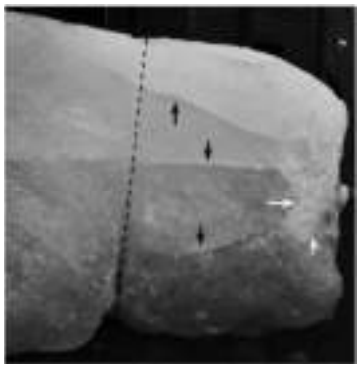
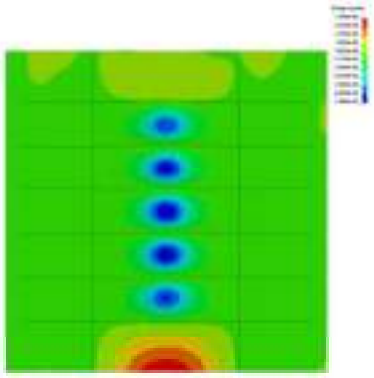


Fig. 13 Ice deformation in simulation **Fig. 14** Ice deformation in experiment

The ice deformation in simulation and experiment is shown in Fig. 13, Fig. 14. It can be seen that both of them have ice fragment. The ice deformation in simulation is regular and the stress distribution is localized. The maximum stress is 8.9 MPa, which is similar to the compressive strength of the ice material in practice. While in experiment, the deformation is irregular, cracks and ice mass shedding occurred. The black arrow in Fig. 14 is a newly formed crack, the white arrow points to the location where the ice crushes off. Therefore, the user defined ice material has its limitations compared with the actual ice material but this kind of difference is acceptable.



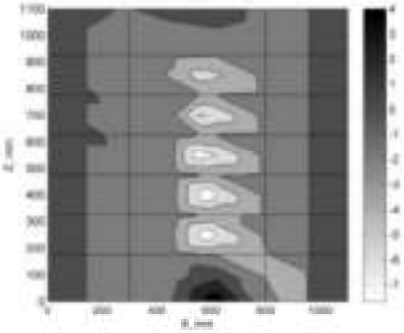


Fig. 15 Dents distribution in simulation **Fig. 16** Dents distribution in experiment

Fig. 15 and Fig. 16 show the depth of structural deformation between simulation and experiment. It can be seen that the distribution is basically the same. Due to the low accuracy of the measured values in the experiment (integers), the contour of the test is made up of polygons, while in simulation, the contour is a curve. In addition, it indicates that the ice body is skewed to a certain extent during the falling process. While in the simulation, the initial interval is very close, so the symmetry of the structural deformation is obvious. For the sag value, the simulation is 10 mm compared with 8 mm in experiment, considering that the simulation ice body is not skewed, there are no ice splitting and shedding in simulation, and there are also some differences between the direct rigid restraint on the edge of the frame in simulation and the L-type support in actual experiment.. It can be considered that the simulation results are in good agreement with the experimental results

4 DISCUSSION AND CONCLUSION

In this paper, LS-DYNA material subroutine is used to develop and validate the ice material model considering the temperature effect, and the feasibility of the material is verified by comparing with the experimental results. The main conclusions are as follows:

(1) The plastic based user-defined constitutive ice material model shows the main characteristics of ice material well. The pressure-area curve is consistent with the standard curve as well as the experimental results, the ice material is reasonable.

(2) Temperature has a direct influence on ice material properties. The material becomes strong and brittle when the temperature reduces, accompanied with the decrease of failure strain and the increase of yield criterion.

(3) By comparing with the drop test results, the simulation turns out to agree well with the test results. Therefore, the ice material model proposed in this paper can be applied to the actual ship-ice collision simulations.

5 References

[22] Richter M J, Overland J and Svoboda M (2008a). "Arctic Report Card 2008R/OL". *http://www.arctic.noaa.gov/reportcard*.

[23] Timco G W, Weeks W F (2010). "A review of the engineering properties of sea ice". Cold Regions Science & Technology,60(2):107-129Zbigniew Sekulski. Least-weight topology and size optimization of high speed vehicle-passenger catamaran structure by genetic algorithm. Marine Structures, 2009, 22(4):691-711.

[24] Ritch R, Frederking R, Johnston M (2008b). "Local ice pressures measured on a strain gauge panel during the CCGS Terry Fox bergy bit impact study". Cold Regions Science & Technology, 52(1):29-49.

[25] Frederking R (2011). "Rate effect on ice impact forces". Report.

[26] Dempsey J P , Shen H H . IUTAM Symposium on Scaling Laws in Ice Mechanics and Ice Dynamics[M]. Springer Netherlands, 2001.

[27] Jordaan I J (2001c). "Mechanics of ice–structure interaction". Engineering Fracture Mechanics, 68(17–18):1923-1960.

[28] Gagnon R E, Gammon P H (1995). "Triaxial experiments on iceberg and glacier ice". Journal of Glaciology, 41(139):528-540..

[29] Ying J S , Jin Y Q , Zheng Y . Viscous-elastic-plastic constitutive model for sea ice dynamics in the Bohai Sea[J]. Advances In Water Science, 2002.

[30] Carney K S, Benson D J, Bois P D, et al. A high strain rate model with failure for ice in LS-DYNA[C]//Proc. of 9 th International LS-DYNE Users Conference. 2006: 4-6.

[31] Liu Z, Amdahl J, Løset S. Plasticity based material modelling of ice and its application to ship–iceberg impacts[J]. Cold regions science and technology, 2011, 65(3): 326-334..

[32] Derradji-Aouat A, Evgin E. A constitutive model for isotropic freshwater ice[J]. Canadian geotechnical journal, 2001, 38(4): 818-827.

[33] Kim E, Storheim M, Amdahl J, et al. Drop tests of ice blocks on stiffened panels with different structural flexibility[C]//Proceedings of the 6th International Conference on Collision and Grounding of Ships and Offshore Structures. 2013: 241-250.

[34] Derradji-Aouat, A., 2000. A unified failure envelope for isotropic fresh water ice and iceberg ice. Proc. of the ETCE/OMAE-2000 Joint Conference, Energy for the New Millennium, New Orleans, USA, OMAE2000/P&A-1002.

Секція. 3.
НОВІТНІ ТЕХНОЛОГІЇ І МАТЕРІАЛИ В СУДНОВОМУ МАШИНОБУДУВАННІ

УДК 21.793.7

РОЗВИТОК ТЕХНОЛОГІЇ ГАЗОТЕРМІЧНОГО НАПИЛЕННЯ ПОКРИТТІВ ФОРМУВАННЯМ ЗДРІБНЕНОЇ НАНОРОЗМІРНОЇ ПОЛІГОНІЗАЦІЙНОЇ СУБСТРУКТУРИ

Дубовий Олександр Миколайович, доктор технічних наук, професор[1]
Карпеченко Антон Анатолійович, кандидат технічних наук, доцент[2]
Бобров Максим Миколайович, кандидат технічних наук[3]
Шкурат Сергій Іванович, кандидат хімічних наук[4]
[1,2,3,4]*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова*
[1,2,3]Україна, м. Миколаїв
[1] ORCID: 0000-0002-2843-1879
[2] ORCID:0000-0002-7543-4159
[3] ORCID: 0000-0002-9098-6912

Анотація. *У роботі проведено дослідження щодо суттєвого підвищення фізико-механічних властивостей газотермічних покриттів формуванням здрібненої і нанорозмірної субструктури шляхом передрекристалізаційної термічної обробки (ПТО) та додаткової деформації. Показано, що ПТО плазмового нікелевого покриття з витримкою 5 хв при 480 °С викликає приріст твердості у порівняні із напиленим станом на 70%, зниження теплопровідності на 30%, теплозахисного покриття (ZrO_2–7%Y_2O_3) відповідно мікротвердість – на 13%, зниження теплопровідності на 15%.*
Ключові слова*: газотермічне покриття, термічна обробка, субструктура*

Вступна частина. Розвиток газотермічного напилення покриттів в теперішній час здійснюється переважно формуванням здрібненої і нанорозмірної структури (субструктури). Виділяють основні напрями в отриманні напилених покриттів, які містять нанорозмірні елементи і відрізняються механізмом їх формування [0]. Напилення нанокристалічних і композиційних порошків з нанокристалічною фазою [2], формування наноструктурних зміцнюючих елементів при розпаді аморфної фази [3], створення нанокристалічного стану в поверхневому шарі ультразвуковою і комбінованими обробками [4]. Але ці способи мають суттєві недоліки, які пов'язані зі спеціальною трудомісткою підготовкою порошків, потребують модернізації обладнання чи створення нових пристроїв. Розроблено спосіб деформаційно-термічної обробки (передрекристалізаційна термічна обробка) напилених покриттів [5], що забезпечує підвищення твердості на 30 … 70 % та зниження теплопровідності на 30 %. Спосіб полягає у формуванні полігональної субструктури шляхом нагрівання покриттів до температури початку первинної рекристалізації з короткочасною (до 10 хвилин) витримкою та наступного охолодження до температури навколишнього середовища зі швидкістю, яка унеможливлює ріст субзерен.

Метою роботи є підвищення фізико-механічних властивостей напилених газотермічних покриттів формуванням здрібненої і нанорозмірної полігонізаційної субструктури передрекристалізаційною термічною обробкою (ПТО).

Основна частина. Твердість напиленого покриття з порошку ПНК-2К10 до термічної обробки складала 2,05 ГПа, твердість крупнокристалічного зразка нікелю складає 1,4 ГПа. Підвищення твердості напиленого покриття можна пояснити тим, що при напиленні покриттів спостерігається явище наклепу для кожної деформованої частинки.

Твердість напиленого покриття з порошку ПНК-2К10 після термічної обробки при 420 °С і 8 хв витримки склала 2,75 ГПа та при 480 °С і 5 хв витримки – 3,45 ГПа, що на 30...70 % вище від твердості цього покриття до термічної обробки.

Дослідження мікроструктури покриттів на електронному мікроскопі РЭММА-102-02 при збільшенні до 3000 раз показали, що зміни в мікроструктурі не спостерігається. Це свідчить про те, що розмір структурних

елементів, які зміцнюють та знижують теплопровідність покриттів, менше за 100 нм. Рентгенофазовий аналіз покриттів до та після термічної обробки, проведений на рентгенівському дифрактометрі ДРОН-3, показав, що кількість кристалічних фаз у напилених покриттях складає більше 99 %.

Підвищення температури термічної обробки напилених покриттів призводить до підвищення зміцнюючого ефекту при зменшенні тривалості витримки. Твердість покриття ПХ18Н15 після термічної обробки підвищилася в середньому на 40 % і її максимальне значення дорівнює 2,1 і 5,3 ГПа.

Оптимальним режимом термічної обробки покриття з порошку ПХ18Н15 є нагрівання зразка до температури 880 °С, витримка протягом 1,5 хв з наступним охолодженням до температури навколишнього середовища на повітрі. Збільшення підлітної швидкості частинок порошку призводить до підвищення зміцнюючого ефекту при однакових параметрах термічної обробки.

Застосування ПТО для детонаційного покриття із Ni_3Al забезпечує підвищення твердості (HV_5) на 7%, а плазмового (плазмотвірний газ – повітря) на 13%. При цьому слід відмітити, що твердість напиленого детонаційного покриття складала 4,5 ГПа, плазмового – 2,72 ГПа.

Аналогічні дослідження проведені для плазмових теплозахисних покриттів з ZrO_2 - 7%Y_2O_3. Оптимізацію режиму термічної обробки проводили за показниками мікротвердості. Значення мікротвердості керамічного шару підвищується після передрекристалізаційної термічної обробки при температурі 1200 °С і витримці 20 хв на 10%, при температурі 1300 °С, витримці 15 хв – 13%. Отже, при підвищенні температури точка максимального зміцнення зміщується у діапазон менших витримок, що пов’язано, можливо, зі збільшенням швидкості полігонізаційних процесів за рахунок термічної активації. Також проведення ПТО забезпечує зниження коефіцієнта теплопровідності на 15 %. Оскільки пористість покриття не змінилася при термічній обробці, то дане зниження теплопровідності забезпечується лише за рахунок субструктурних змін.

Як метод поверхневої пластичної деформації (ППД) у роботі використовували дробоструменеву обробку, що пояснюється простотою реалізації, технологічністю та ефективністю даного способу. Обробці піддавали електродугові покриття з дроту 65Г, оскільки саме вони викликають практичний інтерес через широке застосування як зносостійкого. Мікротвердість вимірювали за допомогою твердоміра ПМТ-3 по глибині наклепаного шару від поверхні зразка при навантажені на індентор 50 г. мікротвердість електродугового покриття підвищується при витримці 2 хв з 3,25 ГПа після напилення до 4,1 ГПа і залишається достатньо високою до 25…30 хв та суттєво вище ніж після напилення.

Для визначення експлуатаційних властивостей отриманих покриттів проведено випробування на міцність їх зчеплення з основою та зносостійкість. Проведення передрекристалізаційної термічної обробки покриттів забезпечує підвищення міцності зчеплення на 30% у порівнянні з покриттями після напилення ймовірно за рахунок зменшення внутрішніх напружень. Наступна дробоструменева обробка знижує міцність зчеплення покриттів на 15% у порівнянні з покриттями після напилення, вірогідно, за рахунок виникнення додаткових значних внутрішніх напружень у поверхневому шарі покриття. Термічна обробка додатково деформованих покриттів забезпечує підвищення міцності зчеплення на 20% у порівнянні з термообробленими покриттями без деформації за рахунок більшої тривалості витримки та зняття внутрішніх напружень, які виникли у процесі формування покриттів та їх ППД. ПТО покриттів забезпечує підвищення зносостійкості на 45% у порівнянні зі станом після напилення.

Висновки. Встановлено, що ПТО здатна суттєво підвищити фізико-механічні властивості газотермічних напилених покриттів формуванням здрібненої і нанорозмірної субструктури. При цьому найбільший ефект проявляється на електродугових покриттях завдяки найбільший величинах деформації напилюваних частинок у порівнянні з іншими методами. Доведено, що ПТО плазмового нікелевого покриття з витримкою 5 хв при 480 °С викликає приріст твердості у порівняні із напиленим станом на 70%, зниження теплопровідності на 30%, теплозахисного покриття (ZrO_2–7%Y_2O_3) відповідно мікротвердість – на 13%, зниження теплопровідності на 15%. Дробоструменева обробка електродугового покриття забезпечує стабілізацію полігонізаційної субструктури при термічній обробці до 40 хв. Встановлено, що проведення ПТО покриттів з дроту 65Г забезпечує підвищення міцності зчеплення на 30% у порівнянні з покриттями після напилення за рахунок зменшення внутрішніх напружень та підвищення зносостійкості на 45% у порівнянні зі станом після напилення. При цьому додаткова дробоструменева обробка покриття з наступною ПТО підвищує зносостійкість ще на 40% внаслідок зміцнення поверхневого шару.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

[1] Дубовой, А. (2017). Формирование наноразмерной полигонизационной субструктуры и её влияние на физико-механические свойства металлов, сплавов и напылённых покритий. *Металлофизика и новейшие технологии*, 39(2), 209-243.
[2] Калита, В. (2005). Физика, химия и механика формирования покрытий, упрочненных наноразмерными фазами. *Физика и химия обработки материалов*, 4, 46-57.
[3] Куракова, Н. (2007). Формирование плазменных покрытий с нано и аморфной структурой. *Физика и химия обработки материалов*, 4, 36-39.
[4] Воронов, А. (2005). Создание наноструктурных состояний в поверхностных слоях комбинированным методом ионной имплантации – магнетронного распыления – ультразвуковой обработки. *Физическая мезомеханика*, 8, 113-116.
[5] Дубовий, О. (2009). Патент України 88755. Київ: Державне патентне відомство України.

Dubovyi O.M., Karpechenko A.A., Bobrov M.M.
The development of thermal spray technology by forming a crushed nano-sized polygonization substructure.
Annotation. *In this paper, a study was conducted on a significant increase in the physical and mechanical properties of thermal sprayed coatings by the formation of crushed and nano-sized substructures by means of pre-recrystallization heat treatment (PHT) and additional deformation. It is shown that PHT of a nickel plasma coating with an exposure of 5 min at 480 ° C causes an increase in hardness compared to the state after deposition by 70%, a decrease in thermal conductivity by 30%, a heat-protective coating (ZrO_2-7% Y_2O_3) microhardness by 13%, a decrease in thermal conductivity by 15%.*
Keywords: *thermal sprayed coating, heat treatment, substructure.*

Дубовой А.Н., Карпеченко А.А, Бобров М.Н.
Развитие технологии газотермического напыления покрытий формированием измельченной наноразмерной полигонизационной субструктуры.
Аннотация. *В работе проведено исследование по существенному повышению физико-механических свойств газотермических покрытий формированием измельченной и наноразмерной субструктуры путем предрекристаллизационной термической обработки (ПТО) и дополнительной деформации. Показано, что ПТО плазменного никелевого покрытия с выдержкой 5 мин при 480 °С вызывает прирост твердости по сравнению с состоянием после напыления на 70%, снижение теплопроводности на 30%, теплозащитного покрытия (ZrO_2-7% Y_2O_3) микротвердости - на 13%, снижение теплопроводности на 15%.*
Ключевые слова: *газотермическое покрытие, термическая обработка, субструктура.*

УДК 621.891

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МОЖЛИВОСТЕЙ ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ЕЛЕКТРОДУГОВИХ ПОКРИТТІВ З 65Г

Казимиренко Ю.О., канд. техн. наук, доцент
Лебедєва Н. Ю., канд. техн. наук, доцент
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, м. Миколаїв
e-mail: u.a.kazimirenko@gmail.com; nataliia.lebedeva@nuos.edu.ua

Анотація. *Експериментально доведено можливість підвищення зносостійкості електродугових покриттів зі сталі 65Г шляхом введення до їх складу керамічних, а саме алюмосилікатних порожніх мікросфер. Встановлено закономірності формування електродугових покриттів, які ґрунтуються на результатах досліджень структурних особливостей керамічних мікросфер.*
Ключові слова: *електродугові покриття, керамічні мікросфери, мікроструктура, зносостійкість.*

Вступ. У сучасних умовах експлуатації деталей машин і механізмів велике значення мають не тільки конструкційна міцність матеріалів, з яких їх виготовлено, але і властивості поверхні. Одним із способів підвищення зносостійкості, теплостійкості, корозійної стійкості та інших експлуатаційних характеристик поверхневих шарів є нанесення композиційних покриттів. Пошук ефективних компонентів для них дає змогу вирішувати задачі, пов'язані з підвищенням функціональних властивостей поряд з економічною доцільністю та екологічними аспектами. Перспективним методом формування покриттів на поверхні машинобудівних виробів вважається електродугове напилення, переваги якого полягають у простоті, технологічності, високій продуктивності та коефіцієнті використання матеріалу. Високою зносостійкістю характеризуються електродугові покриття зі сталі 65Г, але недослідженими залишаються питання формування на їх основі композиційних покриттів, використання яких спрямовано на розширення областей їх застосування, зокрема при виконанні ремонтних робіт у судновому машинобудуванні.

Перспективною сировиною для створення функціональних композиційних покриттів з особливими властивостями вважаються порожні керамічні мікросфери [1], введення яких дає змогу знизити щільність, коефіцієнт теплопровідності, підвищити здатність працювати в умовах вібрацій та динамічних навантажень. Проте їх застосування у технологіях електродугового напилення є новим технологічним напрямком, розвиток якого потребує розроблення певних технологічних заходів та досліджень структурних особливостей.

Мета роботи полягає у експериментальному дослідженні можливостей підвищення зносостійкості електродугових покриттів зі сталі 65Г шляхом введення до їх складу алюмосилікатних порожніх мікросфер.

Виклад основного матеріалу. Для проведення експериментальних робіт обрано суцільнотягнутий дріт марки 65Г (ГОСТ 14959-79) діаметром 2 мм та алюмосилікатні керамічні мікросфери марки МПк 200-400 (ТУ 5717-001-11842486-2006), хімічний склад яких наведено у табл. 1. Морфологію мікросфер досліджено за допомогою методів оптичної та електронної мікроскопії, для чого застосовано металографічний оптичний мікроскоп ММР-2Р, укомплектований цифровою камерою *Delta Optical HDCT-20C* і програмним забезпеченням для обробки зображень *Scope Image 9.0*, та растровий електронний мікроскоп-мікроаналізатор РЭММА 102-02 з роздільною здатністю 5 нм. Для створення електричного контакту навішення мікросфер у вигляді однорідної суспензії у етиловому спирті нанесено на алюмінієву фольгу. Фазовий склад мікросфер [2] визначено методом рентгенівської дифракції з ідентифікацією кристалічних фаз шляхом порівняння міжплощинних відстаней та інтенсивностей максимумів на дифрактограмах зразка з даними картотеки ASTM (Published by the American Society for testing materials).

Таблиця 1 – Хімічний склад вихідних компонентів для напилення покриттів

Вихідні компоненти	Хімічний склад, мас.:, %
Суцільнотягнутий дріт марки 65Г	C – 0,62…0,7 %; Si – 0,17…0,37 %; Mn – 0,9…1,2 %; Cr не більше 0,25 %
Алюмосилікатні порожні мікросфери МПк марки 200-400 (ТУ 5717-001-11842486-2006)	SiO_2 –74,9%; Al_2O_3 –13,9%; K_2O – 2,8%; Na_2O – 1,9%; Fe_2O_3 – 0,9%; CaO – 1,2%;FeO – 0,6%; TiO_2 – 0,2%

Алюмосилікатні порожні мікросфери (рис. 1) за хімічним складом являють собою тугоплавкі системи з температурою плавлення не нижче 1400 °С, вихідною сировиною для їх виготовлення є легкі фракції золи теплоелектростанцій, де процес спалювання вугілля відбувається в діапазоні температур 1500…1800°С. Результати рентгеноструктурного аналізу показали їх загальну рентгеноаморфність з наявністю кристалічних модифікацій (близько 40 %) γ-Al_2O_3, α-кристобаліту, α і β-кварцу, що відповідає діаграмам стану K_2O–SiO_2 і Al_2O_3–SiO_2, мікрорентгеноспектральний аналіз підтвердив наявність у хімічному складі мікросфер спектрів Si, Al, Na, Fe. Статистична обробка цифрових мікрознімків показала розбіг за розмірами у межах: 200…300 мкм – 80 % і 300…400 мкм – 20 %, а також схильність мікросфер до утворення конгломератів, що необхідно враховувати при розробці технологічних заходів щодо їх напилення.

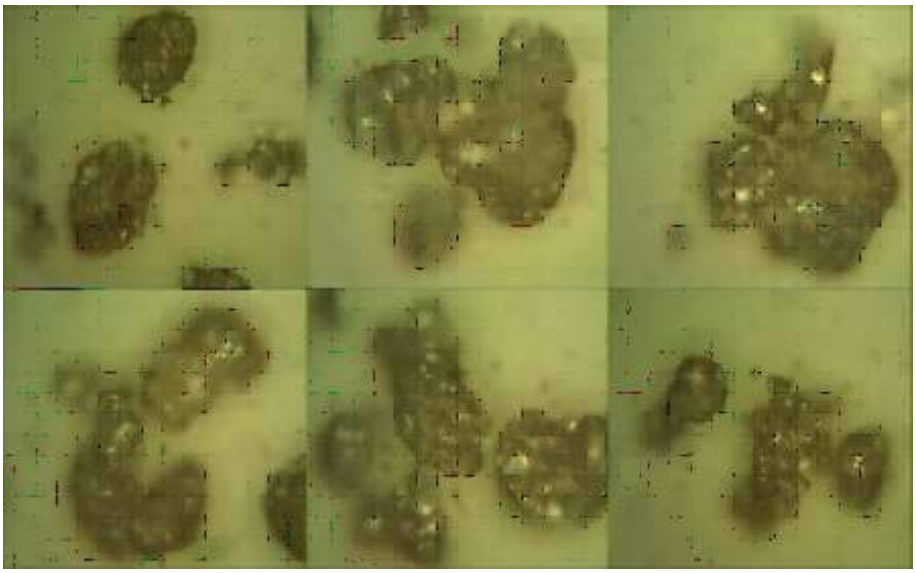


Рисунок 1 – Алюмосилікатні порожні мікросфери, × 250

Покриття наносили на пластини із Ст3 (ГОСТ 380-2005) розміром 25×50×5 мм на наступних режимах: сила струму – 100А; напруга – 30 В; тиск повітря – 0,5 МПа; дистанція напилення – 100 мм; товщина напиленого шару склала 1…1,5 мм [3]. Зразки із Ст 3 попередньо піддавали струменево-абразивній обробці та знежиренню.

Мікрорельєф поверхні покриттів досліджено методом електронної мікроскопії та мікрорентгеноспектрального аналізу за допомогою растрового електронного мікроскопу РЭММА-102-02. Мікроструктура напилених покриттів (рис. 2) складається з пористої металевої матриці і керамічних сферичних частинок, які, як показали результати мікрорентгеноспектрального аналізу, під час напилення не змінюють свого хімічного складу. Проте технологічні труднощі пов'язані з низьким коефіцієнтом використання керамічних мікросфер, де втрати складають більше 50 % та низькою міцністю зчеплення зі сталевою підкладкою, яка не перевищує 14 МПа. Це пояснюється повільним протіканням ліквацийних процесів у керамічних мікросферах з підвищенням температури та короткочасними термічними навантаженнями під час напилення покриттів.

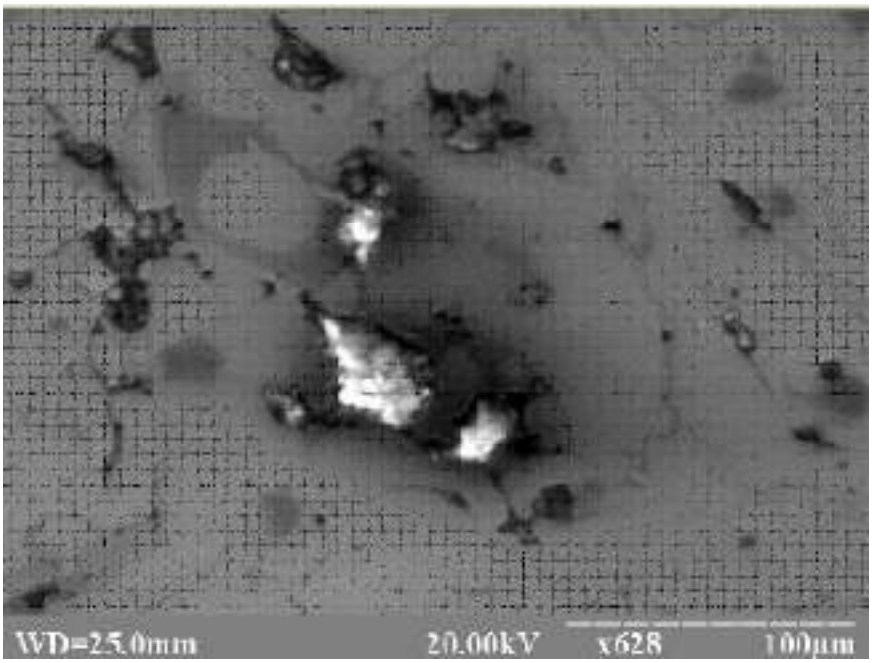
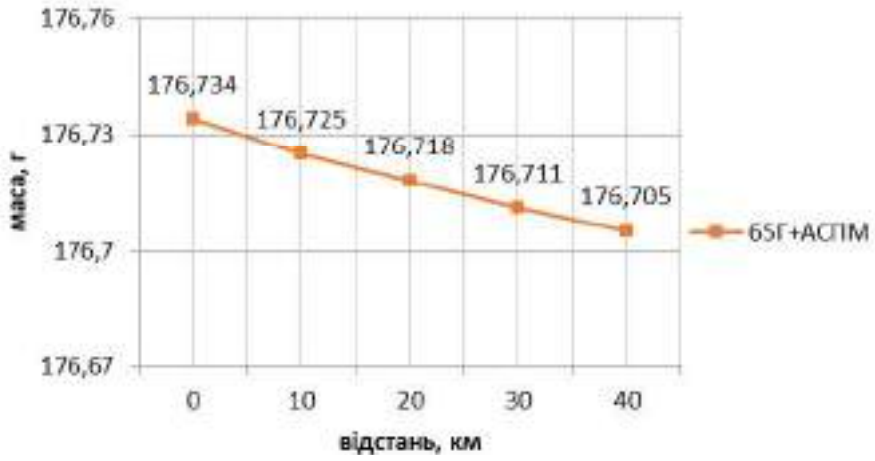
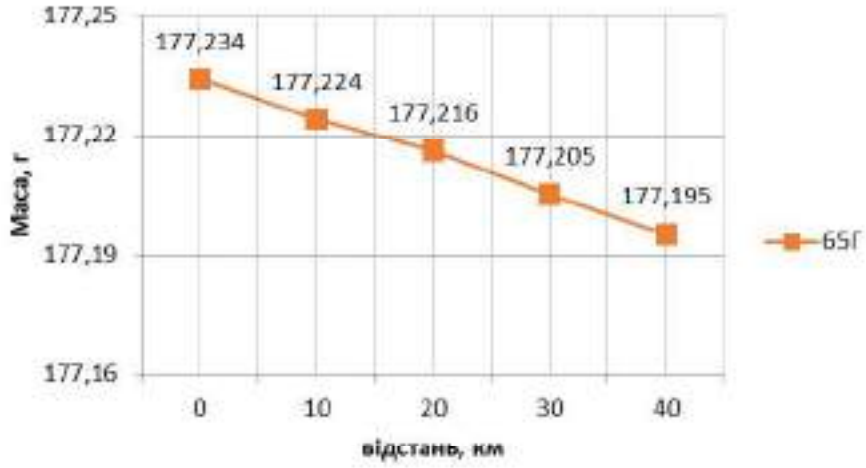


Рисунок 2. – Електронно-мікроскопічний знімок поверхні покриття композиції 65Г–АСПМ

Для експериментальних досліджень зносостійкості використано машину тертя марки СМЦ-2 з обертовою швидкістю 0,8 м/с; випробування здійснено за схемою вал–колодка (тертя ковзання). Зношування зразків визначалося зменшенням їхньої маси, розмірів та зміною геометрії поверхні тертя, що реєструється шляхом зняття профілограм. Результати випробувань на зношуванні у графічному вигляді наведено на рис. 3. Дослідження показали, що на відміну від ненаповнених мікросферами покриттів, після проходження шляху протяжністю 40 км, зразки покриттів, наповнених АСПМ, втрачатимуть 0,29 г, що на 25 % менше. Це пояснюється хімічним складом тугоплавких наповнювачів, введення яких до складу електродугових покриттів, забезпечує формування певної структури, яка чинить опір динамічним навантаженням.



а



б

Рисунок 3 – Втрата маси зразків при зношуванні для покриття:
а – композиції 65Г–АСПМ; б – з 65Г (без наповнювача)

Перспективи подальших досліджень пов'язано з розширеними випробуваннями покриттів в умовах динамічних та циклічних навантажень з розробкою практичних рекомендацій щодо їх експлуатації.

Висновок:

Теоретично обґрунтовано та експериментально доведено можливість підвищення на 25 % зносостійкості електродугових покриттів із сталі 65 Г шляхом введення до їх складу алюмосилікатних порожніх мікросфер.

REFERENCES

[1] Wawryk, R. and Rafałowicz, J. (1988) Heat transfer in microsphere insulation. *Journal of Thermal Analysis*, 34 (1), pp. 249-257.

[2] Zhang, Q., Wu, M. and Zhao W. (2005) Electroless nickel plating on hollow glass microspheres. *Surface and Coatings Technology*, 192(2-3), pp. 213-219.

[3] Kazymyrenko, Y. (2013) Zakonomernosti formirovanija metallostekljannyh materialov i pokrytij s povyshennymi rentgenozashitnymi svojstvami. *Tehnologicheskij audit i rezervy proizvodstva*, 6/2 (14), pp. 45 – 55.

Yuliia Kazymyrenko, Nataliia Lebedieva,

THE RESEACH OF TECHNOLOGICAL POSSIBILITIES OF INCREASING THE WEARPROOFNESS OF ELECTRIC ARS SPRAYED COATING COVERAGES FROM STEEL 65Г

Abstract. The possibility of wearproofness increasing of electric arc sprayed coating made from steel 65Г is experimentally shown by adding to their composition the ceramic: silica-alumina hollow microspheres. The pattern forming of electric arc sprayed coatings are set due to the studying results of structural features of ceramic microspheres as the basis.

Key words: electric arc sprayed coating; ceramic microspheres ; microstructure; wearproofness.

Казимиренко Ю. А., канд. техн. наук, доцент, Лебедева Н. Ю., канд. техн. наук, доцент

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ЭЛЕКТРОДУГОВЫХ ПОКРЫТИЙ ИЗ 65Г

Аннотация. *Экспериментально показана возможность повышения износостойкости электродуговых покрытий из стали 65 Г путем добавления в их состав керамических, а именно алюмосиликатных полых микросфер. Установлены закономерности формирования электродуговых покрытий, в основу которых положены результаты исследований структурных особенностей керамических микросфер.*

Ключевые слова: *электродуговые покрытий, керамические микросферы, микроструктура, износостойкость.*

УДК 621.793.72

НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПЛОСКИХ ОБРАЗЦОВ С НАПЫЛЕННЫМ СЛОЕМ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ НА ИЗГИБ

Лой С.А., доцент НУК, ХФ НУК ім. адм. Макарова, м. Херсон
Ермолаев Г.В., к.т.н., доцент, ХФ НУК ім. адм. Макарова, м. Херсон
Матвиенко М.В., к.т.н., доцент, ХФ НУК ім. адм. Макарова, м. Херсон
Харитонова Н.Е., студентка, ХФ НУК ім. адм. Макарова, м. Херсон

Аннотация*. Методом компьютерного моделирования и аналитическим расчетом выполнен анализ напряженного состояния при изгибе плоского образца с напыленным слоем, имеющем иные механические свойства, чем материал подложки. Установлена зависимость максимальных напряжений в нем от его жесткости и относительной толщины в упругой и пластической стадиях нагружения подложки (основного металла).*

Ключевые слова*: напыленный слой, испытания на изгиб, напряженное состояние.*

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. На разрушение покрытия большое влияние оказывают как термические напряжения, возникающие при изменении температуры в результате разности кэффициентов линейного температурного расширения подложки и напыленного слоя, так и напряжения при изгибе, возникающие в процессе изготовления и работы детали.

Анализ последних публикаций. 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

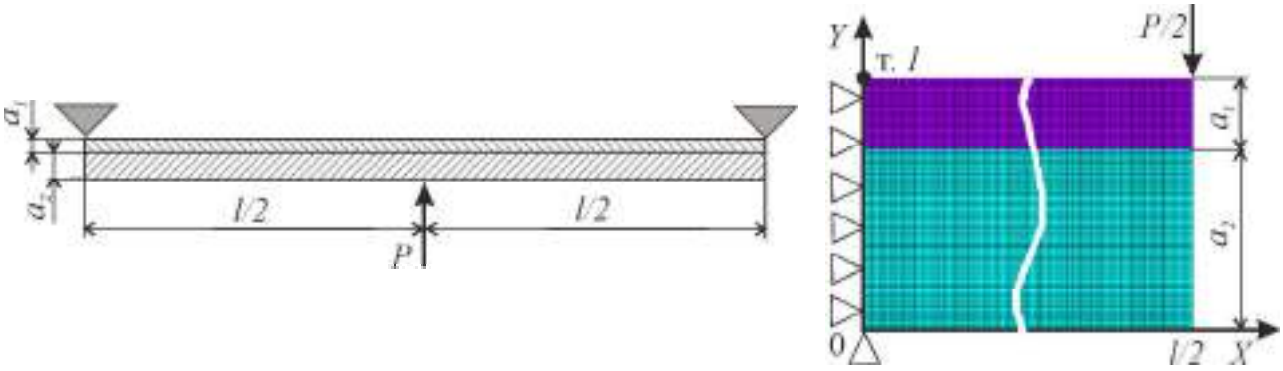
распределении в образцах при силовом нагружении. Результаты исследования напряженно-деформированного состояния (НДС) образцов при испытании на термостойкость и на отрыв рассмотрены в работах [14, 15]. Вместе с тем мало изучено НДС образцов с напыленном слоем при наиболее простом методе испытаний на изгиб, что затрудняет сравнение и обобщение результатов экспериментов, проводимых на образцах из различных материалов подложек и покрытий. Поэтому данная работа, посвященная изучению напряженного состояния при изгибе образцов, актуальна

Цель работы. Целью работы является исследование напряженного состояния при изгибе образцов с напыленными покрытиями и установление количественных зависимостей уровня напряжений от соотношения толщин и свойств материалов покрытия и подложки, как в упругой, так и пластической стадии нагружения подложки (основного металла).

Изложение основного материала

Исследования выполнялись аналитическими расчетами (упругая стадия нагружения) и методом компьютерного моделирования на базе метода конечных элементов с использованием программного комплекса ANSYS (упругое и упруго-пластическое нагружение). Изучалось НДС образцов типа плоской пластины (полосы) с нанесенным на верхнюю поверхность покрытием, которые часто используются при испытаниях [16, 17]. Анализировались поля и эпюры напряжений в упругой и пластической стадиях работы на образцах с покрытием при нагружении изгибом сосредоточенной силой. Физические и конечно-элементные (КЭ) модели показаны на рис. 1.

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*

Рис. 1. Схемы физической (***а***) и КЭ (***б***) моделей образца с покрытием

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 (650 МПа) принимался больше, чем у материала подложки (300 МПа), чтобы пластические деформации развивались только в ней. Коэффициент Пуассона для всех материалов подложек и покрытий принимался равным 0,3.

Принятые при моделировании толщины и физико-механические свойства покрытия и подложки приведены в таблице 1.

Для оценки адекватности результаты компьютерного моделирования напряжений в образцах с покрытием в упругой задаче сравнивались с аналитическим решением для двухслойной пластины по методике, изложенной в [18]. Методика основывается на гипотезе плоских сечений и позволяет определить продольные и касательные напряжения на большей части образца, где выполняется гипотеза плоских сечений, при упругом деформировании.

Таблица 1. Толщины слоев и свойства материалов

Слой	Толщина слоя, мм a_i	Модуль упругости материала, МПа E_i		
		мягкое покрытие	нейтральное покрытие	жесткое покрытие
подложка	1,0 и 2,0мм	$2 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^5$
покрытие	от 0,4 до 1,2мм	$1 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^5$	$3 \cdot 10^5$

Аналитический расчет выполнен для образцов (рис.1,а) с толщиной подложки a_2 =1 и 2 мм, толщина покрытия a_1 при этом изменялась от 0,2 до 0,6 и от 0,4 до 1,2 мм соответственно, так, чтобы относительная толщина покрытия (a_1/a_2) в обоих случаях составляла 0,2, 0,4 и 0,6. Рассчитывались напряжения в покрытии и подложке при изгибающем моменте M = Pl/4 и перерезывающей силе Q = P. Усилие на консоли P/2 принималось равным 50 Н и 200 Н в узлах с толщиной подложки 1 и 2 мм соответственно.

Эпюры напряжений в среднем сечении образца с толщиной подложки 1 мм при упругом нагружении, построенные на основании аналитического расчета (точки) и компьютерного моделирования (линии), приведены на рисунке 2.

Анализ результатов расчетов показал, что уровень максимальных нормальных напряжений как в напыленном слое, так и подложке, значительно (на 2 порядка) превышают касательные. То есть, именно они являются основной причиной появления трещин в напыленном слое и пластических деформаций в подложке. При этом результаты расчетов по аналитическим формулам, основанным на законах механики твердого тела, и компьютерным моделированием совпадают, что подтверждает адекватность моделирования.

Характер распределения нормальных напряжений существенно зависит от соотношения толщин напыленного слоя и подложки и не изменяется при пропорциональном их увеличении или уменьшении.

Наиболее загруженными точками в сечении, где нормальные напряжения достигают максимальных значений, являются точки на поверхности напыленного слоя (точка 1, рис. 1,б) и на нижней поверхности подложки. Величина нормальных напряжений в напыленном слое на границе раздела уменьшается.

При увеличении приложенной нагрузки напряжения пропорционально (линейно) увеличиваются, а при увеличении общей толщины образца ($a_1 + a_2$) они уменьшаются, нормальные пропорционально ее квадрату, а касательные линейно. В результате нормальные напряжения остаются неизменными при двукратном увеличении суммарной толщины и четырехкратном увеличении нагрузки, а касательные – при двукратном увеличении и суммарной толщины, и приложенной нагрузки, при всех вариантах сочетания толщин и жесткостей (модулей упругости) подложки и покрытия.

При изгибе образцов в упругой стадии увеличение относительной толщины напыленного слоя снижает уровень максимальных напряжений в нем. При этом в мягком напыленном слое максимальные напряжения уменьшаются с ростом относительной его толщины линейно, а в жестком - по более сложной зависимости, более интенсивно при малых толщинах и менее интенсивно при больших. Увеличение относительной жесткости напыленного слоя увеличивает максимальные напряжения в нем более интенсивно при малой относительной его толщине.

При увеличении нагрузки уровень напряжений возрастает и вызывает пластические деформации. Исследование напряженного состояния с учетом пластического деформирования проводилось методом компьютерного моделирования на тех же моделях и тех же нагрузках, при этом пределы текучести подложки и напыленного слоя принимались равными 300 и 650 МПа соответственно, так чтобы при принятых нагрузках пластически деформировался только материал подложки. Модуль упрочнения при пластическом деформировании принят равным $2 \cdot 10^3$ МПа.

Анализ эпюр напряжений и их сравнение с аналогичными эпюрами при упругом деформировании показывает, что изменения соответствуют общим принципам механики. Эпюры не изменяются во всех вариантах жесткости с относительной толщиной напыленного слоя 0,6, в которых уровень эквивалентных напряжений в подложке при упругом нагружении не превышает предел текучести. В вариантах с меньшей толщиной напыленного слоя в результате повышения напряжений появляются пластические деформации вблизи нижней кромки подложки (толщина напыленного слоя 0,4 в вариантах с нейтральной прослойкой) и обеих кромок подложки (в варианте толщины напыленного слоя 0,2 мм). Об это свидетельствуют горизонтальные участки эпюр.

Появление пластических деформаций в подложке в целом мало изменяет закономерности влияния соотношения толщин слоев и их жесткостей на максимальные напряжения в наиболее загруженной (верхней) точке покрытия. Увеличение относительной толщины напыленного слоя любой жесткости снижает уровень максимальных напряжений в нем, а увеличение относительной жесткости напыленного слоя любой толщины увеличивает максимальные напряжения

Выводы

1. Методами аналитического расчета и компьютерного моделирования установлены количественные зависимости напряжений при изгибе образцов с напыленным слоем. Уровень и характер распределения продольных напряжений при изгибе образца с напыленным слоем в упругой стадии могут быть определены аналитическим расчетом, в пластической стадии – компьютерным моделированием.
2. Анализ результатов расчетов показал, что уровень максимальных нормальных напряжений как в напыленном слое, так и подложке, значительно (на 2 порядка) превышают касательные. То есть, именно они являются основной причиной появления трещин в напыленном слое и пластических деформаций в подложке.
3. Характер распределения напряжений существенно зависит от соотношения толщин напыленного слоя и подложки и не изменяется при пропорциональном их увеличении или уменьшении.
4. Наиболее загруженными точками в среднем сечении, где нормальные напряжения достигают максимальных значений, являются точки на поверхности напыленного слоя и на нижней поверхности положки.
5. На уровень напряжений при неизменной толщине подложки влияет как относительная толщина напыленного слоя, так и его жесткость. Максимальные напряжения в напыленном слое снижаются с увеличением его относительной толщины и увеличиваются с ростом его относительной жесткости

REFERENCES

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. Лебедев В.А., Ермолаев Г.В., Лой С.А., Матвиенко М.В. Напряженное состояние напыленного покрытия при испытаниях на термостойкость // Ежемесячный научно-технический и производственный журнал «Упрочняющие технологии и покрытия», Москва, изд. «Машиностроение», №11, 2014.с. 8-12.

15.Лебедев В.А., Лой С.А., Ермолаев Г.В., Матвиенко М.В. Напряженное состояние напыленного покрытия при испытаниях на отрыв // Ежемесячный научно-технический и производственный журнал «Упрочняющие технологии и покрытия», Москва, изд. «Машиностроение», №12, 2014.с. 8-12.
16.Kopylov V. Effect of multiphase structure of plasma coatings on their elastic and strength properties /V. Kopylov // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. - 2016. - № 5(5). – С. 49 - 57.
17.Зеленина Е.А. Метод расчета физико-механических характеристик плазменного покрытия на подложке при испытаниях образцов на изгиб / Е.А. Зеленина, С.В. Лоскутов, А.В. Ершов // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. - № 2, 2016. – С. 107 – 110.
18.Паяння матеріалів: підручник / Г.В.Єрмолаєв, В.В.Квасницький, В.Ф.Квасницький, С.В.Максимова, В.Ф.Хорунов, В.В.Чигарьов; за загальною редакцією В.Ф.Хорунова та В.Ф.Квасницького //– Миколаїв: НУК, 2015. – 340 с.Матиевский, Д Д, & Вагнер, В А. (1985). Осуществление присадки водорода к топливу и ее влияние на показатели работы дизеля. *Двигателестроение*, *2*, 53-56.

Лой С.А., Єрмолаєв Г.В.,Матвієнко М.В., Харитонова Н.Є.

НАПРУЖЕНИЙ СТАН ПЛОСКИХ ЗРАЗКІВ З НАПИЛЕНИМ ШАРОМ ПРИ ВИПРОБУВАННЯХ НА ВИГИН

Анотація. *Методом комп'ютерного моделювання та аналітичним розрахунком виконаний аналіз напруженого стану при згині плоского зразка з напиленим шаром, що має інші механічні властивості, ніж матеріал підкладки. Встановлено залежність максимальних напружень в ньому від його жорсткості і відносної товщини в пружної і пластичної стадіях навантаження підкладки (основного металу).*

S. Loy, G. Ermolaev, M. Matvienko, N. Kharitonova

TENSION OF FLAT SAMPLES WITH THE RAISED DUST LAYER AT TESTS ON THE BEND

Abstract. *The method of computer modeling and analytical calculation made the analysis of tension at the bend of a flat sample with the raised dust layer having other mechanical properties, than substrate material. The dependence of the maximum tension in it from its rigidity and relative thickness in elastic and plastic stages of loading of a substrate (base metal) is established.*
Keywords: *the raised dust layer, tests on a bend, tension..*

УДК 629.790

ФОРМУВАННЯ ПОЛІГОНІЗАЦІЙНОЇ НАНОРОЗМІРНОЇ СУБСТРУКТУРИ У ПРОМИСЛОВИХ СТАЛЯХ

Дубовий О. М., д-р техн. наук, проф., Макруха Т. О. пров. фахівець
Національний університет кораблебудування
Україна, м. Миколаїв
oleksandr.dubovyj@nuos.edu.ua; tmakruha@gmail.com

Анотація. *В роботі розглядається вплив комбінованого деформування на термічну стабільність полігонізаціонной субструктури заліза і сталей. Таким чином, метою роботи є встановлення можливості фіксації стабілізації полігонізаціонной субструктури шляхом комбінованого деформуванняю. Експериментально досліджені твердість, розмір областей когерентного розсіювання, кількість наноструктурних елементів і кут розорієнтування субзерен технічно чистого заліза і сталей. Встановлено можливість термічної стабілізації полігонізаційної субструктури в процесі передрекристалізаційної термічної обробки після попередньої комбінованої деформації.*
Ключові слова: *технічно чисте залізо, комбіноване деформування, передрекристалізаційна термічна обробка, твердість.*

В останні роки в техніці використовують здебільшого сталі і сплави з підвищеними показниками фізико-механічних властивостей, зокрема міцності та твердості. Підвищення фізико-механічних властивостей можливе за рахунок передрекристалізаційної термічної обробки (ПТО), яка забезпечує формування здрібненої субструктури і наноструктури включно протягом короткого часу витримки [1-3]. При цьому нагрівання вище порогу первинної рекристалізації або тривала витримка при температурі, яка близька до нього, веде до

нівелювання отриманих результатів через розвиток процесів збиральної полігонізації і рекристалізації. Дислокаційні границі субзерен, які утворюються при полігонізації, рухомі і при підвищені температури легко переміщуються, при цьому збільшується розмір субзерен і, як наслідок, зменшуються твердість, міцність. Все це унеможливлює передрекристалізаційну термічну обробку деталей великого (більше 10 мм) перерізу.

В роботі [4] встановлено можливість підвищення термічної стабільності 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. Встановлена можливість підвищення термічної стабільності полігонізаційної субструктури сталей 20 і 45 комбінуванням динамічної й статичної деформації сумарно на 60% (без оптимізації) і наступною передрекристалізаційною термічною обробкою відповідно в межах 10…60 хв. і 5…60 хв., при цьому твердість дещо зменшується, але залишається вищою порівняно зі станом після деформації на 14 і 27% відповідно.

МЕТА РОБОТИ – підвищення термічної стабільності полігонізаційної субструктури технічно чистого заліза, сталей 20; 45; У8; 40Х та 12Х13 шляхом комбінованої деформації.

Оскільки залізо є основою сталей та чавунів, які на сьогоднішній день складають близько 90 % з усіх конструкційних матеріалів, що застосовують в техніці і побуті, тому в подальших дослідженнях застосовували технічно чисте залізо марки Э12 (ГОСТ 3836-83), а також сталь 20; 45 (ГОСТ 1050-88); сталь У8 (ГОСТ 1435-99); сталь 40Х (ГОСТ 2591-2006) та сталь 12Х13 (ГОСТ 2590-2006).

Відпалені при температурі 800°С протягом 1 години зразки із заліза розміром 6×6×8 мм піддавали холодній динамічній деформації шляхом ударної циклічної дії до заданої величини деформації. Статичну деформацію проводили за допомогою гідравлічного пресу Losen Housen WLRK (Dusseldorf, 35 т) з навантаженням 20 т. Холодне прокатування здійснювалося на лабораторному горизонтальному стані. Термічну обробку зразків здійснювали в лабораторній електричній печі СНОЛ-1.6.2.0.08/9-М1. Твердість HV_5 визначали на приладі типу «Віккерс» при навантаженні на індентор 5 кг (ДСТУ *ISO* 6507-4:2008), для кожної експериментальної точки проводили 10 вимірів. Аналіз структури деформованих та термооброблених зразків здійснювали за допомогою оптичного металографічного мікроскопу з застосуванням цифрової камери *Delta Optical HDCE-20C*, що укомплектована програмним забезпеченням для обробки зображень *ScopeImage* 9.0, та скануючого електронного мікроскопу ZEISS Gemini SEM 500. Розмір областей когерентного розсіювання рентгенівських променів (ОКР) визначали за формулою Шеррера та методом гармонічного аналізу дифракційного профелю. Зйомку дифрактограм проводили по відображенню [110] на приладі ДРОН-3.0. Відносну кількість нанорозмірних частинок визначали за допомогою методу апроксимації дифракційного профілю (згортка функції Гаусса). Для визначення середнього кута розорієнтування субзерен використовували метод, основа якого є визначення кривих розподілу інтенсивностей правильних відображень від кристалу, встановленого під кутом Вульфа-Брегга.

Відпалені зразки технічно чистого заліза піддавали різним видам комбінованого деформування і наступній ПТО при температурі 500°С з витримкою до 60-70 хв:

- холодне прокатування на 40% + 40% статичної деформації;
- холодне прокатування на 30% + 30% статичної деформації;
- холодне статичне деформування на 40% + 40% статичної деформації під кутом 90°;
- холодне динамічне деформування на 40% + 40% статичної деформації;
- холодне динамічне деформування на 30% + 50% статичної деформації;
- холодне динамічне деформування на 50% + 30% статичної деформації;
- гаряча динамічна деформація на 30% при 880°С + 30% статичної деформації;
- тепла динамічна деформація на 30% при 300°С + 30% статичної деформації.

Результати дослідження впливу комбінованої деформації і ПТО на твердість свідчать про те, що найвищі результати щодо термічної стабільності полігонізаційної субструктури технічно чистого заліза (до 60 хв) отримано після статичного деформування на 40% + 40% статичного деформування під кутом 90°. При цьому твердість субструктури склала 2,0 ГПа.

В наступних дослідженнях за оптимальний вид деформації обрано комбінування холодної динамічної на 30% та статичної на 30% деформацій (сумарно на 60%), так як вона забезпечує стабільну твердість при 500°С при витримці до 70 хв. Крім того, такий спосіб технологічно більш простіший. Далі для деформації застосовуємо саме цей спосіб – комбінування холодної динамічної деформації на 30% та статичної деформації на 30%.

Для визначення залежності впливу кількості вуглецю на твердість комбіновано деформованих сплавів після передрекристалізаційної термічної обробки досліджено зразки з вуглецевих сталей 20; 45 та сталі У8 з сумарною величиною деформації 60%.

Твердість сталі 20 після відпалу при температурі 850°С протягом 60 хвилин становить 1,45 ГПа, сталі 45 (810°С) – 1,7 ГПа, сталі У8 (750°С) – 1,87 ГПа. Після комбінованого деформування твердість зразків складала: у сталі 20 – 1,97 ГПа, у сталі 45 – 2,24 ГПа, у сталі У8 – 2,57 ГПа, а після ПТО при температурі 500°С з витримкою до 60 хв відповідно 2,25; 2,45 і 3,0 ГПа.

Збільшення концентрації вуглецю сприяє підвищенню твердості, при цьому тривалість витримки для отримання максимальних показників твердості скорочується. Також встановлено, що підвищення термічної стійкості полігонізаційної субструктури сталі 20; 45 і У8 забезпечується комбінуванням динамічної і статичної деформації сумарно на 60% та наступній ПТО відповідно до 60 хв.

Леговані сталі теж піддавали попередньому відпалу, твердість після якого склала: сталі 40Х – 1,86 ГПа, сталі 12Х13 – 2,02 ГПа, після комбінованої деформації відповідно 2,38 і 2,47 ГПа.

Після комбінованої деформації проводили ПТО при температурі 500°С. Результати впливу тривалості витримки при ПТО передрекристалізаційної термічної обробки наведено на рис.1.свідчили про відносну стійкість субструктури до 60 хв.

Зі збільшенням кількості хрому у сталі – збільшується твердість комбіновано деформованих зразків після ПТО.

Таким чином комбінована деформація зразків ймовірно сприяє утворенню субграниць зі збільшеним кутом розорієнтування. Очевидно, що додаткова статична деформація збільшує кількість структурних недосконалостей у вигляді дислокаційних перехрещень.

Відомо, наприклад [5], що руху дислокацій перешкоджають границі субзерен, частинки іншої фази, концентраційні неоднорідності, структурні недосконалості (дислокації), флуктуації в ґратці, пов’язані з нерівномірним розподілом енергії та домішок.

Також дислокації, які були введенні при деформації, блокуються домішковими атомами, тому при наступному навантаженні ці дислокації не приймають участі в ковзанні, вони гальмують новоутворені дислокації або частини дислокацій, які розблоковуються після деформаційного навантаження. Атоми проникнення у металах викликають більшу тетрагональність та приводять до різкого підвищення міцності.

Підвищення стійкості субструктури технічно чистих заліза та сталей полягає у зменшенні рухомості границь субзерен, за рахунок утворення потрійних вузлів (перехрещень) дислокацій та гальмування дислокацій домішковими атомами переважно тими, що розчинені шляхом проникнення (у технічно чистому залізі – 0,009 % С).

Так як у процесі дослідження встановлено поліпшення механічних властивостей сталей після ПТО [6], зокрема пластичності у порівнянні з деформованим станом, то науковий інтерес представляє зміна субструктури, яка призводить до змін властивостей, а саме розмір ОКР, кількість наноструктурних елементів та кут розорієнтування субзерен. Розмір ОКР ототожнюють з середнім розміром зерен (субзерен) [7].

Результати визначення середнього розміру областей когерентного розсіювання деформованого технічно чистого наведено в таблиці 1.

Таблиця 1. Середній розмір ОКР, комбіновано деформованих зразків технічно чистого заліза до та після передрекристалізаційної термічної обробки

Режим обробки	Твердість, ГПа	Розмір ОКР, нм
Комбінована деформація	1,65	190
Комбінована деформація та термообробка 500°С, 10 хв	2,22	125
Комбінована деформація та термообробка 500°С, 60 хв	2,12	175

З наведених даних у табл. 1 видно, що розмір ОКР після передрекристалізаційної термічної обробки при відповідному часі витримки зменшуються у порівнянні з деформованим станом металу. Також розмір ОКР корелюється зі значеннями твердості: чим більше твердість, тим менший розмір ОКР. Це свідчить про те, що збільшення значень твердості відбувається в результаті передрекристалізаційної термічної обробки за рахунок здрібнення субструктури попередньо деформованого металу та підтверджує правомірність висновків щодо стабілізації полігонізаційної субструктури зі зміною твердості.

Визначення середнього розміру областей когерентного розсіювання вуглецевих сталей 20; 45; У8 та легованих сталей 40Х, 12Х13 (табл. 2) проводили за допомогою формули Шеррера.

Таблиця 2. Твердість та середній розмір ОКР комбіновано-деформованих зразків вуглецевих сталей до та після передрекристалізаційної термічної обробки

Марка сталі	Твердість HV_5, ГПа	Розмір ОКР, нм
Сталь 20	1,97/2,28	145/190
Сталь 40	2,24/2,44	110/180
У8	2,57/3,00	130/130
40Х	1,86/2,52	130/120
12Х13	2,02/2,83	120/110

Примітка: У чисельнику вказано твердість та розмір ОКР після комбінованого деформування, а у знаменнику – після комбінованого деформування та термообробки при 500°С з витримкою 60 хв.

Застосування комбінованої деформації, яка складається з динамічної на 30% та статичної на 30%, з наступною ПТО при температурі 500°С протягом 60 хв забезпечує більший розмір субзерна, ніж після деформування (сталі 20; 45) та однаковий у сталі У8, при цьому для усіх сталей характерне підвищення твердості (на 9…17%) після комбінованого деформування і ПТО (500°С, 60 хв). У легованих сталей розмір субзерен після комбінованої деформації та ПТО менший, ніж після деформування, що забезпечує суттєве збільшення твердості (на 35…40%).

Результати дослідження мікроструктури обробленої сталі У8 свідчили про здрібнення субструктурних елементів після ПТО, що забезпечує максимальну твердість у порівнянні з деформованим станом (115 і 130 нм відповідно). Після деформування та термообробки розмір субзерен не відрізняється від таких, що зазнали комбінованого деформування.

Властивості матеріалів в значній мірі залежать від відносної кількості наноструктурних елементів, в даному випадку нанорозмірних субзерен, тому визначенню долі нанорозмірної складової в певній мірі дозволяє прогнозувати властивості матеріалів [8, 9]. Крім того, розміри субзерен і кути їх розорієнтування свідчать про накопичення дислокацій у комірках. Кут розорієнтування субзерен ще визначає термічну стабільність субграниць.

У табл. 3 наведено відносну кількість наноструктурних елементів, розраховану за методом апроксимації дифракційного профілю та розрахункові кути розорієнтування субзерен, для деформованих технічно чистого заліза та сталей до та після ПТО.

Таблиця 3. Відносна кількість нанорозмірних субзерен (%) і кути їх розорієнтування (град.) деформованих технічно чистого заліза та сталей до та після передрекристалізаційної термічної обробки

Обробка	Технічно чисте залізо	Сталь 20	Сталь 45	У8	40Х	12Х13
комбіноване деформування	54/1,40	17/0,04	15/0,04	28/0,14	37/0,05	18/0,08
комбіноване деформування та термічна обробка з витримкою, яка забезпечує максимальне значення твердості	75/2,16	20/0,10	22/0,88	42/0,21	65/0,08	34/0,16
комбіноване деформування та термічна обробка протягом 60 хв	58/1,80	16/0,08	18/0,24	19/0,19	16/0,06	12/0,14

Примітка: У чисельнику вказано вміст нанорозмірних субзерен, а у знаменнику – кут розорієнтування субзерен.

Наведені в табл. 3 дані свідчать про те, що комбінована деформація та наступна ПТО, яка забезпечує максимальні значення твердості, забезпечують збільшення кількості нанорозмірних субзерен щонайменше на 18% (сталь 20), максимально на 89% (сталь 12Х13), що пов'язано з великим вмістом у складі хрому.

Максимальний розмір кута розорієнтування забезпечує комбіноване деформування з термічною обробкою, яка забезпечує максимум твердості. При витримці 60 хвилин – кут розорієнтування дещо зменшується відносно максимального значення, але залишається більшим, ніж після деформації. Це й зумовляє підвищену термічну стабільність полігонізаційної субструктури.

Висновки:

1. Встановлено, що отримання термічно стабільної полігонізаційної субструктури протягом 60 хв при температурі 500 °С забезпечує комбінування холодної динамічної деформації на 30 % та статичної деформації на 30 % з наступною передрекристалізаційною термічною обробкою для технічно чистого заліза, сталей 20; 45; У8; 40Х та 12Х13. Найменші розміри ОКР (близько 100 нм) спостерігаються при передрекристалізаційній термічній обробці , яка забезпечує максимум твердості, при стабілізації субструктури ОКР збільшується в середньому на 10%.
2. Комбінована деформація та наступна передрекристалізаційна термічна обробка, яка забезпечує максимальні значення твердості, забезпечують збільшення відносної кількості наномасштабних субзерен щонайменше на 18 % (сталь 20), максимум на 89 % (сталь 12Х13) у порівнянні з деформованим станом.
3. Встановлено, що максимальний розмір кута розорієнтування субзерен 2,16° зафіксовано після комбінованоого деформування та передрекристалізаційної термічної обробки, яка забезпечує максимум твердості, у технічно чистому залізі. При витримці 60 хвилин – кут розорієнтування дещо зменшується відносно максимального значення, але залишається більшим відносно деформованого стану.

Література:

[1] Дубовий, О. М., Янковець, Т. А., Лебедєва, Н. Ю., Казимиренко, Ю. О., Жданов, О. О., Бобров, М. М. (2011). Патент України 95378. Миколаїв: Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова.
Dubovyi, O. M., Yankovec, T. A., Lebedieva, N. Yu.,Kazymyrenko, Yu. O., Zhdanov, O. O., Bobrov, M. M. (2011). UA Patent No. 95378. Mykolaiv. Admiral Makarov National University of Shipbuilding.
[2] Дубовий, О. М., Янковець, Т. А., Шкурат С. І., Жданов, О. О. (2010). Дослідження можливостей підвищення фізико-механічних властивостей напилених покриттів. *Електронний вісник НУК*, 2, 7-11.
Dubovyi, O. M., Yankovec, T. A., Shkurat, S. I., Zhdanov, O. O. (2010) Research opportunities to improve the physical and mechanical properties of sprayed coatings. *Electronic Bulletin of NUOS*, 2, 7-11.
[3] Дубовий, О. М., Лебедева, Н. Ю., Янковець, Т. А. (2010) Вплив передрекристалізаційної термічної обробки на фізико-механічні властивості напилених покриттів та деформованих металів та сплавів. *Металознавство та обробка металів*, 3, 7-10.
Dubovyi, O. M., Lebedieva, N. Yu., Yankovec, T. A. (2010) Effect of pre-recrystallization heat treatment on physical and mechanical properties of sprayed coatings and deformed metals and alloys. *Metallurgy and metal processing*, 3, 7-10.
[4] Дубовий, О. М. Вплив комбінованого деформування на термічну стабільність полігонізаційної субструктури заліза, нікелю й сталей 20; 45 [Текст] / О. М. Дубовий, Лю Шен, Т. О. Макруха // Зб. наук. праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2017. - № 1. – С. 39-47.
Dubovii O. M., Makruha T. O., Lyu Shen. Influence of the combined deformation on the thermal stability of the polygonization substructure of iron, nickel and steel 20; 45. *Collection of scientific publications of NUS*, Mykolaiv, 1, 2017, 39-47.
[5] Горелик, С. С., Добаткин, С. В., Капуткина Л. М. (2005) Рекристаллизацияметаллов и сплавов. М.: МИСИС, 432.
Gorelik, S. S., Dobatkin, S. V., Kaputkina, L. M., (2005) Recrystallization of metals and alloys. *M.: MISIS*, 432.
[6] Жданов, О. О. (2015) Закономірності впливу передрекристалізаційної термічної обробки на фізико-механічні властивості деформованих сталей: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук.: спец. 05.02.01 – «Матеріалознавство» / Жданов Олександр Олександрович. – Херсон, 24.
Zhdanov, O. O. (2015) Zakonomirnosti vplyvu peredrekrystalizaciinoii termichnoii obrobky na fizyko-mekhanichni vlastyvosti deformovanykh stalei. Avtoreferat Diss. *Patterns impact pre-recrystallization heat treatment on physical and mechanical properties of deformed steel.* Kherson, 24 p.
[7] Альмяшева, О. В., Федоров, Б. А., Смирнов, А. В., Гусаров, В. В. (2010) Размер, морфология и структура частиц нанопорошка диоксида циркония, полученного в гидротермальных условиях. *Наносистемы: физика, химия, математика*, 1, 1, 26-36.

Almyasheva, O. V., Fedorov, B. A., Smyrnov, A. V., Gusarov, V. V. (2010) Size, morphology and structure of particles of zirconium dioxide nanopowders obtained in hydrothermal conditions. *Nanosystems: physics, chemistry, mathematics*, 1, 1, 26-36.

[8] Долгушева, Е. Б., Трубицын, В. Ю. (2010) Влияние размера и формы свободных наночастиц на локальные изменения параметра решетки и структурную стабильность ОЦК-Zr и Fe. *Физика твердого тела*, 52, 6, 1163-1171.

Dolgusheva, E. B., Trubiczin, V. Yu. (2010) Nanoparticles on Local Changes in the Lattice Parameter and Structural Stability of Bcc-Zr and Fe. *Physics of Solid State*, 52, 6, 1163-1171.

[9] Марахова, А., Жилкина, В., Блынская, Е., Алексеев, К., Станишевский, Я. (2016) Определение размеров наночастиц в коллоидных растворах методом динамического рассеяния света. *Нано Индустрия*, 1/63, 88-93.

Marahova, A., Zhilkina, V., Blynskaya, E., Alekseev, K., Stanishevsky, J. (2016) Determination of the sizes of nanoparticles in colloidal solutions by the method of dynamic light scattering. *Nano Industry*, 1/63, 88-93.

Aleksandr N. Dubovoy, Tetiana O. Makruha

The formation of the polygonal nanoscale substructure in the industrial steels

Abstract.*The influence of the combined deformation on the thermal stability of the polygonization substructure of the technically clean iron and steels are shown. Therefore, the purpose of the work is to find the possibility of fixation of stabilization of the polygonization substructure by combined deformation. The possibility of the thermal stabilization of the polygonization substructure during pre-recrystallization heat treatment of the Fe and steels by using combined deformation is established. The impact of the decrease of the sizes of the regions of the coherent scattering on the values of the physical and mechanical properties, such as hardness.*

Keywords: *technically pure iron; instrumental steels; combined deformation; pre-recrystallization heat treatment; substructure elements; hardness.*

Дубовой О. М., Макруха Т. О.

Формирование полигонизационной наноразмерной субструктуры в промышленных сталях

Аннотация. *В работе рассматривается влияние комбинированого деформирования на термическую стабильность полигонизационной субструктуры железа и стаktq. Таким образом, целью работы является установление возможности фиксации стабилизации полигонизационной субструктуры путем комбинированного деформирования. Экспериментально исследованы влияние размера областей когерентного рассеивания, количества наноструктурных елементов и угла разориентировки субзерен на твердость технически чистого железа и сталей. Установлена возможность термической стабилизации полигонизационной субструктуры в процессе передрекристаллизационной термической обработки после предварительной комбинированной деформации (динамическая деформация на 30 % и статическая деформация на 30 %).*

Ключевые слова: *технически чистое железо; комбинированное деформирование; передрекристаллизационная термическая обработка; субструктурные элементы; твердость.*

УДК 614.8:6

ЕКОЛОГІЧНА ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА ПРИ ЗАСТОСУВАННІ НАНОСИРОВИНИ ТА НАНОТЕХНОЛОГІЙ У ВИРОБНИЦТВІ

Дубінін Віктор Андрійович, кандидат воєнних наук, доцент
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
viktor.dubinin@nuos.edu.ua

Анотація. *Стаття присвячена розвитку нанотехнологій та наноматеріалів взагалі, та аналіз їх можливого шкідливого впливу на організм людини. При цьому застосовувалися матеріали конференції вчених-фізиків –біологів, результати дослідів впливу наночастинок на організм тварин.*

Ключові слова: *наночастинки, токсичність, генотоксичність, канцерогенний ефект, нановідходи.*

Вступна частина. Актуальність теми полягає в тім, що нанотехнології в сучасному світі починають сильно поширюватись. Впроваджуються у всіх без виключення аспектах нашого повсякденного життя. Практичне застосування властивостей наноматеріалів безумовно призведе до істотного технічного прогресу і перетворенню цілих областей сучасного виробництва, проте не менш актуальною проблемою представляється прогнозування та оцінки можливого впливу нових матеріалів і технологій на здоров'я людини і навколишнє середовище, а також розробка відповідних стандартів безпеки.

Нанотехнології, як область науки і техніки, ще відносно молода. Це веде за собою проблему – недостатню вивченість. Тому метою статті є аналіз проведених вченими досліджень в різних областях науки і виробництва та виявлення можливих небезпечних факторів, які впливають на здоров'я людини та навколишнє середовище.

Основна частина. На сьогоднішньому етапі розвитку науки та промисловості розробку нових матеріалів і технологій їх отримання та обробки відносять до «ключових» або «критичних» аспектів основи економічної і військової потужностей. Одним із пріоритетних напрямів розвитку сучасного матеріалознавства є наноматеріали і нанотехнології.

Нанонаука зародилась на стику фізики конденсованих систем, неорганічної та фізичної хімії, біохімії, електроніки і є інтегрувальною наукою типу кібернетики. Вона відбиває сучасну, притаманну насамперед електроніці, тенденцію до мініатюризації і визначає межі зменшення структурних одиниць різноманітних пристроїв. У певному сенсі нанонаука є своєрідним містком між атомно-молекулярним та колоїднодисперсним рівнями матеріальних об'єктів.

Ще у 1959 р. американським фізиком Річардом Фейнманом (Richard Feynman) в його доповіді у Каліфорнійському інституті технологій, названій «Внизу багато місця» («There is plenty of room at the bottom») було висловлено припущення, що незабаром багато матеріалів і пристроїв виготовлятимуться на атомарному або молекулярному рівні, який допоможе одержувати матеріали з небаченими досі властивостями.

Згодом, у 1974 р. на міжнародній конференції в Токіо професор Токійського наукового університету Норіо Танігучі (Norio Tangichi) уперше використав термін «нанотехнологія» (НТ) у своїй доповіді «Основні принципи нанотехнології». На думку Танігучі, нанотехнологія включає процес обробки, поділу, побудови та зміни матеріалів шляхом впливу на них одним атомом або однією молекулою. Як відомо, слово «нано» грецького походження — nanos (карлик). [3]

В Україні одним з головних та пріоритетних завдань вчених НАН України на сьогодні визначено випереджаючий розвиток фундаментальних досліджень у галузі наук про нанотехнології з метою забезпечення ефективної їх реалізації.

В цьому напрямку постановою Кабінету Міністрів України від 28 жовтня 2009 р. № 1231 була затверджена «Державна цільова науково-технічна програма «Нанотехнології та наноматеріали» на 2010-2014 рр.». [2]

Згідно з Державною цільовою науково-технічною програмою "Нанотехнології та наноматеріали" на 2010-2014 роки " нанотехнології визначаються як міждисциплінарні технології, які розроблені для об'єктів розмірами менш як один мікрон і дають змогу проводити дослідження, маніпуляції та обробку речовин у діапазоні розмірів від 0,1 до 100 нанометрів (1 нанометр – 10^{-9} метра).

В цьому ж нормативно-правовому акті зазначається, що в найближчі десять років саме розвиток нанотехнологій та виготовлення нових наноматеріалів стане одним з основних рушіїв стимулювання істотних змін у таких галузях промисловості, як машинобудування, суднобудування, оптоелектроніка, мікроелектроніка, автомобільна промисловість, а також сільське господарство, медицина та екологія.

Згідно з Концепції Державної цільової науково-технічної програми "Нанотехнології та наноматеріали" на 2010-2014 роки " головною метою є створення сучасної національної наноіндустрії. Основними завданнями цієї Програми визначено:

- формування інфраструктури для проведення ефективних фундаментальних досліджень у галузі нанотехнологій;
- координація робіт із створення і застосування нанотехнологій та наноматеріалів;
- розроблення нових підходів до підготовки кваліфікованих спеціалістів з питань розв'язання наукових, технологічних і виробничих проблем розвитку нанотехнологій і виготовлення нових наноматеріалів шляхом лібералізації податкової політики, оптимізації фінансової політики і системи захисту прав інтелектуальної власності.

Серед низки очікуваних результатів, від впровадження Програми, зокрема передбачається:

- в сфері охорони здоров'я - за рахунок створення високоефективних засобів доставки ліків, виготовлених з використанням нанопрепаратів, до місць виникнення захворювання. Широка перспектива відкривається у галузі медичної техніки (розроблення засобів діагностики, виконання нетравматичних операцій, створення штучних органів). Буде започаткований новий напрям - нанобезпека та захист від можливого негативного впливу нанооб'єктів (дослідження потенційних ризиків для людини під час взаємодії з наночастинками);
- в сфері охорони навколишнього природного середовища - за рахунок використання фільтрів і мембран, виготовлених на основі наноматеріалів, для очищення води і повітря, опріснення морської води та новітніх нанодатчиків для охорони навколишнього природного середовища під час зберігання та переробки відпрацьованого ядерного палива та моніторингу всіх технологічних процедур керування якістю монтажу та експлуатації ядерних систем. Для потреб радіаційної безпеки буде визначено новий напрям матеріалознавства - створення об'ємних сцинтиляційних матеріалів на нанорозмірних люмінофорах.

Крім того передбачається:

- підготувати нормативно-правові акти, стандарти та сертифікати, що регламентують розроблення і впровадження нанотехнологій та виготовлення наноматеріалів;
- підготувати підручники та навчальні посібники для вищих навчальних закладів з питань щодо розроблення нанотехнологій та виготовлення наноматеріалів;
- утворити у вищих навчальних закладах науково-навчальні центри.

Серед низки основних завдань і заходів з виконання Державної цільової науково-технічної програми "Нанотехнології та наноматеріали" на 2010-2014 роки фігурують у тому числі наступні:

- утворення центру сертифікації наноматеріалів, наноструктур та приладів, у тому числі для забезпечення екологічної безпеки;
- вивчення питання щодо впливу наноматеріалів на біологічні системи різного рівня організації;
- розроблення нанобіотехнологій для захисту навколишнього природного середовища;
- розроблення порядку проведення оцінки впливу наноматеріалів та нанотехнологій на людину та навколишнє природне середовище.

Початок XXI століття ознаменувався революційним початком розвитку нанотехнологій і наноматеріалів. Вони вже використовуються у всіх розвинених країнах світу в найбільш значущих сферах людської діяльності (промисловості, обороні, інформаційній сфері, радіоелектроніці, енергетиці, транспорті, біотехнології, медицині). Аналіз зростання інвестицій, кількості публікацій з даної тематики і темпів впровадження фундаментальних та пошукових розробок дозволяє зробити висновок про те, що в найближчі 20 років використання нанотехнологій і наноматеріалів буде одним із визначальних чинників наукового, економічного і оборонного розвитку держав.

Нанотехнології в наш час швидко впроваджуються у багатьох галузях життєзабезпечення людської цивілізації. Найбільш важливі сфери застосування нанотехнології [8]:

1. Медицина

В даний час вже є дослідні зразки наноконтейнерів для прицільної доставки ліків до уражених органів і нановипромінювачів для знищення злоякісних пухлин, застосовуються наноматеріали для створення медпрепаратів, необхідних при лікуванні опіків і ран, у стоматології, у косметології.

Також нанотехнології в медицині можна застосовувати для зміни структури клітини на молекулярному рівні, тобто здійснювати "молекулярну хірургію" за допомогою нанороботів. Маніпулюючи окремими атомами і молекулами, нанороботи зможуть здійснювати ремонт клітин.

Нанороботи або молекулярні роботи можуть брати участь (як поряд з генною інженерією, так і замість неї) в перепроектуванні клітини, у зміні генів або додаванні нових для удосконалення функцій клітини. Важливим моментом є те, що такі трансформації в перспективі, можна робити над клітинами живого, вже існуючого організму, змінюючи геном окремих клітин, будь-яким чином трансформувати сам організм [4]. Дослідження в цьому напрямку продовжуються. Така інновація допоможе людству перемогти онкологічні хвороби, ВІЛ – СНІД, що буде великим проривом в медицині.

2. Електроніка

Якщо 1965 році можна було вмістити на одному чипі лише 30 транзисторів, то у 1971 році — 2 тис. Нині один чип містить близько 40 мільйонів транзисторів величиною 130—180 нанометрів, і з'явилися повідомлення, що вдалося створити транзистор розміром 22 нанометри [7]. Цей процес зробив складну електронну і комп'ютерну техніку доступною для більшості споживачів: у 1968 році один транзистор коштував у США $1, нині за ці гроші можна придбати 50 мільйонів транзисторів.

Зі зменшенням розміру транзистору виробники комп'ютерних чипів зіштовхнулись із труднощами мініатюризації, але прогнозується, що транзистор буде розміром 9 нанометрів до 2016 року.

Нещодавно дослідники Гарвардського університету розробили новий тип транзистора, транзистора, здатного до самонавчання в процесі його роботи , що робить його подібним нервовому синапсу [9]. Синапатичний транзистор само оптимізує свої електронні характеристики відповідно до функцій, які він виконував у минулому. Одна з властивостей мозку людини або іншої живої істоти полягає в запам'ятовуванні того, що людина, або інша істота робить. Якщо людину змусити виконувати абсолютно нову для нього роботу, то в перший день вона діятиме безладно і постійно робитиме помилки. Але , через тиждень або два ця людина буде виконувати всю роботу на «автопілоті», виконуючи весь ряд дій, абсолютно не замислюючись над цим.

Все це відбувається завдяки пластичності мозку, здібності мозку динамічно перебудовувати свою структуру, утворюючи нові синаптичні зв'язки між нейронами або «перепрофілювали» вже існуючі зв'язки.

Велика частина пластичності мозку є наслідком змін приблизно в 100 трильйонах синапсів, які представляють собою взаємозв'язок між нервовими клітинами мозку. При виконанні людиною одноманітних дій, синаптичні зв'язки, що відповідають за цю діяльність, міцніють і їх кількість збільшується, що призводить до появи цілих «доріг» з синапсів, що з'єднують певні ділянки мозку.

Коли певний нейрон раз за разом посилає іншому нейрону через синапс певний сигнал, то цей синапс через деякий час перебудовує свою структуру таким чином, щоб посилити цей вид переданого їм сигналу.

Синаптический транзистор, створений гарвардськими вченими, наслідує таку поведінку синапсу.

На жаль, фізична структура гарвардського синаптического транзистора не може забезпечити самостійного належного керування значенням провідності його каналу. Тому для створення необхідних тимчасових затримок і формування імпульсів потрібної форми, які забезпечують перенесення іонів кисню, використовуються нескладні зовнішні електронні ланцюги. Нові синаптичні транзистори можуть стати точкою відліку, з якої почнеться розробка систем штучного інтелекту нового покоління, побудованого не на «розумних» алгоритмах програмного забезпечення, а «зашитого » в самій архітектурі комп'ютера. З іншої точки зору, схеми, зібрані з мільйонів крихітних синаптичних транзисторів зможуть перевести технології паралелізму обчислень на якісно новий рівень ефективності [6].

3. Військове призначення

Військові дослідження у світі ведуться в таких сферах:

¬технології створення і протидії «невидимості», (насамперед для отримання можливості бачити літаки-невидимки на радарах);

¬енергетичні ресурси, системи, що самостійно відновлюються і дозволяють автоматично лагодити пошкоджену поверхню танка або літака, пристрої виявлення хімічних і біологічних забруднень.

4. Екологія

Нанотехнології здатні також стабілізувати екологічну обстановку. Нові види промисловості не вироблятимуть відходів, що отруюють планету, а нанороботи зможуть знищувати наслідки старих забруднень. Крім того, нанотехнології нині використовуються для фільтрації води і інших рідин.

5. Енергетика

Завдяки нанотехнологіям вдалося отримати краще поглинання сонячної енергії. Однією із прогресивних компаній, що здійснює дослідження у цій галузі, є Sandia National Laboratories. Її фотопоглинаючі плівки характеризуються на 20% кращим фотоелектричним ефектом, ніж сучасні сонячні елементи на основі кремнію.

На основі нанотехнологій американська компанія Engelhard створила кришталеву решітку, яка виконує роль «молекулярних воріт», крізь які проходять молекули двоокису вуглецю, а більші молекули (метанові) залишаються в речовині. Практичне застосування це знаходить під час фільтрації двоокису вуглецю із природного газу, а також при створенні автомобільних каталізаторів. Hydrocarbon Technologies, дочірня компанія відомої американської компанії Headwaters, розробила методику обробки вугілля за допомогою нанотехнологій на молекулярному рівні таким чином, щоб створити з нього екологічно чисте рідке пальне. Саме потреба в заміні нафти сприяла тому, що китайська компанія Shenua Group ще в 2002 році стала партнером американців, і почала застосовувати отримане штучне пальне замість мазуту. Нанометод дозволяє наповнювачам автомобільних каталізаторів ловити летючі органічні залишки вихлопних газів. Компанія Nanoforce зробила ставку на використання нанокаталізаторів для очистки нафти, та на технологію збору врожаю за допомогою натометоду Poly-Web — мікроскопічних водоростей, що використовуються для виробництва біоетанолу.

Світлові діоди належать до зовсім іншої області застосування нанотехнологій. Японська компанія Nichia є на сьогодні провідним виробником техніки освітлення на основі нанотехнологій. Їхні світлові діоди у багато разів ефективніші за звичайні лампочки. А якщо взяти до уваги, що 20% світової енергії витрачається на

освітлення, стає зрозуміло — перехід від звичайних ламп на світлові діоди дозволить досить суттєво економити енергетичні ресурси.

Багато уваги приділяється альтернативним джерелам енергії. Дослідники зі Стенфорду знайшли спосіб суттєво підвищити коефіцієнт корисної дії сонячних елементів.

Конструкція батарей з використанням барвника наступна: між двома пластинами скла або пластику знаходяться напівпровідникові нанокристали . Ці нанокристали покриті барвником. За допомогою такої технології досягається потрібний ефект: світло не відбивається негайно від срібної поверхні, а, навпаки, перевідбивається і розсіюється всередині самої комірки.

6. Суднобудування

Прогрес в розвитку нанотехнології не може обійти і суднобудування. Зараз питання впровадження нанотехнології в галузі тільки починають вирішувати. Застосування нанотехнологій в проектуванні швидкісних багатокорпусних суден передбачає модифікацію полімерного зв'язувального композита шляхом введення наночастинок. Це дозволяє істотно знизити вагу готового корпусу за рахунок збільшення загальної міцності і отримати в результаті або зменшення потужності двигуна, або збільшення пасажироміcткості судна. Технологія успішно пройшла кілька етапів лабораторних експертиз, проведених провідними інститутами [8]. Застосування даної технологи істотно знизить експлуатаційні витрати у зв'язку з тим, що кількість планових оглядів судна зменшиться в кілька разів. В іншому напрямку впровадження нанотехнологій у суднобудуванні вирішується проблема очищення корпусу судна від морських мешканців - молюсків, морських зірок і т.п. Якщо судно знаходиться на ходу, то в процесі плавання шар молюсків збільшує водотоннажність судна, що веде до перевитрати палива більше, ніж у 2 рази. Видалення скупчення молюсків з судна є недешевою процедурою і вимагає досить велику кількість часу. Європейські вчені все ж знайшли вихід з цієї проблеми. Вони запропонували змінити склад фарби, яким покривається корпус судна і ввести в нього штучний протеїн, який створює наноплівку. В результаті покриття стає слизьким і молюски не можуть прикріпитися до поверхні судна. Зараз ці роботи знаходяться на рівні промислових випробувань. Так, можна сподіватись, що в на ринку така фарба з'явиться через кілька років.

Великі перспективи використання у суднобудуванні має графенова фарба. Графен - двовимірна модифікація вуглецю, утворена шаром атомів вуглецю завтовшки в один атом і з'єднаних кристалічну решітку. Вперше отриманий з графіту в 2004 році. Дослідники з Університету Монаш і Університету Райса зясували, що графенова плівка добре захищає метал від корозії. Виявляється, графенових плівках покриття настільки тонке, що його не видно неозброєним оком, тому плівка може зробити метал в 100 разів більш стійким до корозії. Це відкриття має величезний потенціал для захисту металу навіть в суворих умовах агресивного середовища, наприклад морської води. Графен являє собою мікроскопічний шар атомів вуглецю , який вже використовується, наприклад, в смартфонах. Антикорозійні властивості графена давно цікавили вчених, і, нарешті, дослідникам вдалося їх переконливо продемонструвати. Графенова плівка не тільки надійно захищає від корозії - її дуже важко подряпати. У ході лабораторних експериментів тонка графенова плівка змогла надійно захистити мідну пластину (покрита графеном мідь протистояла корозії в 100 разів краще, ніж необроблена). Сходячи з цього потрібно й далі продовжувати дослідження в цьому напрямку для майбутнього впровадження графенової плівки при покритті поверхні корпуса судна, що суттєво збільшить його термін служби.

Основою сьогоднішньої наноіндустрії є керований механосінтез, тобто складання молекул з атомів за допомогою їх зближення доти, поки не вступлять в дію відповідні хімічні в'язі [3]. Для забезпечення механосінтеза необхідний маніпулятор, здатний захоплювати окремі атоми і молекули і маніпулювати ними в радіусі до 100 нм. Наноманіпулятор повинен керуватися макрокомпьютером, або нанокомп'ютером, вбудованим в робота-збирача, керуючого маніпулятором. Створення подібних маніпуляторів справа майбутнього. Зондова мікроскопія, за допомогою якої в даний час здійснюють переміщення окремих молекул і атомів, обмежена в діапазоні дії, у зв'язку з чим сама процедура складання нанооб'єктів з молекул ще не автоматизована.

Сказане дозволяє прийти до наступного: людина сьогодні не тільки споживач продуктів нанотехнології, але і учасник процесу їх виробництва. Висловлюється, однак, думка, що до 2020-2025 р. система «нанокомп'ютер - маніпулятор» буде отримана і тоді проблема комп'ютерного відтворення без участі людини буде в принципі вирішена.

Процес відбуватиметься приблизно так. Комплекс роботів буде розбирати на атоми вихідний об'єкт, а інший комплекс буде створювати копію -ідентичну оригіналу, аж до окремих атомів. Сьогоднішні успіхи нанотехнології поширюються переважно в галузі електроніки.

Можна виділити основні особливості, що обумовлюють токсичність наночасток. Насамперед, це хімічна і каталітична активність поверхні наночастинок, відсутня у цієї ж речовини, що має більш велику дисперсність

[4]. Другою особливістю наночастинок , що обумовлене їх токсичністю, є їх висока концентрація в повітрі при незначній кількості самої розпорошеної речовини, що може призвести до забруднення органів дихання. І третя особливість наночастинок - це їх здатність до проникнення в будь-які органи і тканини людини, включаючи центральну нервову систему (ЦНС). Наночастки за розміром схожі з рецепторами клітин і молекулами, які здійснюють сигнальну функцію. Окислювальний стрес, викликаний активною поверхнею наночастинок, призводить до збільшення внутрішньоклітинного кальцію і до активації окремих генів. Проникаючи в клітину частки металу призводять до окислювального стресу, збільшуючи, в свою чергу, внутрішньоклітинний вміст кальцію і активуючи окремі гени. Клітинний рецептор, що активований металлом та звільнений з наночастинки, призводить до активації окремих генів[4].

Для вивчення впливу на біологічний організм наночастинок були проведені досліди з використанням наночастинок металів, газів, оксидів. Інгаляційна токсичність наночастинок срібла розміром 19,8-64,9 нм вивчалася протягом 28 днів на щурах при впливі в концентраціях : 1,73 * 10^4 , 1,27 * 10^5 і 1,32 * 10^6 частіц/$см^3$. Тварин піддавали експонуванню по 6 год протягом 5 днів з дводенною перервою, протягом 4 тижнів. Виявлено достовірне збільшення нейтрофілів і еозинофілів в сироватці крові у жіночих особин (концентрація 1,73 * 10^4 частіц/$см^3$), збільшення загального гемоглобіну в сироватці крові у жіночих особин (концентрація 1,27 * 10^5 частіц/$см^3$), збільшення кальцію і загального білка в сироватці крові щурів обох статей (концентрація 1,27 • 10^6 частіц/$см^3$). Наночастки срібла мали здатність осідати в печінці, проникати в результаті аксонального транспорту в нюхову цибулину головного мозку. Встановлено високу стабільність наночастинок срібла в навколишньому середовищі і здатність зберігати токсичні властивості протягом тривалого часу [7].

Напівпровідникові нанокристали є ультратонкими наночастинками з діаметром 3,2 нм здатними проникати при інгаляційному шляху надходження через нюховий тракт в головний мозок і центральну нервову систему. Тварин піддавали впливу аерозолю водного розчину квантових точок у концентрації 7 мг/м3 протягом 3 год з використанням інгалятора. У період до 5 год після експозиції було виявлено проникнення наночастинок по ольфакторному нерву через гематоенцефалічний бар'єр в кору головного мозку.

Так само у більшості тварин спостерігали виражені симптоми ураження шлунково - кишкового тракту зниження апетиту, діарею, блювоту. Спостерігалась млявість. При експозиції наночастинками в розчині гидроксиполиметилцеллюлози К4М перорально у експериментальних тварин відзначено зміна кольору ниркової тканини на бронзовий, а також загибель клітин проксимальних канальців, гломерулонефроз, масивний некробіоз, в селезінці - атрофія і зміни кольору. Крім перерахованих вище зрушень відзначені зміни біохімічних показників крові - азоту сечовини, креатиніну, загальних жовчних кислот і лужної фосфатази, що свідчать про ниркову і печінковову дисфункції [4]. У ряді досліджень є дані про вивчення токсичності наночастинок оксиду цинку (71 нм) в дослідах на культурах клітин бронхоальвеолярної карциноми людини. Отримані результати продемонстрували зниження життєздатності клітин та наявність дозозалежного ефекту при концентрації 10-14 мкг/мл протягом 24 год. Кількісними індикаторами оксидативного стресу і цитотоксичності були рівень глутатіону, лактатдегідрогенази. При проведенні електрофорезу поодиноких клітин в гелі була встановлена здатність наночастинок оксиду цинку викликати пошкодження ДНК. Вивчення токсичності наночастинок золота проводили на ембріонах гіреллі смугастої, підданої експозиції протягом 5 днів. Було встановлено, що наночастинки золота розміром 1,5 нм визівают загибель ембріонів в концентрації 10 ppm, а розміром 0,8 нм. Достовірно виражений тератогенний ефект проявляється при концентрації наночастинок золота 50 ppm, незалежно від їх розміру.

Цитотоксичність наночастинок діоксиду кремнію розміром 15 і 46 нм вивчалася на культурі клітин бронхоальвеолярної карциноми людини. Аналіз результатів експозиції наночастинками діоксиду кремнію в дозі 10 і 100 мкг / мл протягом 48 год показав наявність явного дозозалежного цитотоксичного ефекту і оксидативного стресу.З наночасток вуглецю, найбільш вивченим є нано- (ультрадисперсні) алмази (УДА). Наноалмази не володіють канцерогенними або мутагенні властивості, не токсичні, але при цьому проявляють дуже високу активність по відношенню до патогенних вірусів, мікробів і бактерій, інтенсивно поглинаючи їх завдяки високій адсорбційної здатності і іншим специфічним властивостям, а також є надактивними сорбентами, іммобілізатора біологічно активних речовин, здатні різко посилювати дію лікарських препаратів.

При дослідженні токсичності вуглецевих нанотрубок , що містять залізо (26,9 %) , в дозі 5 мг / кг випадків летальності серед тварин не відзначалося , спостерігалися середнього ступеня вираженості млявість, гіпотермія, тремор при дотику, які найбільш яскраво виявлялися через 8-12 год після експозиції з наступним зникненням симптоматики.

Одностінні вуглецеві нанотрубки, які є більш м'якими і еластичними, здатні утворювати конгломерати, тоді як багатозмінні вуглецеві нанотрубки нездатні до конгломерації, більш еластичні.

На підставі проведених досліджень можна зробити висновок про те , що наночастки мають більш високу токсичність, ніж звичайні мікрочастинки, здатні проникати в незміненому вигляді через клітинні бар'єри, а також через гематоенцефалічний бар'єр у центральну нервову систему, циркулювати і накопичуватися в органах і тканинах, викликаючи більш виражені патоморфологічні ураження внутрішніх органів (наприклад, винекнення гранульом в легенях, цироз печінки, гломерулонефроз), а також, володіючи тривалим періодом напіввиведення, вкрай важко виводяться з організму. Токсичність наночастинок визначається їх формою і розмірами, при цьому найдрібніші наночастинки веретеноподібної форми викликають більш руйнівні ефекти в організмі, ніж подібні їм частки сферичної форми. При впливі наночастинок на організм чітко простежується залежність «доза-ефект». Клінічні прояви визначаються змістом того чи іншого хімічного елемента в складі кожної конкретної наночастинки , однак при цьому спостерігається значне посилення токсичного ефекту [6].

ВИСНОВКИ

1. Нанотехнології є молодою галуззю науки та промисловості, що стоїть на вістрі технічного прогресу і потребує ретельного дослідження, насамперед впливу на організм людини.
2. Комерційний розвиток НТ та їх численні застосування можуть спричинити широкий спектр загроз здоров'ю людини.
3. Результати експериментів вказують на шкідливість нанопродуктів. Зокрема – токсичність та генотоксичність.
4. Для запобігання втручання людини у виробництво нанопродукту слід проводити дослідження з метою розробки автоматичних засобів його виготовлення
5. Проблема зберігання та шкідливості нановідходів залишається не вивченим. Цій проблемі також треба приділити багато уваги для запобігання погіршення екологічного становища.

Список використаних джерел:

1. Розпорядженням КМУ від 2 квітня 2009 р. № 331 „Про схвалення Концепції Державної цільової науково-технічної програми "Нанотехнології та наноматеріали" на 2010-2014 роки"
2. Постанова КМУ від 28 жовтня 2009 р. N 1231 „Про затвердження Державної цільової науково-технічної програми "Нанотехнології та наноматеріали" на 2010-2014 роки"
3. Кіреев В. Нанотехнології: історія виникнення та розвитку//наноіндустрії.- 2008. - № 2. - С. 2-10.
4. Сфери використання наноматеріалів. Енергетика. Ядерна енергетика. Медицина і біотехнології. Сільське господарство. Військова справа. Екологія. Космонавтика. Режим доступу - https://studfiles.net/preview/5200696/page:5/
5. Чекман І.С., Сердюк А.М., Кундієв Ю.І., Трахтенберг І.М., Каплінський С.П., Бабій В.Ф. Нанотоксикологія: напрямки досліджень довкілля та здоров'я № 1 (48), 2009 - http://www.nbuv.gov.ua/portal/chem_biol/Environment/2009/01-1.pdf
6. Завражна О. М. Основи нанотехнологій : навчально-методичний посібник для вчителів та студентів педагогічних університетів / О. М. Завражна, О. О. Пасько, А. І. Салтикова. – Суми : Вид-во СумДПУ імені А. С. Макаренка, 2016. – 184 с.
7. Проценко І.Ю., Шумакова Н.І. Основи матеріалознавства наноелектронікі: Навчальний посібник.- Суми: Вид-во СумДУ, 2004. - 108с.
8. Разумовский А. С. Что такое «нанотехнологии»? / А.С. Разумовский, С.В. Калюжный // Российские нанотехнологии. – 2010. –Том 5 –№ 5–6. –С. 14–16.
9. Аналітична довідка Реалізація середньострокових пріоритетних напрямів інноваційної діяльності галузевого рівня та отримані результати у 2016 році - https://mon.gov.ua/storage/app/media/innovatsii-transfer-tehnologiy/adi-galuzevi-prioriteti-1.pdf

Дубинин Виктор Андреевич

Экологическая и техногенная безопасность при применении наносырья и нанотехнологий в производстве

Аннотация. *Статья посвящена развитию нанотехнологий и наноматериалов вообще, и анализ их возможного вредного влияния на организм человека. При этом применялись материалы конференции ученых-физиков –биологов, результаты опытов влияния наночастиц на организм животных.*

Ключевые слова: *наночастицы, токсичность, генотоксичность, канцерогенный эффект, наноотходы.*

Dubinin Victor

Environmental and technological safety in the application of nanosiology and nanotechnologies in manufacturing

Annotation. *The article is devoted to the development of nanotechnology and nanomaterials in General, and the analysis of their possible harmful effects on the human body. Materials of the conference of scientists-physicists – biologists, results of experiments of influence of nanoparticles on an organism of animals were applied.*

Key words: *nanoparticles, toxicity, genotoxicity, carcinogenic effect, nanowires.*

Секція. 4.
ІННОВАЦІЙНІ ЗАСОБИ УДОСКОНАЛЕННЯ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК ТА СИСТЕМ

UDC 621.45.034

POSSIBILITIES OF USING THE SUBATMOSPHERIC GAS TURBINE CYCLE WITH OVER-EXPANSION IN HYBRID SYSTEM WITH SOLID OXIDE FUEL CELLS

Serhiy Serbin, D. Sc. Tech., Prof.[1], Nikolay V. Washchilenko, Cand. Sc. Tech., Associate Prof.[2], Daifen Chen, Ph.D, Associated Prof.[3], Yang Zongming, Ph.D, Associated Prof.[4]
[1, 2] *Admiral Makarov National University of Shipbuilding;*
[3, 4] *Jiangsu University of Science and Technology*
[1, 2] Ukraine, Mikolayiv; [3, 4] China, Zhenjiang
[1] serhiy.serbin@nuos.edu.ua, [2] nnuy5te@gmail.com,
[3] dfchen@just.edu.cn, [4] zongmingy@aliyun.com

Annotation. *A hybrid solid oxide fuel cell-gas turbine scheme for generating electricity using a subatmospheric regenerative gas-turbine cycle utilizing the residual energy of the fuel and oxidizer at the output of the segmental fuel cell stacks is proposed. The efficiency indicators of two gas turbine unit schemes are calculated: with simple and regenerative cycles, which allowed to determine the advantages of the scheme with regeneration.*
Keywords*: gas turbine; hybrid system; solid oxide fuel cell; combustion chamber.*

At the present time the main efforts in the field of power engineering are aimed at increasing the energy efficiency of production, transmission and use of energy, which is possible only if innovations are based on fundamental science achievements, the creation and implementation of new, more reliable and durable materials, equipment and technologies. Fuel cells are one of the promising directions of solving problems of providing electric energy of consumers in various complex conditions.

Fuel cells are a galvanic cell that generates electricity from oxidation-reducing transformations of reagents coming from outside. When fuel cell working, the electrolyte and electrodes are not expended and will not undergo any changes. In it, the chemical energy of fuel is directly converted into electricity.

Because of the high potential of solid oxide fuel cell (SOFC) technology significant industry and agency investment is currently focused on SOFC technology, especially in Europe, Japan and the United States.

There is a growing interest in fuel cells for hybrid system, including ship power system. In the fuel cells, the energy conversion is a direct electrochemical process without intermediate conversion a chemical energy of fuel into a thermal energy. Hence, the fuel cells are not subject to the limitations of the Carnot Cycle, therefore an electrical efficiency of the fuel cells is about 40-60%. One of types of fuel cell is the solid oxide fuel cell, in which a high operation temperature is about 873-1373 K. It allows putting in practice the SOFC with a gas turbine (GT) to produce an electrical and a thermal energy in hybrid cycles (SOFC-GT). These hybrid cycles will be competitive for traditional hybrid cycles consisting of a gas turbine and a heat recovery steam generator, because their electrical efficiency is even 70%.

The SOFC-GT efficiency is unique in being practically independent of scale, and systems have been demonstrated with 60% efficiency even at one kilowatt of delivered power [1] (Fig. 1).

As an example Siemens Westinghouse developed a pressurized 220 kW SOFC-GT hybrid system using their tubular SOFC stack design [2, 3]. The system was designed, constructed and tested to demonstrate and prove the hybrid concept by operating for at least 3000 hrs at the National Fuel Cell Research Center of the University of California, Irvine (Fig. 2).

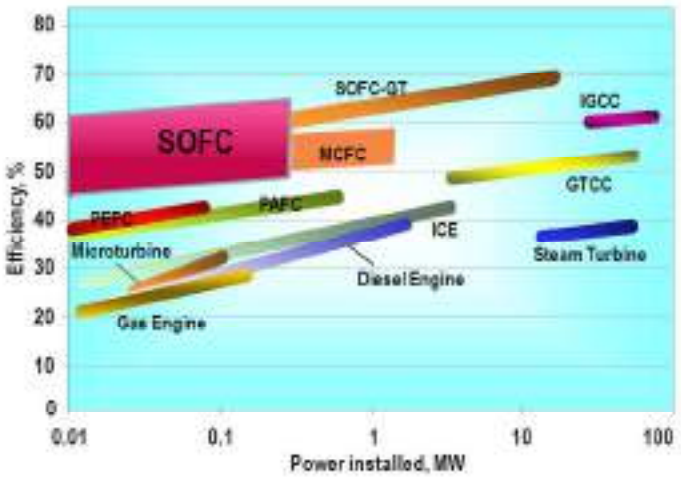


Figure 1 – Comparison of the efficiency of various power systems: ICE = internal combustion engine, GTCC = gas-steam turbine combined cycle, IGCC = integrated gasification combined cycle, PEFC = polymer electrolyte fuel cell, PAFC = phosphoric acid fuel cell, MCFC = molten carbonate fuel cell, SOFC = solid oxide fuel cell, SOFC-GT = SOFC and gas turbine cycle

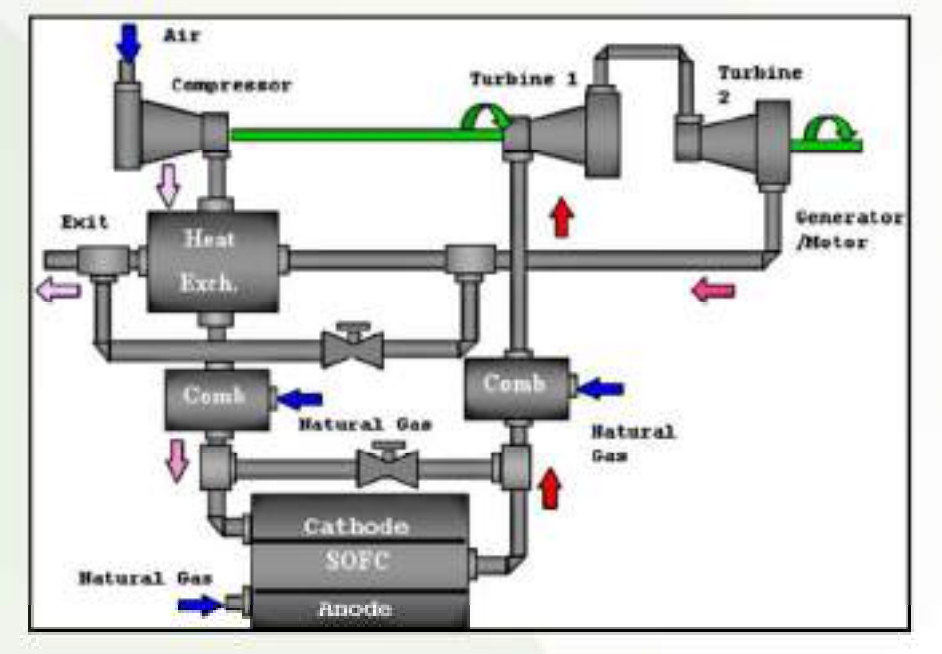


Figure 2 – 220 kW SOFC-GT hybrid system

It should be noted that in some cases, due to the operating conditions of solid oxide fuel cells, their operation at increased pressures which is typical of hybrid SOFC-GT systems is undesirable [4]. Therefore, it is actual to investigate gas turbine unit's parameters at atmospheric and reduced pressures, which implies the use of so-called exhausters, i.e. suction fans and over-expansion turbines. **The goal** of the work is to study the possibilities of using simple and regenerative gas turbine cycles with over-expansion for a SOFC-GT hybrid system.

Parameter analysis of gas turbine units with exhausters showed their potential for improving the efficiency of various energy systems [5, 6]. However, in the literature there are no data on their use in conjunction with solid oxide fuel cells.

A hybrid solid oxide fuel cell-gas turbine (SOFC-GT) scheme for generating electricity using a subatmospheric regenerative gas turbine cycle utilizing the residual energy of the fuel and oxidizer at the output of the segmental fuel cell stacks is proposed. For efficiency analysis of gas turbine operation, two plant diagrams were considered: 1) with a simple subatmospheric cycle and 2) with turbine heat recovery (regeneration) in the subatmospheric cycle.

The efficiency indicators of two developed schemes for input gas temperature of 1123 K and the regeneration rate of 0.8 are given in Table 1. When making calculations, the turbine efficiency was taken 0.91-0.92, and the efficiency of the exhauster was 0.88-0.86, respectively.

Table 1 – Dependencies of electrical efficiency (η_{el}) and specific power (Ne_{sp}) on compression rate in the exhauster (π_c)

π_c		3	4	5	6	7	8	9	10
Scheme 1	η_{el}	0.1327	0.1542	0.1663	0.1730	0.1767	0.1783	0.1783	0.1775
	Ne_{sp}	130.5	151.7	163.6	170.3	173.8	175.4	175.4	174.6
Scheme 2	η_{el}	0.2646	0.2826	0.2865	0.2846	0.2797	0.2735	0.2666	0.2593
	Ne_{sp}	114.8	136.9	149.4	156.7	160.6	162.6	163.1	162.5

Note, that the combustion chamber in a SOFC-GT hybrid system is used after the fuel cell stack to burn the remaining fuel (generally the fuel utilization in a SOFC stack is around 80%). The combustor should be specifically designed for the hybrid system; a commercial combustion chamber cannot be used because the exhaust from the SOFC has a very low calorific value and diluting air is not at once available at sufficient temperature. However, combustors specifically designed for an SOFC-GT can operate over a large range and at the same time achieve very low emissions. The previous studies of the RQL (Rich-Burn, Quick-Mix, Lean-Burn) fuel burning technology [7], as well as the possibilities of using low-temperature plasma to expand the range of stable combustion of low calorific air-fuel mixtures [8] prove the potential of using such promising technology in SOFC-GT systems under consideration.

The next steps of our research will be calculation the efficiency of the entire SOFC-GT hybrid system with subatmospheric regenerative gas turbine cycle and modeling of the working processes in the RQL combustion chamber for burning the remaining fuel.

Conclusions. *1. Hybrid systems based on solid oxide fuel cells and gas turbine are one of the promising directions of solving problems of providing electric energy of consumers in various complex conditions. 2. A hybrid SOFC-GT system for generating electricity using a subatmospheric regenerative gas turbine cycle utilizing the residual energy of the fuel and oxidizer at the output of the segmental fuel cell stacks is proposed. 3. The most expedient scheme that implements the subatmospheric gas turbine cycle is a scheme with regeneration.*

REFERENCES

[1] McPhail, S. J., Leto, L., Boigues-Muñoz, C. (2013). *The yellow pages of SOFC technology. International Status of SOFC deployment 2012-2013*. Rome: published by ENEA.

[2] Rao. A. D., Brouwer, J., Samuelsen, G. S. (2005). Analyses of hybrid fuel cell gas turbine systems. Retrieved from *http://www.nfcrc.uci.edu/3/research/researchsummaries/Hybrid_FC-GT_Systems/HYBRIDfuelCELL_GASturbineSystems-AnalysesHybridFuelCellGasTurbineSystems.pdf.*

[3] Roberts, R. A., Brouwer, J. (2006). Dynamic Simulation of a Pressurized 220 kW Solid Oxide Fuel-Cell-Gas-Turbine Hybrid System: Modeled Performance Compared to Measured Results. *Transactions of the ASME*, 3, 18-25.

[4] Chen, D., Xu, Y., Hu, B., Yan, C., Lu, L. (2018). Investigation of proper external air flow path for tubular fuel cell stacks with an anode support feature. *Energy Conversion and Management*, 171, 807-814.

[5] Калошин, А. П. (2006). Эксгаустерные газотурбинные ТЭЦ с внешним сжиганием. *Теплофизика и аэромеханика*, 13 (2), 331-339.

[6] Матвеенко, В. Т., Очеретяный, В. А. (2006). Теплотехнические характеристики когенерационной газотурбинной установки сложного цикла с турбиной перерасширения. *Теплоэнергетические установки*, 28 (3), 50-51.

[7] Serbin, S., Goncharova, N. (2017). Investigations of a gas turbine low-emission combustor operating on the synthesis gas. *International Journal of Chemical Engineering*, 6146984, 1-9.

[8] Matveev, I. B., Serbin, S. I., Washchilenko, N. V. (2017). New Combined-Cycle Gas Turbine System for Plasma-Assisted Disposal of Sewage Sludge. *IEEE Transactions on Plasma Science*, 45(12), 3100-3104.

Сербін С. І., Ващиленко М. В., Чен Д., Зонгмінг Я.
Можливості використання підатмосферного газотурбінного циклу з перерозширенням в гібридній системі з твердооксидними паливними елементами
Запропоновано гібридну схему вироблення електроенергії на твердооксидних паливних елементах з використанням підатмосферного регенеративного газотурбінного циклу, що утилізує залишковий енергоресурс палива і окиснювача на виході сегментних стеків паливних елементів. Розраховано показники ефективності двох схем газотурбінної установки: з простим і регенеративним підатмосферними циклами, що дозволили виявити переваги схеми з регенерацією.
Ключові слова:*газова турбіна; гібридна система; твердооксидний паливний елемент; камера згоряння.*

Сербин С. И., Ващиленко Н. В., Чен Д., Зонгминг Я.
Возможности использования податмосферного газотурбинного цикла с перерасширением в гибридной системе с твердооксидными топливными элементами
Предложена гибридная схема выработки электроэнергии на твердооксидных топливных элементах с использованием податмосферного регенеративного газотурбинного цикла, утилизирующего остаточный энергоресурс топлива и окислителя на выходе сегментных стеков топливных элементов. Рассчитаны показатели эффективности двух схем газотурбинной установки: с простым и регенеративным податмосферными циклами, позволившие выявить преимущества схемы с регенерацией.
Ключевые слова: *газовая турбина; гибридная система; твердооксидный топливный элемент; камера сгорания.*

УДК 629.5.063.6:622.691.2-404

ОЦІНКА ЗНИЖЕННЯ ПРОВОЗОЗДАТНОСТІ КОНТЕЙНЕРНИХ СУДЕН ПРИ ЗАСТОСУВАННІ КРІОГЕННИХ СИСТЕМ ЗБЕРІГАННЯ ПАЛИВНОГО 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
[1]ORSID: 0000-0002-9697-8083, [2]ORSID: 0000-0001-5486-8559

Анотація. *Наведено результати оцінки зниження корисної провізної здатності контейнеровозів у кількості TEU контейнерів по об'єму та масі. Оцінка проводилася для п'яти суден вантажомісткістю від 2500 до 18000 TEU. Отримані результати можна використовувати для обґрунтування вибору типу кріогенних цистерн для зберігання паливного газу на стадії концептуального проектування контейнеровозів.*
Ключові слова*: зріджений природний газ; контейнеровози; кріогенні цистерни, 20-футові контейнери (TEU)*

Постановка проблеми. Основною причиною використання зрідженого природного газу (ЗПГ) замість нафтових палив є посилення на законодавчому рівні вимог до викидів в атмосферу водним транспортом. Так, з 2016 р. введені обмеження по викиду оксидів азоту Tier III; використання палив з вмістом сірки понад 0,5% буде заборонено з 2020 р.; зниження викидів діоксиду углероду за рахунок введення індексу енергетичної ефективності (EEDI) суден стартувало з 2015 р. Використання ЗПГ дозволяє знизити викиди SO_x на 95-100%, NO_x – на 85-90%, CO_2 – на 20-25% [1, 2].

У водах Світового океану знаходяться більше 60 тисяч суден, більше 100 з них, за даними Класифікаційного товариства Det Norske Veritas (DNV), працюють на зрідженому природному газі. У компанії DNV розраховують, що до 2020 р. на зріджений метан можуть перевести 1000 суден [3].

Сегмент контейнеровозів на ЗПГ зростає повільно порівняно з іншими групами суден, що обумовлено, в першу чергу, недостатньо розвинутою інфраструктурою для здійснення бункерування природними газом на ключових рейсах контейнерних перевезень Азія-Європа [4].

При переведенні контейнеровозів на ЗПГ слід враховувати наступну особливість даного сегменту суден – вантаж (контейнери) розміщують як на палубі, так і у трюмних приміщеннях. Значний об'єм паливних ємностей

для зрідженого природного газу вимагає зменшення кількості контейнерів, що можна перевозити, знижуючи корисну вантажомісткість контейнерних суден [5].

Ціль роботи – оцінити зниження провізної здатності контейнеровозів (у кількості TEU контейнерів по об'єму та по масі), де в якості палива використовується зріджений природний газ, що зберігається у кріогенних цистернах.

Викладення основного матеріалу. Аналіз літератури показав, що на сучасних контейнеровозах для зберігання паливного газу встановлюються вкладні кріогенні циліндричні цистерни типу С або призматичні ємності типу В. Останній варіант є менш розповсюдженим і поки існує лише у проекті компанії Kawasaki Heavy Industries на побудову судна на 9000 TEU. Цистерни встановлюють горизонтально або вертикально у корпусі судна (зазвичай окреме приміщення для паливного газу на контейнеровозах має серединне розташування), рідше ємності з ЗПГ зберігається на палубі, також у окремій захищеній надбудові на кормі [6-12].

Результати оцінки масогабаритних параметрів кріогенних цистерн різних типів (циліндричних, сферичних, мембранних і призматичних) для контейнерних суден з довгою рейсовою лінією представлено у роботі [13]. Для оцінки зниження провізної здатності суден найбільший інтерес становлять такі показники, як повний об'єм цистерн (з урахуванням «мертвого простору») і маса цих ємностей разом з паливом. В даному дослідженні розглядалися лише циліндричні цистерни типу С і призматичні типу В, оскільки сферичні та мембранні танки для ЗПГ на знайшли застосування на контейнеровозах.

Для контейнеровозів з довгою рейсовою лінією і вантажомісткістю від 2500 до 18000 TEU повний об'єм призматичних цистерн типу В становить 880-14900 м^3, циліндричних типу С – 1400-23400 м^3. Маса сталевих паливних танків зі зрідженим природним газом для тих же суден становить від 526 до 8861 т для танків типу С і 552-9306 т для ємностей типу В [13].

Отже, визначимо потрібний для встановлення кріогенних цистерн об'єм і масу в TEU-еквівалентах на контейнеровозах, приймаючи в якості початкових даних результати, представлені у роботі [13]. Зовнішній об'єм стандартних 20-футових контейнерів приймаємо 39 м^3, а масу – 30,48 т (при максимальному завантаженні) [14]. При встановленні кріогенних цистерн типу В провізна здатність контейнеровозів по об'єму знижується на 23-600 TEU, або 0,9% – 3,28%, для танків типу С значення трохи більші і становлять 36-600 TEU, або 1,44% – 5,16% (рис. 1). Масова провізна здатність зменшується не так суттєво, і становить 18-305 TEU для призматичних танків типу В, або 0,72% – 2,63%, і 17-291 TEU для циліндричних танків типу С, або 0,69% – 2,5% (рис. 2). Найбільша відносна втрата вантажомісткості по об'єму при переході головного двигуна на ЗПГ у контейнеровоза на 8500 TEU (3,28% і 5,16% для цистерн типу В і С, відповідно). Для найбільшого судна, що розглядалося, на 18000 TEU ці значення складають 2,12% і 3,33%, відповідно. Відносна втрата по масі також найбільша у судна на 8500 TEU – 2,5% і 2,63% для танків типу В і С, відповідно. Для контейнеровозу на 18000 TEU ці значення становлять 1,62% і 1,7%, відповідно.

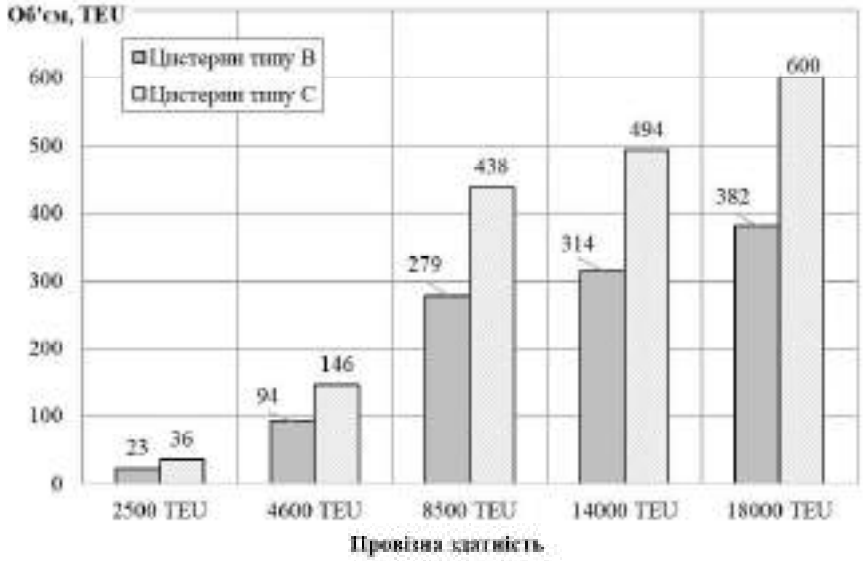


Рис. 1. Потрібний об'єм цистерн для паливного газу в TEU еквівалентах для контейнерних суден різної провізної здатності

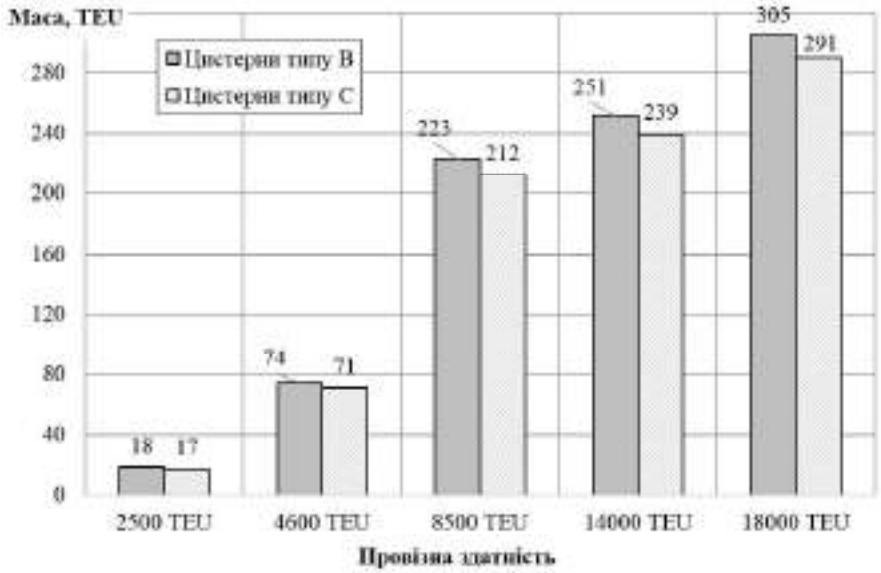


Рис. 2. Потрібна маса цистерн для паливного газу в TEU еквівалентах для контейнерних суден різної провізної здатності

Проведені дослідження дають можливість зробити наступні ***висновки***:

– використання зрідженого природного газу в якості палива на контейнеровозах призводить до зниження провізної здатності даного типу суден, оскільки встановлення кріогенних цистерн потребує суттєвого додатково простору;

– при встановленні призматичних танків типу В корисна об'ємна вантажомісткість знижується менше, ніж при використання цистерн типу С, до 3,28% і 5,16%, відповідно;

– втрата корисної масової вантажомісткості менша для цистерн типу С, ніж для типу В, до 2,5% і 2,63%, відповідно;

– при виборі типу кріогенних цистерн для зберігання паливного газу на контейнеровозах слід, в першу чергу, звертати увагу на показник втрати об'ємної провізної здатності, для циліндричних танків типу С даний показник в середньому на 57% більше, ніж для ємностей типу В.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

[1] Bergen hits target (2007). Marine Power and Propulsion. *A one–year subscription to The Naval Architect*, 30.

[2] Third IMO GHG Study 2014. Executive Summary and Final Report. (2015). Retrieved from http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Documents/Third%20Greenhouse%20Gas%20Study/GHG3%20Executive%20Summary%20and%20Report.pdf.

[3] In Focus – LNG as Ship Fuel. (2015). Retrieved from http://production.presstogo.com/fileroot7/gallery/dnvgl/files/original/124feddb807045969b3071a55f73c80b/124feddb807045969b3071a55f73c80b_low.pdf.

[4] LNG-fuelled fleet hits 200 ship mark. (2017). Retrieved from http://www.lngworldshipping.com/news/view,lngfuelled-fleet-hits-200-ship-mark_46977.htm.

[5] Горбов, В. М. (2010). *Енциклопедія суднової енергетики*. Миколаїв: НУК.

[6] Construction starts on 1st Pasha Hawaii's LNG containership. Retrieved from https://www.lngworldnews.com/construction-starts-on-1st-pasha-hawaiis-lng-containership/

[7] 10 Noteworthy LNG-Powered Vessels. Retrieved from https://www.marineinsight.com/tech/10-noteworthy-lng-fueled-vessels/

[8] LNG-Fueled Mega Container Ship Design Approved. Retrieved from https://www.maritime-executive.com/article/lng-fueled-mega-container-ship-design-approved

[9] CMA CGM to build largest LNG fueled boxships at Chinese yards. Retrieved from https://safety4sea.com/cma-cgm-to-build-largest-lng-fueled-boxships-at-chinese-yards-2/

[10] Brodosplit builds four LNG-fuelled container ships with DNV GL class. Retrieved from https://www.dnvgl.com/news/brodosplit-builds-four-lng-fuelled-container-ships-with-dnv-gl-class-51489

[11] Kawasaki Develops Large LNG-Fueled Container Ship. Retrieved from http://global.kawasaki.com/en/corp/newsroom/news/detail/20120118_2.html

[12] LNG Fueled 9000 TEU Container Ship From KHI. Retrieved from http://articles.maritimepropulsion.com/article/DNV-Quantum-9000-Concept-Container-Ship14641.aspx

[13] Горбов, В.М., Митенкова В.С. (2015) Выбор топливных цистерн сжиженного природного газа для судов с длинной рейсовой линией. *Збірник наукових праць НУК*. №5. 62-67.

[14] Maersk Line Equipment guide. Retrieved from http://www.lodhia.com/assets/pdf/Standard%20Equipment%20Guide.pdf.

Gorbov Viktor M., Mitienkova Vira S.

ESTIMATION OF DECREASING OF CONTAINERSHIPS CARRYING CAPACITY WITH CRYOGENIC STORAGE SYSTEMS FOR FUEL GAS

Annotation. *Estimation of decreasing of containerships carrying capacity in the number of volume and mass TEU containers was made. Results were obtained for five ships from 2500 to 18000 TEU. The results can be used to select the type of storage cryogenic tanks for fuel gas in the stage of containerships conceptual design.*

Keywords: *liquefied natural gas, containerships, cryogenic tanks, twenty-foot equivalent unit (TEU)*

Горбов В.М., Митенкова В.С.

ОЦЕНКА СНИЖЕНИЯ ПРОВОЗНОЙ СПОСОБНОСТИ КОНТЕЙНЕРНЫХ СУДОВ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ КРИОГЕННЫХ СИСТЕМ ХРАНЕНИЯ ТОПЛИВНОГО ГАЗА

Аннотация. *Приведены результаты оценки снижения полезной провозной способности контейнеровозов в количестве TEU контейнеров по объему и массе. Оценка проводилась для пяти судов грузовместимостью от 2500 до 18000 TEU. Полученные результаты можно использовать для обоснования выбора типа криогенных цистерн для хранения топливного газа на стадии концептуального проектирования контейнеровозов.*

Ключевые слова: *сжиженный природный газ, контейнеровозы, криогенные цистерны, 20-футовые контейнеры (TEU)*

УДК 621.438(075)

РОЗРОБКА СТЕНДУ ДЛЯ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ СВІЧОК ПЛАЗМОВОГО ЗАЙМАННЯ ТИПУ СП-1-2М1

Димо Борис Васильович, к.т.н, професор, dymobv@gmail.com,
Качанов Сергій Сергійович, магістр,
Качанов Сергій Валентинович, інженер-механік,
Єпіфанов Олександр Анатолійович, к.т.н, професор, epifanov.nuk@gmail.com.
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова

Анотація. *Розглянуто недоліки системи плазмового запалення палива газотурбінних двигунів типу ДГ80Л, які спричинені перегрівом дротів високої напруги, що живлять свічки запалення. Розроблено експериментальний стенд для фізичного моделювання процесу теплового навантаження плазмоструменевої свічки.*

Ключові слова*: система плазмового запалення; плазмоструменева свічка; теплове навантаження; експериментальний стенд*

Вступна частина

Метод плазмового займання і інтенсифікації горіння палива в енергетичних установках вивчається як у нас в країні, так і за кордоном. Теоретичні, експериментальні дослідження, а також випробування і експлуатація

розроблених зразків плазмових систем показують, що в даний час їх застосування є практично єдиним способом вирішення проблеми забезпечення стійкості і прискорення процесів горіння, підвищення повноти згоряння палива і зниження токсичності відпрацьованих газів. Плазмохімічний реактор складається з плазмотрона, що генерує повітряноплазмовий струмінь, і реакційної камери, в якій при взаємодії плазми з додатково підведеним паливом утворюється потік хімічно активних речовин, що здійснює тепловий, хімічний та гідродинамічний вплив на процес горіння в камері згоряння двигуна [1, 2].

Плазмохімічні пристрої знайшли широке використання в запальних системах камер згоряння сучасних енергетичних установок, зокрема газотурбінних двигунів. Досвід експлуатації газотурбінних двигунів типу ДГ80Л виявив ряд слабких елементів в системі плазмового займання палива, викликаних перегрівом дротів високої напруги, що живлять свічки запалення. При роботі ГТД корпус камери згоряння розігрівається до температури 773 К при навантаженні 19 МВт. При навантаженні 25 МВт температура нагріву корпусу камери згоряння значно вище 773 К. Від корпусу камери згоряння йде передача теплоти до дротів високої напруги як теплопровідністю через металеві корпуси конструкції свічок і кутника підключення, так і за рахунок випромінювання теплоти і конвекційного переміщення гарячого повітря. Через розігрів до понад 600 К ізоляція з фторопластових плівок дроту високої напруги втрачає свої властивості – плавиться і випаровується, оголюючи струмопровідну жилу всередині кутника. Гумова втулка ущільнення введення високовольтного дроту втрачає еластичність і стає твердою, нагріваючись до 578 К (рис. 1).

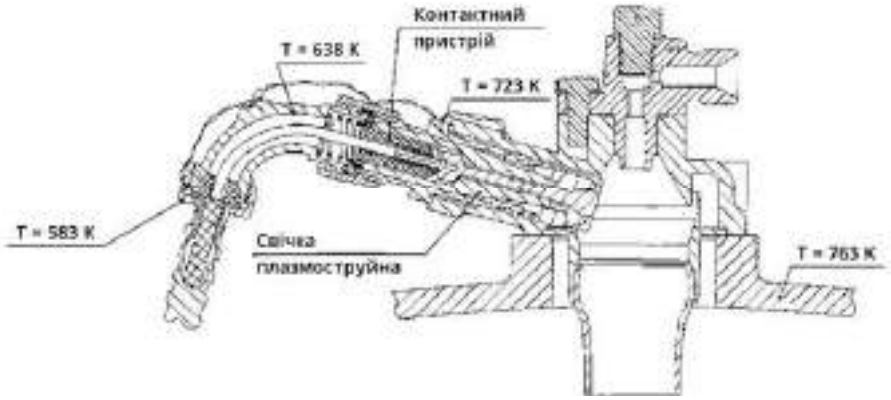


Рис. 1. Теплові показники плазмоструменевої свічки СП-1-2

Для зниження передачі теплоти від корпусу камери згоряння через свічку до дроту високої напруги розроблено модифіковану плазмоструменеву свічку СП-1-2М1 з радіатором-охолодником (рис. 2).

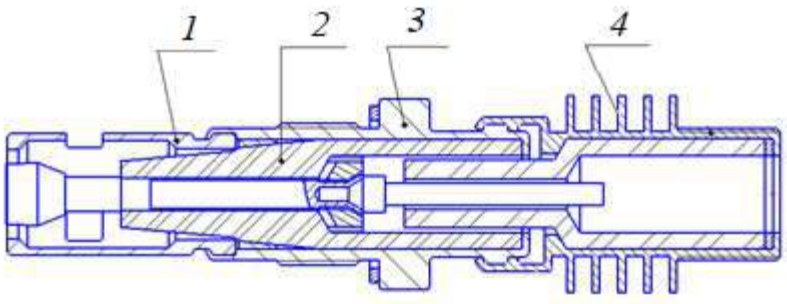


Рис. 2. Плазмоструменева свічка СП-1-2М1:
1 – анод; *2* – катодний вузол; *3* – корпус свічки; *4* – радіатор-охолодник з оребренням

Мета роботи – розробка експериментального стенду для моделювання теплового навантаження плазмоструменевої свічки СП-1-2М1.

Основна частина

У зв'язку з неможливістю виконати дослідження теплового навантаження свічок плазмового займання типу СП-1-2М1 в робочих умовах експлуатації був застосований метод фізичного моделювання за допомогою

експериментального стенду, розміщеного в лабораторії плазмотехнічних систем НУК ім. адмірала Макарова. Принципова схема стенду наведена на рис. 3, а на рис. 4 – загальний вид робочої ділянки у вигляді плазмоструменевої свічки СП-1-2М1, яка своєю кінцевою частиною поміщена у муфельну піч, де підтримувалась висока температура повітря. При розробці робочої ділянки максимальна увага приділялась подібності умов підведення та відведення теплоти до елементів свічки. Зокрема, підведення теплоти відбувалось за рахунок контактної теплопровідності у місцях з'єднання, а також інтенсивної конвекції та випромінювання при температурах вище 500 °С. Відведення теплоти відбувалось в умовах радіаційно-конвективного переносу від зовнішніх елементів зон охолодження, включаючи оребрений радіатор.

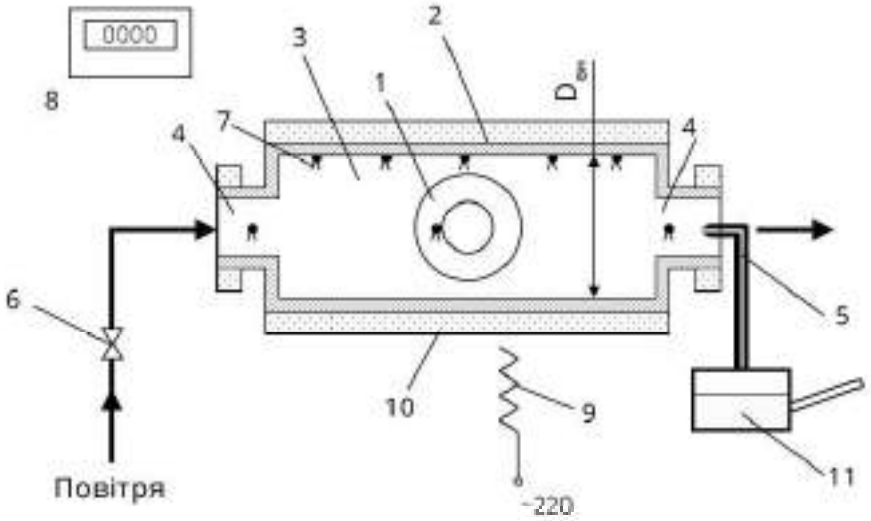
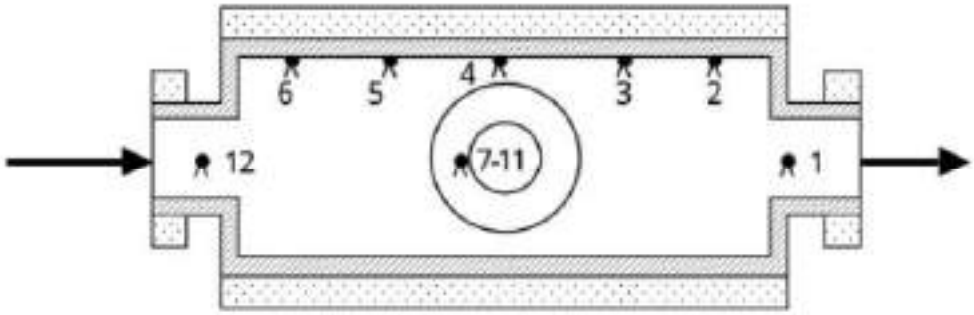


Рис. 3. Схема експериментальної установки: *1* – радіатор; *2* – теплообмінна трубка; *3* – кільцевий простір; *4* – повітропровід; *5* – трубка Піто-Прандтля; *6* – вентиль; *7* – термопари; *8* – цифровий індикатор; *9* – трансформатор напруги; *10* – ізоляція; *11* – мікроманометр.

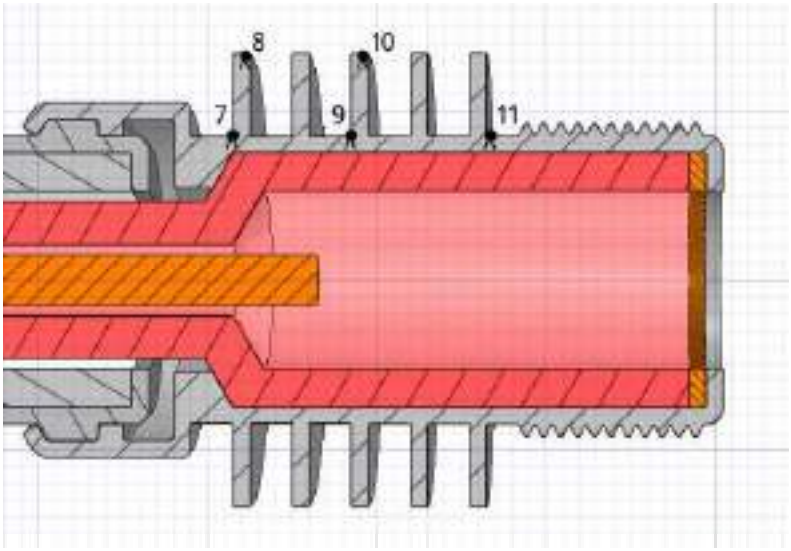
Рис. 4. Загальний вид робочої ділянки

Слід зазначити, що повне моделювання умов як підведення, так і відведення теплоти в цілому неможливе у зв'язку зі значною складністю натурних робочих процесів, зокрема наявністю турбулентних пульсацій потоку, впливу інтенсивної вібрації та аеродинамічних звукових коливань. Теплове навантаження дослідної свічки вимірювалось за показаннями хромель-копелевих термоелектричних перетворювачів (термопар), які підключались до автоматизованого вимірювального комплексу типу «Овен» з можливістю

цифрової обробки сигналів, осереднення, тощо. Схема розміщення термопар на робочий ділянці стенду наведена на рис. 5, *а* та *б*.



а



б

Рис. 5. Схема розміщення термопар: *а* – на робочій ділянці стенду;
б – на радіаторі (номери 7-11)

Висновки

1. Розглянуто недоліки в системі плазмового запалення палива газотурбінних двигунів типу ДГ80Л, які спричинені перегрівом дротів високої напруги, що живлять свічки запалення.

2. Розроблено експериментальний стенд для фізичного моделювання процесу теплового навантаження плазмоструменевої свічки.

Список літератури

1. Романовский, Г.Ф , Селезнева, Н.П., Качанов, А.В., Даценко, В.В. (1991). *Плазмоструйная свеча*, Материалы науч.-техн. конференции “Подготовка и сжигание топлив в судовых установках“. Николаев: НКИ.
2. Романовский, Г.Ф., Сербин, С.И. (1998). *Плазмохимические системы судовой энергетики.* Николаев: УГМТУ.

REFERENCES

1. Romanovskiy, G.F , Selezneva, N.P., Kachanov, A.V., Datsenko, V.V. (1991). *Plazmostruynaya svecha*, Materialy nauch.-tekhn. konferentsii “Podgotovka i szhiganiye topliv v sudovykh ustanovkakh“. Nikolayev: NKI.
2. Romanovskiy, G.F., Serbin, S.I. (1998). *Plazmokhimicheskiye sistemy sudovoy energetiki*. Nikolayev: UGMTU.

Dymo, B.V., Kachanov, S.S., Kachanov, S.V., Yepifanov, A.A

DEVELOPMENT OF A TEST BED FOR HEAT LOAD MODELING OF PLASMA IGNITION CANDLES OF SP-1-2M1 TYPE

***Annotation**. The drawbacks of the plasma ignition system of the DG80L-type gas turbine engines caused by the overheating of the high-voltage wires feeding the spark plugs are considered. An experimental test bed has been developed for the physical modeling of the heat load of a plasma-jet candle.*
***Keywords:** plasma ignition system; plasma ignition candle; heat load; experimental test bed*

Дымо, Б.В., Качанов, С.С., Качанов, С.В., Епифанов, А.А.
РАЗРАБОТКА СТЕНДА ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ СВЕЧЕК ПЛАЗМЕННОГО ВОСПЛАМЕНЕНИЯ ТИПА СП-1-2М1
***Аннотация.** Рассмотрены недостатки системы плазменного воспламенения топлива газотурбинных двигателей типа ДГ80Л, вызванные перегревом проводов высокого напряжения, питающих свечи зажигания. Разработан экспериментальный стенд для физического моделирования процесса тепловой нагрузки плазмоструйной свечи.*
***Ключевые слова:** система плазменного зажигания; плазмоструйная свеча; тепловая нагрузка; экспериментальный стенд*

УДК 621.45.034

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ УТВОРЕННЯ ОКСИДІВ АЗОТУ В ДВОПАЛИВНІЙ НИЗЬКОЕМІСІЙНІЙ КАМЕРІ ЗГОРЯННЯ ГТД

С. І. Сербін, д.т.н., професор [1]***, Б. Т. Діасамідзе, аспірант*** [2]
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, м. Миколаїв
[1] serhiy.serbin@nuos.edu.ua, [2] badri.diasamidze@nuos.edu.ua

***Анотація.** Запропоновано ефективний спосіб організації робочого процесу в двопаливній газотурбінній камері згоряння. Проведено теоретичні дослідження утворення оксидів азоту для різних способів впорскування рідкого палива в канали аксіально-радіальних завихрювачів низькоемісійної камері згоряння.*
***Ключові слова**: газотурбінний двигун; двопаливна низькоемісійна камера згоряння; процес горіння палив.*

Вступна частина. Під час раннього етапу проектування та розробки камер згоряння ГТД велика увага приділяється досягненню однорідності паливо-повітряної суміші та спалюванню цієї суміші без шкідливого впливу на елементи камери згоряння та ГТД в цілому. При проектуванні важливим також є питання екологічності камери згоряння. Рівень викидів оксидів азоту (NO_x) та оксидів вуглецю (CO) в камері згоряння залежить від температури горіння паливо-повітряної суміші та її однорідності. Дифузійні камери згоряння характеризуються високими температурами в первинній зоні горіння (>2500 К), що призводить до утворення високого рівня NO_x. Рівень емісії NO_x в камері згоряння дифузійного типу значно більше, ніж в низькоемісійній камері згоряння [1].

Застосування двопаливних газотурбінних двигунів є одним із перспективних напрямків підвищення ефективності й надійності енергетичних систем. Одним із актуальних питань є контроль емісії оксидів азоту при роботі як на газоподібному, так і рідкому паливах. ***Ціль роботи*** *– проаналізувати вплив способів впорскування рідкого палива на викиди оксидів азоту в газотурбінній низькоемісійній камері згоряння.*

Основна частина. Для підвищення ефективності процесів в двопаливній газотурбінній камері пропонується використовувати ідею попереднього перемішування рідкого і газоподібного палива з повітрям в аксіально-радіальних завихрювачах, дрібнодисперсного розпилювання рідкого палива високошвидкісним повітряним потоком після компресора високого тиску, а також активації збідненої паливо-повітряної суміші струминами низькотемпературної плазми, що забезпечить перехід з одного виду палива на інший без зупинки газотурбінного двигуна та мінімальні викиди токсичних компонентів на основних режимах роботи. Спираючись на експериментально-теоретичні дослідження компанії Siemens для камери згоряння SGT-750 [2] та дані роботи [3] проаналізовано можливість організації підвода рідкого палива в камері згоряння двигуна UGT25000 [4] за допомогою методів обчислювальної гідродинаміки (CFD),

Отримано розподіли викидів азоту залежно від виду способу підводу рідкого палива та його змішування з окиснювачем в каналах аксіально-радіальних завихрювачів. Розглянуто три способи підвода рідкого палива в пальниковий пристрій: 1) осьовий - з витратами палива через зовнішній (1) та внутрішній (2) канали завихрювачів 0,09495 та 0,00495 кг/с відповідно (рис. 1); 2) радіальний - з аналогічними витратами палива (рис. 2); 3) змішаний (радіально-відцентровий) з витратами палива через зовнішній та внутрішній канали завихрювачів 0,09193545 та 0,048375 кг/с відповідно та додатковим впорскуванням палива через центральну відцентрову форсунку (3) з витратою 0,003225 кг/с (рис. 3).

При проведенні тривимірних розрахунків в вихідному перерізі жарової труби камери згоряння отримано наступні значення емісії оксидів азоту для трьох розглянутих вище способів 675, 36 та 49 ppm відповідно.

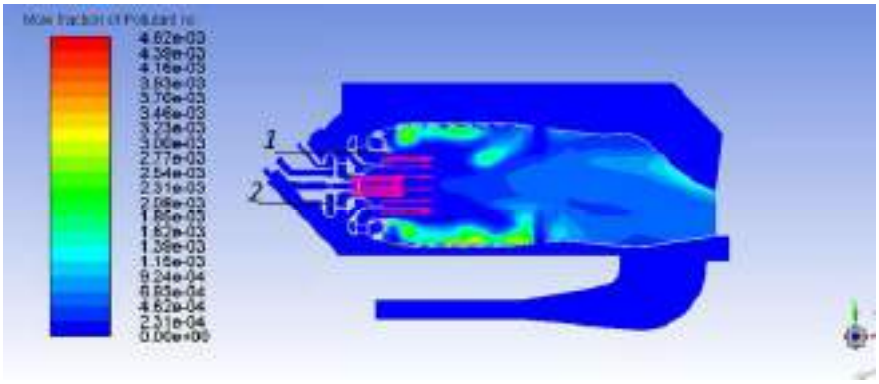


Рисунок 1 – Розподіл об'ємних концентрацій оксидів азоту повздовж жарової труби при осьовому підводі рідкого палива: 1 – зовнішній канал завихрювача; 2 – внутрішній канал завихрювача

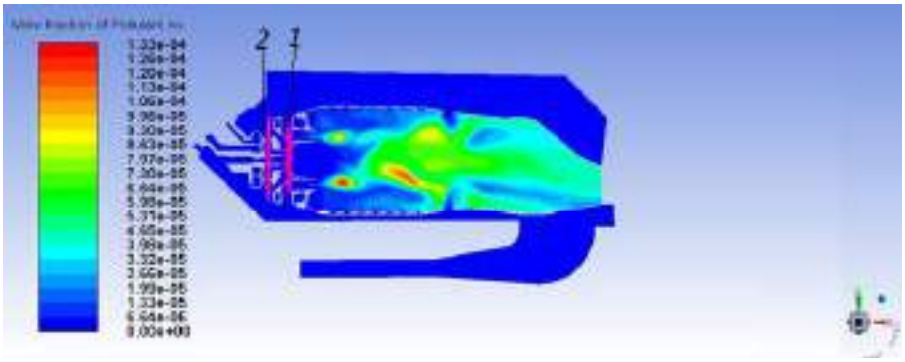


Рисунок 2 – Розподіл об'ємних концентрацій оксидів азоту повздовж жарової труби при радіальному підводі рідкого палива: 1 – зовнішній канал завихрювача; 2 – внутрішній канал завихрювала

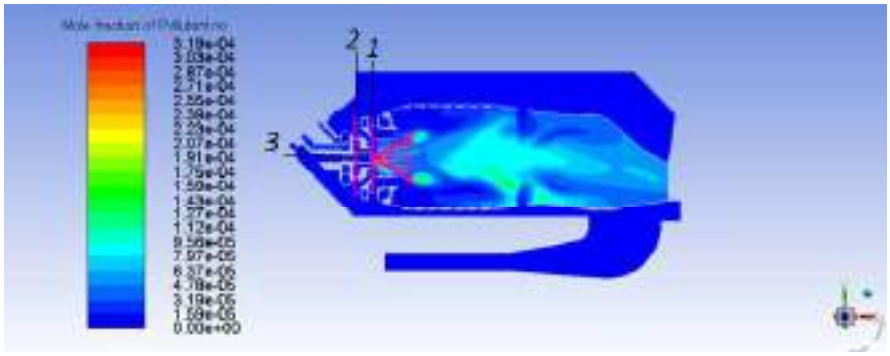


Рисунок 3 – Розподіл об'ємних концентрацій оксидів азоту повздовж жарової труби при радіально-відцентровому рідкого палива: 1 – зовнішній канал завихрювача; 2 – внутрішній канал завихрювала; 3 – центральна форсунка

Висновки. 1. Отриманні результати тривимірного математичного моделювання показали перспективність радіального способу підводу рідкого палива в канали аксіально-радіальних завихрювачів низькоемісійної камери згоряння ГТД. 2. Розрахункове значення емісії оксидів азоту в вихідному перерізі жарової труби становить біля 36 ppm, що відповідає сучасним вимогам на викиди токсичних компонентів газотурбінними двигунами.

Список літератури

[1] Welch, M., Igoe, B.M., Vilson, D. (2016). *Combustion, Fuels and Emissions for Industrial Gas Turbines*, Asia Turbomachinery & Pump Symposium, Singapore..
[2] Lindman, O., Andersson, M., Persson, M., Munktell, E. (2014). *Development of a liquid fuel combustion system for SGT-750 Proceedings of ASME Turbo Expo 2014:* Turbine Technical Conference and Exposition GT2014 June 16-20, 2014. Germany: Düsseldorf.
[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.

Serbin S., Diasamidze B.
Theoretical investigations of nitrogen oxides formation in a dual-fuel low-emission gas turbine combustor
An effective method of organizing the working process in a dual-fuel gas turbine combustor is proposed. Theoretical investigations of nitrogen oxides formation have been carried out for various methods of liquid 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., Диасамидзе Б. Т.
Теоретические исследования образования оксидов азота в двухтопливной низкоемиссионной камере сгорания ГТД
Предложен эффективный способ организации рабочего процесса в двухтопливными газотурбинной камере сгорания. Проведены теоретические исследования образования оксидов азота для различных способов впрыска жидкого топлива в каналы аксиально-радиальных завихрителей низкоэмиссионное камере сгорания.
Ключевые слова: *газотурбинный двигатель; двухтопливная низкоемиссионная камера сгорания; процесс горения.*

УДК 621.438

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ТІЛА ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК СКЛАДНИХ ЦИКЛІВ НА МАСОВІ ПОКАЗНИКИ ЇХ РЕГЕНЕРАТОРІВ

Горбов Віктор Михайлович, к.т.н., професор [1],
Соломонюк Денис Миколайович, к.т.н. [2]
[1,2] *Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова;*
[1,2] Україна, м. Миколаїв
[1] ORCID: 0000-0002-9697-8083, [2] ORCID 0000-0002-3479-9397

Анотація*. Проаналізовано вплив параметрів робочого тіла на масові показники регенераторів газотурбінних установок складних циклів. Встановлено, що найбільше зменшення маси регенератора слід очікувати при використанні проміжного охолодження (до 20–30 %) і проміжної регенерації (до 50 %).*
Ключові слова*: газотурбінні установки, регенерація теплоти, регенератор, коефіцієнт корисної дії, маса.*

Вступна частина. Завдяки високій агрегатній потужності, малим масо-габаритним показникам, високій маневреності, простоті конструкції, ремонту та обслуговування газотурбінні установки (ГТУ) отримали широке розповсюдження у різних галузях енергетики та транспорту [1], [2]. На сьогодні коефіцієнт корисної дії (ККД) ГТУ

простого циклу складає 35–38 %, а для ГТУ малої потужності ККД ще нижчий: близько 28 % при потужності 2,5–3 МВт, та 30–32 % при потужності 5–10 МВт [1], [2]. Донедавна основним способом підвищення ККД ГТУ було збільшення температури газу на виході із камери згоряння (t_3). Досягнутий на цей час рівень температур газу при використанні конвективного охолодження не перевищує 1300 °С, і на сьогодні можливості цього способу без розробки нових систем охолодження та впровадження нових матеріалів практично вичерпані [3]. Тому в останній час розробники газотурбінних установок активно розвивають складні цикли ГТУ [4] – [9]. На сьогодні склалася така практика, що дослідження циклу складної ГТУ, вибір її основних параметрів та параметрів робочого тіла на вході до регенератору проводяться без врахування їх впливу на масо-габаритні характеристики теплообмінника (наприклад [3], [4], [9]), хоча саме вони визначають масу, габарити та вартість цих установок. Таким чином, ***метою роботи*** є визначення впливу параметрів робочого тіла газотурбінної установки на масові показники регенератора.

Основна частина. Аналіз проведено для наступних складних циклів ГТУ: з регенерацією теплоти (ГТУ з Р), з регенерацією та проміжним охолодженням та/або перегрівом (ГТУ з Р та ПО, ГТУ з Р та ПП, ГТУ з Р, ПО та ПП), з проміжною регенерацією, коли регенератор розміщують у середині процесу розширення, або з повітряним утилізаційним контуром, в якому теплом вихлопних газів основного ГТД підігрівають робоче тіло у допоміжному двигуні. Оцінка масових показників регенераторів виконана за допомогою системи рівнянь [10], що пов'язує масу регенератора з режимними параметрами ГТУ і параметрами теплоносіїв: тисками холодного і гарячого теплоносіїв на вході до регенератора (P_x, $P_г$, МПа) та їх температурами (T_x, $T_г$, К).

Розрахунки виконані для гладкотрубчастого змійовикового регенератора проекту ДП НВКГ "Зоря" – "Машпроект"(рис. 1), опис конструкції якого приведено у [11] (повітря рухається у середині трубок, газ обтікає трубки ззовні). За величину, що характеризує масові показники регенератора, взято відносну масу m_q (т/(кВт/К)), яка є відношенням маси регенератора до мінімального з водяних еквівалентів теплоносіїв (холодного та гарячого), що рухаються через його теплообмінну матрицю.

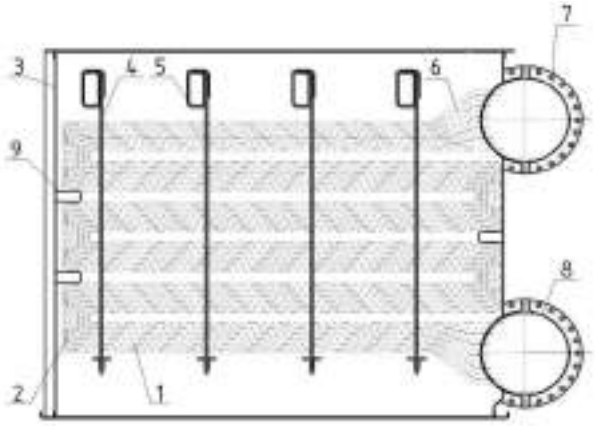
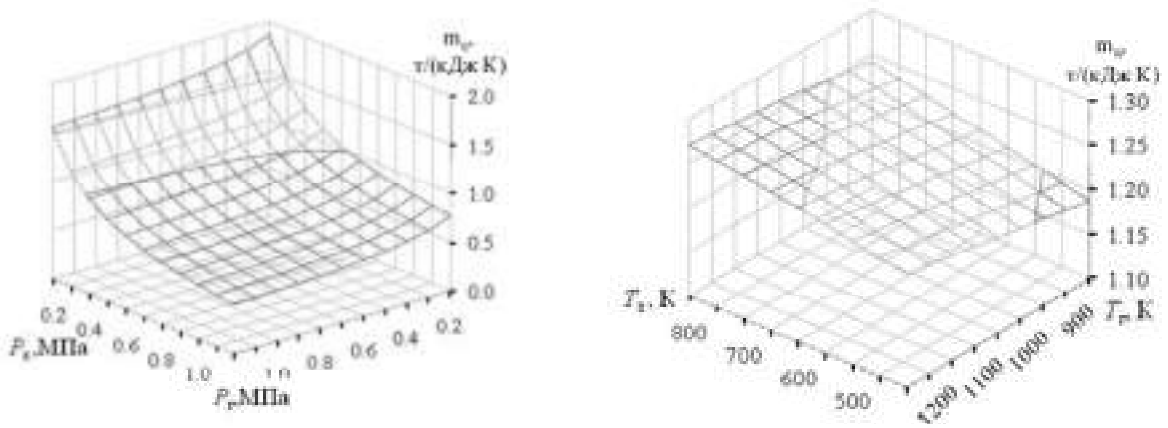


Рисунок 1. – Секція регенератора для ГТУ-16Р (ДП НВКГ "Зоря"-"Машпроект"):
1 – теплообмінний пакет із плоских змійовиків; 2 – калачі; 3 – корпус; 4 – проставки; 5 – балки; 6 – відводи; 7 – роздавальний повітряний колектор; 8 – збиральний повітряний колектор; 9 – витискувач

Розрахунки показали, що збільшення тиску призводить до зменшення маси за зворотньопропорційним законом (рис. 2, а). У гладкотрубчастому змійовиковому регенераторі (рис. 1), в якому повітря рухається у середині труб, а вихлопні гази омивають трубки ззовні, площа для проходу повітря значно менша, ніж площа для проходу газів, в результаті чого збільшення тиску повітря призводить до зміни маси на величину у 3...4 рази більшу, ніж аналогічна зміна тиску гарячого теплоносія. Температури теплоносіїв незначно впливають на масогабаритні показники регенератора: їх зміна на 100…200 К приводить до зміни маси на 1 % (рис. 2, б).



а) б)

Рисунок 2. – Залежність відносної маси регенератора від тисків (а) і температур (б) теплоносіїв.

Із розрахунку ГТУ складних циклів були визначені діапазони параметри теплоносіїв на вході до регенератору (у зоні максимального ККД), для яких з графіків (рис. 2) були отримані відповідні значення відносної маси m_q. Результати представлені у таблиці 1.

Таблиця 1 –Порівняння відносних мас регенераторів ГТУ різних схемних рішень (при t_3=900–1300°С, теплова ефективність регенератора ε=0,7–0,9)

Схема ГТУ	P_x, МПа	T_x, К	$P_г$, МПа	$T_г$, К	m_q, т/(кВт/К)
ГТУ з Р	0,50 – 1,3	475 – 635	0,105 – 0,11	756 – 1080	0,93 – 1,3
ГТУ з Р та ПО	0,7 – 2,2	450 –525	0,105 – 0,11	695–990	0,78 – 1,0
ГТУ з Р та ПП	0,60 – 1,6	510 – 680	0,105 – 0,11	845 – 1140	0,86 – 1,15
ГТУ з Р, ПО та ПП	0,95 – 3,0	465 – 550	0,105 – 0,11	745 – 1025	0,74 – 1,0
ГТУ з проміжною регенерацією	0,5 – 2,7	480 – 790	0,11 – 0,42	830 – 1175	0,45 – 1,3
ГТУ з повітряним утилізаційним контуром	0,2 – 0,4	410 – 475	0,105 – 0,11	750 – 800	1,3 – 1,95

Із аналізу представлених даних видно, що:

– введення проміжного охолодження зменшує відносну масу регенератора на 20–30 %, порівняно з регенеративним циклом;

– проміжний перегрів менш ефективний ніж проміжне охолодження, він знижує відносну масу на 15 %, порівняно з регенеративним циклом;

– одночасне використання проміжного охолодження і перегріву знижує відносну масу на 25–30 %, порівняно з регенеративним циклом;

– перспективною є проміжна регенерація: внаслідок збільшення тиску повітря і газу вона може знизити відносну масу регенератора майже вдвічі. Але її введення знижує питому потужність, що приведе до збільшення витрати робочого тіла, щоб забезпечити потрібну потужність ГТУ. Таким чином, абсолютна маса регенератора може змінитись незначно;

– найгірші показники отримані для ГТУ з повітряним утилізаційним контуром: внаслідок зниження тиску повітря відносна маса регенератора збільшилась у 1,5 разу.

Висновки. Вибір параметрів ГТУ складного циклу з регенерацією є комплексною задачею, оскільки вони впливають не тільки на економічні показники ГТУ, а й на масові показники регенератора і установки. Найбільше на масу теплообмінника впливає тиск теплоносіїв: його збільшення призводить до зменшення маси за зворотньопропорційним законом у декілька разів. При цьому слід враховувати вплив конструктивних особливостей теплообмінника, так у гладкотрубчастому регенераторі площа для проходу теплоносія у середині

труб менша, ніж при зовнішньому обтіканні, тому збільшення тиску теплоносія усередині труб призводить до зміни маси на величину у 3...4 рази більшу, ніж аналогічна зміна тиску теплоносія у міжтрубному просторі.

Найбільш перспективним з точки зору зменшення маси регенератора є використання проміжного охолодження, яке зменшує відносну масу регенератора на 20–30 % порівняно з регенеративним циклом, і на 5–15 % порівняно з використанням проміжного перегріву. Перспективною є також і проміжна регенерація: внаслідок збільшення тиску повітря і газу може знизити відносну масу регенератора майже вдвічі, а у ГТУ з повітряним утилізаційним контуром внаслідок зниження тиску повітря відносна маса регенератора збільшилась у 1,5 разу.

REFERENCES

[1] *Gas turbine world 2014-15 GTW handbook*. (Vol. 31.). (2015). Pequot Publishing Inc.

[2] Романов, В.И. (Ред.). (2005). *Николаевские газотурбинные двигатели и установки.* Николаев: Юг-Информ.

[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] Nkoi, B., Nikolaidis, T., Pilidis, P. (2013). Performance assessment of simple and modified cycle turboshaft gas turbines. *Propulsion and Power Research.* Vol. 2.(Issue 2). 96–106.

[5] Teraji, David. (2005) Mercury™ 50 Field Evaluation and Product Introduction. *Industrial Application of Gas Turbines Committee*.

[6] Weiler, C.L. (1996) WR–21 Design and Maintenance. *ASME paper*. № 96–GT–328.

[7] 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.

[8] 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.

[9] Тихоплав, В.Ю. (1990) Оптимизация термодинамического цикла ГТУ с промежуточной регенерацией. *Известия ВУЗов. Энергетика.* 11. 66–71.

[10] Gorbov, V., Solomonuk, D. (2016). Decreasing the mass indices of gas turbine engines regenerators by means of choosing rational parameters. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. №6/8(84), 12 – 23.

[11] Бєздєлова, О.М., Мовчан, С.М., Соломонюк, Д.М., Чобенко, В.М., Бочкарьов, Ю.В. (2013) Патент України 78601. Київ: Державне патентне відомство України.

Gorbov Viktor Michailovich, Solomoniuk Denys Nikolaevych

Influence of working fluid parameters of complex cycles gas turbine plants on mass indexes their regenerators

Annotation. *Influence of working fluid parameters of complex cycles gas turbine plants on mass indexes their regenerators is analyzed. Determined that biggest reduction of regenerators mass expected with using of intermediate cooling (about 20–30 %) or intermediate regeneration (about 50 %).*

Keywords: gas turbine plants, heat regeneration, regenerator, performance efficiency, mass

Горбов В.М., Соломонюк Д.Н.

Влияние параметров рабочего тела газотурбинных установок сложных циклов на массовые показатели их регенераторов

Аннотация. *Проанализировано влияние параметров рабочего тела на массовые показатели регенераторов газотурбинных установок сложных циклов. Установлено, что наибольшее уменьшение массы регенератора следует ожидать при использовании промежуточного охлаждения (до 20–30 %) и промежуточной регенерации (до 50 %).*

Ключевые слова: газотурбинные установки, регенерация теплоты, регенератор, коэффициент полезного действия, масса

УДК 551.46.09.

ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ГАЗОТУРБІННОГО НАДУВУ СУДНОВИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ

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. *Енергетична ефективність суднових двигунів внутрішнього згорання суттєво залежить від ефективності систем утилізації теплоти вихідних газів, однією із яких являється газотурбінний надув.*

Утилізація теплоти вихідних газів в системах газотурбінного надуву дозволяє суттєво збільшити потужність двигунів внутрішнього згорання та підвищити ефективний коефіцієнт корисної дії.

Застосування ексергетичного методу при термодинамічному аналізі систем газотурбінного надуву дозволяє враховувати не тільки кількісні характеристики енергетичних потоків , але і їх якість та визначити при цьому процеси з найбільшим рівнем необоротності, як в абсолютному так і в відносному визначенні .

Ключові слова*: Ексергія, енергетична ефективність, утилізація теплоти, газотурбінний надув, двигун внутрішнього згорання.*

Науково–технічний прогрес та розвиток енергомашинобудування обумовив суттєве підвищення енергетичної ефективності двигунів внутрішнього згорання(ДВЗ), які по праву відносяться до установок « малої» енергетики та знаходять широке застосування в різних галузях народного господарства у тому числі і в якості головних суднових енергетичних установок (СЕУ).

Підвищення термодинамічної ефективності СЕУ досягається у тому числі за рахунок утилізації робото спроможності (ексергії) вихідних газів, яка як відомо має три складові: термічну, яка базується на різниці температур, механічну, яка базується на різниці тисків вихідних газів та зовнішнього середовища та динамічну, яка базується на кінетичній енергії вихідного потоку газів [1,3].

Температурні потенціали вихідних газів сучасних ДВС лежать в межах 800-1000К, а тиск 0,7-1,0 Мпа. При цьому ексергетична складова вихідного потоку складає 40-60 % ексергії теплового потоку, який формується в камері згорання і тому являється суттєвим резервом для підвищення ефективності суднової енергетичної системи [2] .

В двохтактних двигунах максимальний тиск при згоранні палива підвищився до рівня 130 бар,а тиск систем надуву до 3,5-5,0 бар, що дозволило підняти середній ефективний тиск до рівня 15-17 бар.

В чотирьохтактних ДВЗ середній ефективний тиск підвищився до рівня 18-27 бар, а максимальний тиск згорання палива до 150-175 бар. Максимальний тиск розпилу палива підвищився до рівня 1300- 1800 бар [2].

Одним із засобів утилізації енергії вихідних газів є системи газодинамічного (газотурбінного) надуву, яка наряду з енергетичною доцільністю суттєво підвищує потужність ДВС.

Комплексна утилізація енергетичних потоків вихідних газів, наряду з вищевказаними удосконаленнями, дозволили підняти коефіцієнти перетворення енергії сучасних ДВЗ (ефективні ККД) до рівня 50-54 %.

Техніко-економічна ефективність процесів перетворення теплової енергії палива в теплоенергетичних установках , як відомо, суттєво залежить від термодинамічної досконалості (оборотності) процесів, які відбуваються в елементах (технічному обладнанні) установок[4].

Термодинамічний аналіз суднових утилізаційних систем виконується на основі методу функцій (універсальної ексергетичної функції), що дозволяє при цьому враховувати не тільки кількісну складову потоків енергії, але і оцінювати їх якість[1].

Ексергія потоку газу при цьому розраховується як максимальна робота яку можливо отримати в оборотних процесах при переході речовини до стану рівноваги з навколишнім середовищем .

На рис.1. ілюструється фізичний сенс поняття ексергії стану (потоку) речовини. Позицією 1 визначено термодинамічний стан потоку речовини, а позицією 0 термодинамічний стан навколишнього середовища [4].

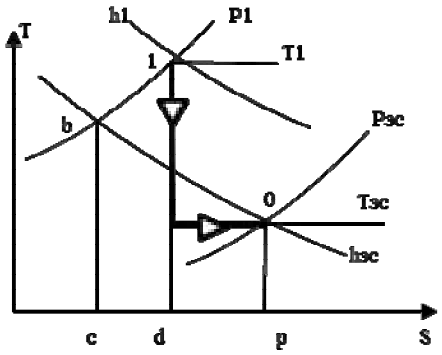


Рис. 1. Визначення ексергії потоку речовини

Оборотними процесами переходу в стан рівноваги є адіабатне розширення до температури навколишнього середовища (1-а) та підвід теплоти при температурі зовнішнього середовища (а – 0). Максимальна технічна питома робота (ексергія) при таких переходах розраховується як

$$e_1 = l_{1a} + l_{ao} = h_1 - h_a + T_m\left(s_a - s_o\right) - \left(h_a - h_o\right) = h_1 - h_o - T_{зс}\left(s_1 - s_o\right)$$

Ексергія теплового потоку розраховується з урахуванням термічного ккд циклу Карно [4]

$$E_Q = Q\,\frac{T_1 - T_{зс}}{T_1}$$

Ефективність процесів в теплоенергетичних системах при цьому розраховується як відношення ексергії потоків енергії на виході($\sum E_{вих}$) із установки до ексергії потоків на вході ($\sum E_{вх}$). Цей коефіцієнт показує рівень необоротності (наближення реальних процесів по відношенню до оборотних) та називається коефіцієнтом термодинамічного рівня (термодинамічної досконалості):

$$\eta_{экс} = \frac{\Sigma E_{вих}}{\Sigma E_{вх}} = \frac{\Sigma E_{вх} - \Sigma П_i}{\Sigma E_{вх}} = 1 - \frac{\Sigma П_i}{\Sigma E_{вх}},$$

Різниця між $\sum E_{вх}$ та $\sum E_{вих}$ відповідає втратам ексергії $\sum \Pi_i$ в елементах (процесах) системи, які обумовлюються необоротністю в кожному із реальних процесів та розраховується, як відомо, за рівнянням Гюі- Стодола[4]

$$\Sigma П_i = \Sigma T_{ср} \cdot \Delta S_i$$

де: ΔS_i - зростання ентропії системи в реальному процесі

$T_{ср}$ - абсолютна температура зовнішнього середовища.

Загалом втрати ексергії відповідають кількості деградованої енергії, яка надходить до зовнішнього середовища в виді теплового потоку.

Газодинамічний надув – це процес стиснення атмосферного повітря в газотурбінному агрегаті перед направленням в ДВЗ, який комбінується на основі відцентрованого компресору та газової турбіни, розташованих на одному валу та в одному корпусі. Турбоагрегат встановлюється у вихідному тракті ДВЗ, що дозволяє використовувати суттєву частину енергії (робото здатності) випускних газів, які в системах без надуву використовуються менш ефективно або викидаються до атмосфери. При цьому індикаторна потужність ДВЗ суттєво підвищується, що обумовлює зростання механічного ККД та відповідне зниження ефективної витрати палива

В сучасних ДВЗ застосовуються дві системи газотурбінного надуву : з імпульсним підводом газів до турбіни та ізобарним (при постійному тиску) [2].

При ізобарному процесі підводу теплоти вихідні гази спочатку переміщуються від циліндрів до випускного колектору з падінням тиску від а потім при постійному тиску г) подаються до турбіни де має місце політропне їх розширення .

Вибір системи надуву , базується на масову балансі повітря через турбокомпресор надуву G_k та газів через турбіну G_T, який встановлюється на основі енергетичного балансу турбоагрегату ($N_k = N_T$) [2].

При постійному тиску перед турбіною енергетичний баланс між потужністю компресора та турбіни забезпечується тільки при тисках надуву $p_s \geq$ 2 бара. При тисках $p_s \leq 2$ можливий тільки імпульсний надув за

рахунок підвищення енергії газів на відносну величину коефіцієнту імпульсивності. Інколи режим постійного тиску застосовується при $p_s \le 2$, коли вирівнювання енергетичного балансу турбоагрегату відбувається за рахунок застосування допоміжних нагнітачів або при зменшенні масової витрати повітря в ДВЗ [2].

В сучасних ДВЗ тиск надуву знаходиться в межах 0,3- 0, 5 Мпа і тому в подальшому аналізується газодинамічний турбонадув з постійним тиском (з колектором). При цьому частина ексергії потоку , яка пов'язана зі швидкістю потоку (динамічна складова) безповоротно втрачається.

Відповідно до рекомендацій [2] заряд повітря G_S (масова витрата повітря в ДВЗ) , яке стискується в турбокомпресорі надуву,

$$G_S = V_S p_S \eta_H \varphi_a$$

може забезпечуватись за рахунок високого рівня надуву (підвищення густини повітря p_s), за рахунок збільшення коефіцієнту наповнення η_H при удосконаленні процесу газообміну та відповідного коефіцієнта продувки φ_a

Зменшення коефіцієнту продувки не є бажаним так, як при цьому знижується якість продувки циліндрів, підвищується температура робочих поверхонь та рівень теплової напруги циліндрово - поршневої групи [2].

Потужність компресору надуву розраховується за наступною залежністю

$$N_K = \frac{l_K}{\eta_K} G_S$$

Питома робота політропного стиснення в турбокомпресорі, кДж/кг

$$l_K = \frac{n}{n-1} R T_o \left(\pi_k^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$$

$\pi = p_к / p_0$ - рівень підвищення тиску в компресорі;

n=1,6-2,0 - рекомендовані показник політропи стиснення для систем газодинамічного надуву [2].

R-газова постійна повітря , кД ж/кг К;

Масова витрата повітря через ДВЗ (турбокомпресор) залежить від ефективної потужності двигуна - N_e, відносної витрати палива - g_e , коефіцієнту надлишку продувного повітря φ_a = 1,55-1,85,

коефіцієнту надлишку повітря при згоранні палива – а = 2-3 , теоретично необхідна витрата повітря при згорані 1 кг палива - L_o = 14,3 кг/кг та розраховується наступним чином [2].

$$G_K = g_e \cdot N_e \cdot L_o \cdot a \cdot \varphi_a / 360($$

Механічна потужність газової турбіни, кВт

$$N_T = G_T \cdot l_T \cdot \eta_T$$

Витрата газу через турбіну, кг/с

$$G_T = g_e N_e (1 + L_o a \varphi_a) / 3600$$

Ефективний коефіцієнт корисної дії турбіни визначається за характеристиками турбіни або приймається в межах 0,8-0,85 для турбін постійного тиску та 0,65-0,7 для турбін імпульсного типу[2] .

В разі , коли потужність турбіни перевищує потужність компресору, необхідно надлишкову частину газів направити через байпасний вентиль до силової турбіни, утилізаційного котла або в атмосферу. В тому разі, коли потужність турбіни недостатня, необхідно підвищити температуру газів перед турбіною .

Аналіз ефективності енергетичних перетворювань в системі газотурбінного надуву суднового двохтактного дизельного двигуна виконувався на основі ексергетичний методу, який в цьому разі є найбільш доцільним. Параметри надувного повітря приймались на рівні 3,5 Бар та температурі 318 К. при температурі зовнішнього середовища 303 К та нормальному атмосферному тиску. Вологість повітря в силу незначного впливу при цьому не враховувалась

Для аналізу була вибрана система з ізобарним надувом, що дозволяє не враховувати кінетичну складову ексергії потоку газів на виході із ДВС, який направляється із усіх циліндрів до газового колектору.

Основні параметри, які використовувались при аналізі, вибирались із розрахунку індикаторного процесу суднового двохтактного двигуна з ефективною потужністю 16787 кВт. Масова витрата повітря через

турбокомпресор розраховується в залежності від механічної потужності ДВЗ, питомої витрати палива, теоретично необхідного повітря для спалювання палива,коефіцієнта надлишкового повітря та коефіцієнту продувного повітря і складає для турбокомпресору компресору надуву $G_к$ = 48,46 кг/с , що відповідає потужності компресору Nк = 8944 кВт .

При умові, що ввесь газ після ДВС буде направлятись на турбіну системи надуву її потужність буде складати N_T =12440 кВт . При цьому має місце значне перевищення потужності турбіни по відношенню до потужності компресору що обумовлює енергетичний дисбаланс турбокомпресорного агрегату .

Так як тиск надувного повітря перевищує 2 кг/см^2, то відповідно до рекомендацій [2], масову витрата газів , які подаються на турбіну необхідно визначати із рівняння енергетичного балансу потужності турбокомпресору (Nk) та газової турбіни (N_T) .

$$N_K = N_{T.} \cdot \eta_M$$

або

$$G_T \cdot l_{T.} \cdot \eta_T \cdot \eta_M = \frac{G_{K.} l_K}{\eta_K}$$

де: η_T - політропний коефіцієнт корисної дії турбіни,

l_T- питома робота політропного розширення , кДж/кг

η_M- механічний коефіцієнт корисної дії

l_T- питома робота політропного стиснення

$\eta_к$ - політропний коефіцієнт корисної дії компресору

Таким чином масова витрата повітря через систему турбонадуву складає $G_к$ = 48,46 кг/с, а масова витрата вихідних газів , які подаються на турбіну, розрахована із рівняння енергетичного балансу турбоагрегату складає G_T^l = 21,4 кг/с , що відповідає потужності 8944 кВт. . Тому частину газу після ДВЗ в кількості G_p= 27,06 кг/с необхідно подавати через байпасну систему до інших утилізаційних систем , в якості яких можуть застосовуватись утилізаційні паротурбінні установки або утилізаційні нагрівачі води та парогенератори [3].

Розрахункові параметри ДВЗ використовувались при розрахунках ексергії енергетичних потоків [1] та втрат ексергії, обумовлених необоротністю процесів[4].

Результати розрахунків приводяться в вигляді діаграми потоків ексергії системи газотурбінного надуву яка показана на рис.2.

Як видно із діаграми потоків ексергії , при відношенні ексергії надувного повітря Ex_4 до ексергії газів, які направляються на турбіну $Ex_T = Ex_1 - Ex_2 - \Delta Ex_1$, ексергетичний коефіцієнт корисної дії системи газотурбінного надуву дорівнює 32,5 % .

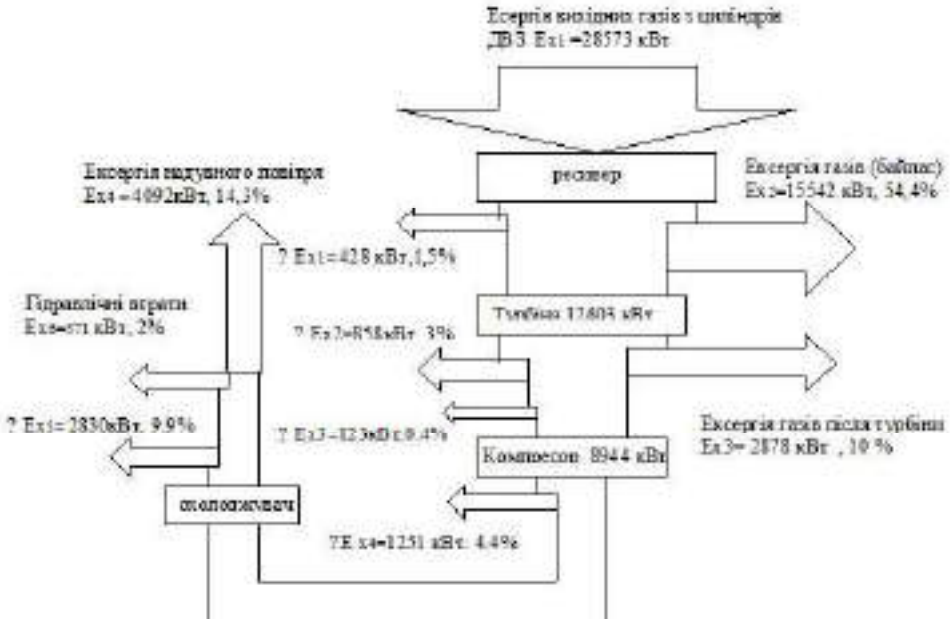


Рис.2. Діаграма потоків ексергії в системі газотурбінного надуву.

Загальна ексергія потоку вихідних газів після ДВЗ складає Ex_1 = 28273 квт , частина якої в кількості 45,6% направляється на турбіну системи газотурбінного надуву, а решта 54,4 % через байпас в систему утилізації (до силової турбіни, утилізаційного котла або в атмосферу). Втрати ексергії в ресивері, обумовлені деградацією кінетичної енергії газу та тепловою радіацією складають 1,5 %.

В якості вихідної ексергії розглядається ексергія надувного повітря Ex_4 = 4092кВт, що складає 14,3% від загальної кількості ексергії після ДВЗ або 32,5 % від ексергії потоку газів який направляється на турбіну.

Втрати ексергії при розширені газу в турбіні ΔEx_2 складають відповідно 3 % по відношенню до ексергії газів після ДВЗ або 7 % по відношенню до ексергії газів перед турбіною , в компресорі ΔEx_4 відповідно – 4,4 % (14%) , а механічні втрати ΔEx_3 відповідно 0,4% (1%)

Ексергія газу після турбіни складає 10 % ексергії газів після ДВЗ або 22,8 % по відношенню до вхідної на турбіну ексергії, що являється резервом для підвищення загальної енергетичної ефективності і тому може бути використана для виробництва насиченої пари низького тиску, нагрівання води або для виробництва холоду в тепловикористовуючих холодильних машинах[3].

Втрати ексергії при стиснені повітря в турбокомпресорі $\Delta E\ x_4$=1251 кВт складають відповідно 4,3 % (10 %) та можуть зменшуватись при підвищенні ефективності процесу стиснення. Ефективність процесу стиснення залежить від політропного ККД, який в свою чергу обумовлюється інтенсивністю теплообміну при стисненні повітря та роботою турбокомпресору в розрахункових режимах. Як відомо, показник політропи стиснення повітря в турбокомпресорах суднових систем турбонадуву лежить в межах 1,6 - 2,0.

Суттєві втрати ексергії мають місце в охолоджувачі стиснутого повітря Δ Ex_5= 2830кВт, що складає 22% від ексергії потоку, який подається на турбіну. Знизити такі втрати ексергії можливо при зменшенні різниці температур в охолоджувачі або підвищенні термічного потенціалу потоку при застосуванні теплового насосу.

На основі виконаного аналізу визначаються найбільш неефективні з термодинамічної точки зору процеси та визначаються заходи , які необхідно застосувати першочергово для підвищення енергетичної ефективності системи турбонадуву.

Але кінцеві рішення при оптимізації системи газотурбінного надуву , або її елементів завжди необхідно приймати на основі мінімізації приведених витрат , які базуються на компромісному врахуванні не тільки термодинамічних вимог та рекомендацій але і відповідних економічних та екологічних вимог та затрат.

REFERENCES

1. Бродянский В.М., Фратшер В., Михалек К.(1988). Эксергетический метод и его приложения. М.: Энергоиздат.
2. Возницкий И.В. Пунда А.С.(2008).Судовые двигатели внутреннего сгорания, Том 2. Москва: МОРКНИГА.
3. Захаров Ю.В. (2006). Перспективные направления утилизации низкопотенциальной теплоты вторичных энергоресурсов судовых дизельных установок. Сборник трудов НКУ, №4 (409) , 128-131.
4. Мартыновский В.С. (1979). Цикли, схеми и характеристики термотрансформаторов. Москва : Енергия.

Yaroshenko V.M.

Exergy analysis of gas turbine supercharging of ship internal combustion engines

Annotation. *The energy efficiency of shipboard internal combustion engines substantially depends on the efficiency of the heat recovery systems of flue gases, one of which is a gas turbine inflating.*

Utilization of the heat of exhaust gases in gas turbine supercharging systems can significantly increase the power of internal combustion engines and increase the effective efficiency

The application of the exergy method in thermodynamic analysis of gas turbine supercharging systems allows one to take into account not only the quantitative characteristics of the energy flows, but also their quality and to determine the processes with the highest level of irreversibility, both in absolute and relative terms.

Keywords*: Exergy, energy efficiency, heat utilization, gas turbine inflating, internal combustion engine*

Ярошенко В.М.

Эксергетический анализ газотурбинного наддува судовых двигателей внутреннего сгорания

Аннотация.*Энергетическая эффективность судовых двигателей внутреннего сгорания существенно зависит от эффективности систем утилизации теплоты уходящих газов, одной из которых является газотурбинный надув.*

Утилизация теплоты уходящих газов в системах газотурбинного наддува позволяет существенно увеличить мощность двигателей внутреннего сгорания и повысить эффективный коэффициент полезного действия

Применение эксергетического метода при термодинамическом анализе систем газотурбинного наддува позволяет учитывать не только количественные характеристики энергетических потоков, но и их качество и определять при этом процессы с наибольшим уровнем необратимости, как в абсолютном так и в относительном определении.

***Ключевые слова**: Эксергия, энергетическая эффективность, утилизация теплоты, газотурбинный надув, двигатель внутреннего сгорания*

УДК 621.125.002

ПОВЫШЕНИЕ ТЕРМИЧЕСКОГО КПД И УДЕЛЬНОЙ РАБОТЫ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Вассерман А.А., д.т.н. профессор[1], Слынько А.Г., к.т.н. доцент[2]
[1,2]Одесский национальный морской университет
[1,2]Украина, Одесса
[1]avas@paco.net [2]asg_37@ukr.net

Аннотация. Предлагается способ осуществления термодинамического цикла паротурбинных установок (ПТУ), при котором давление конденсации пара не зависит от температуры окружающей среды благодаря охлаждению жидкости, обеспечивающей конденсацию. Охлаждение осуществляется с помощью телоиспользующей холодильной установки. Расчёт цикла ПТУ показал эффективность этого способа, который целесообразно внедрить в практику.
Ключевые слова: паротурбинная установка; конденсация водяного пара; теплоис-пользующая холодильная установка

Введение. Для повышения работы расширения пара в ПТУ необходимо давление конденсации пара поддерживать как можно ниже. В обычных ПТУ это давление ограничивается температурой забортной воды либо воды, охлаждаемой в градирне. Это в свою очередь ограничивает значения термического КПД и удельной работі таких ПТУ.

В настоящей работе предлагается способ осуществления термодинамического цикла ПТУ, при котором давление конденсации пара не зависит от температуры окружающей среды, и его значение регулируется температурой охлаждения жидкости, обеспечивающей конденсацию. Жидкость охлаждается с помощью утилизационной абсорбционной холодильной установки, работающей на уходящих газах парового котла этой ПТУ. Обоснование такого способа осуществления термодинамического цикла ПТУ является **целью работы**.

Основная часть. Эффективность предлагаемого способа проверена на примере установки с начальными параметрами пара p_1=3,0 МПа, t_1= 500°С с промежуточным перегревом пара при $p_{пр}$=0,5 МПа, $t_{пр}$= 480°С. На рис. 1 приведена принципиальная схема такой ПТУ. Пар, получаемый в паровом котле 1, перегревается в первичном пароперегревателе 2. Расширившись в турбине высокого давления (ТВД) 4 до промежуточного давления, пар повторно перегревается во вторичном пароперегревателе 3, после чего подаётся в турбину низкого давления (ТНД) 5, где расширяется до давления значительно ниже атмосферного. Это давление зависит от температуры холодоносителя, охлаждаемого в утилизационной абсорбционной холодильной установке (УАХУ) 9, генератор пара которой подогревается уходящими газами котла. В качестве холодоносителя до давления конденсации $p_к$= 0,002 МПа (температуры конденсации $t_к$=17,5°С) можно использовать обычную воду, циркулирующую по замкнутому контуру через испаритель УАХУ и конденсатор пара 6. Соответствующее давление конденсации создаётся и поддерживается в конденсаторе вакуумным насосом 8. При меньших значениях $p_к$ следует переходить к специальным рассолам.

Для иллюстрации эффективности предлагаемого способа осуществления цикла ПТУ нами выполнены соответствующие расчёты. В качестве базового принят цикл с давлением конденсации пара $p_к$ = 0,005 МПа,

остальные циклы рассчитывались с меньшими значениями $p_к$ с шагом 0,001 МПа. Рассчитанные характеристики циклов приведены в табл. 1.

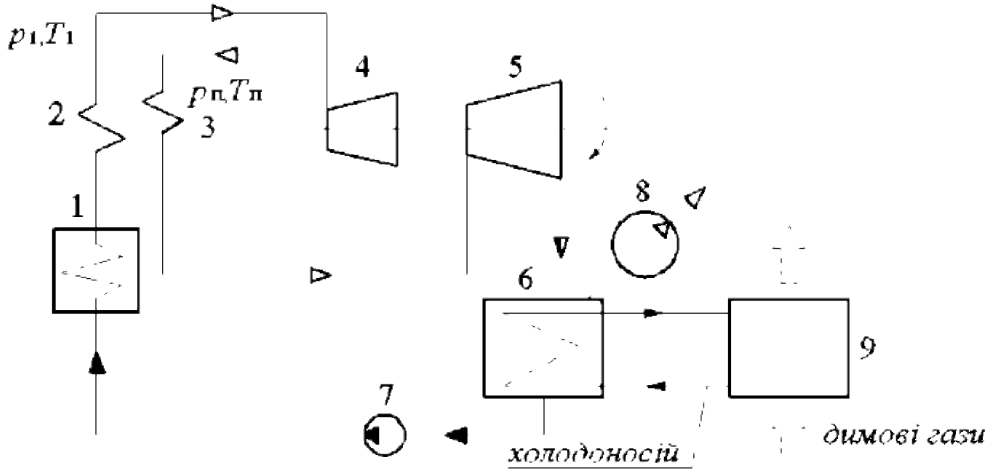


Рис. 1. Принципиальная схема ПТУ с конденсацией пара с помощью холодоносителя:

1- паровой котёл, 2 - первичный пароперегреватель, 3 - промежуточный пароперегреватель, 4 - ТВД, 5 - ТНД, 6 - конденсатор, 7 – питательный насос, 8 - вакуумный насос, 9 – УАХУ.

Таблица 1. Характеристики циклов ПТУ в зависимости от давления конденсации пара

Наименование характеристик	Давление конденсации пара $p_к$, МПа				
	0,005	0,004	0,003	0,002	0,001
Термический КПД	0,3945	0,4005	0,4081	0,4183	0,4346
Увеличение КПД, %	—	1,52	3,45	6,03	10,16
Работа расширения пара, кДж/кг	1506	1536	1573	1624	1707
Увеличение работы расширения, %	—	2,0	4,4	7,8	13,3
Температура конденсации, °С	32,87	28,96	24,08	17,50	6,97
Степень сухости пара в конце расширения в ТНД	0,9544	0,9453	0,9339	0,9185	0,8938

Анализируя табличные данные, можно заключить, что со снижением давления конденсации пара повышаются термический КПД и удельная работа расширения пара и уменьшаются температура конденсации и степень сухости пара в конце расширения. Однако последняя остаётся больше предельно допустимого значения 0,86 (при принятых в расчётах параметрах пара).

Полученные результаты дают основание утверждать, что при проектировании мощных стационарных ПТУ целесообразно предусматривать максимально-реализуемый вакуум в конденсаторе. Благодаря этому существенно повысятся значения термического и эффективного КПД установки и работа расширения пара.

Современные ПТУ работают при более высоком начальном давлении пара, чем принято в проверочном расчёте. При глубоком вакууме в конденсаторе это может привести к существенному уменьшению степени сухости пара в конце его расширения в ТНД по сравнению с указанной выше предельно-допустимой. Поэтому выполнены расчёты циклов ПТУ с начальным давлением пара, превышающем 3 МПа.

Для иллюстрационных расчётов выбраны циклы с начальными параметрами пара p_1=10 и 15 МПа и t_1= 500°С, с соответствующими промежуточными перегревами пара при $p_{пр}$=2 и 3 МПа и $t_{пр}$= 480°С и с конденсацией пара при $p_к$ = 0,005 МПа. Модифицируемые циклы рассчитывались с меньшими значениями $p_к$ с шагом 0,001 МПа. Значения термического КПД и степени сухости пара приведены в таблице 2.

Таблица 2. Некоторые характеристики циклов ПТУ в зависимости от давления конденсации пара при одном промежуточном перегреве.

Наименование характеристик цикла	Давление промпере-грева, МПа	Давление конденсации пара ,$p_к$ МПа				
		0,005	0,004	0,003	0,002	0,001
Термический КПД	2	0,4325	0,4379	0,4446	0,4536	0,4682
	3	0,4432	0,4483	0,4548	0,4635	0,4775
Увеличение КПД, %	2	—	1,25	2,80	4,88	8,25
	3	—	1,15	2,62	4,58	7,74
Степень сухости пара в конце расшир. в ТНД	2	0,8714	0,8637	0,8540	0,8409	0.8197
	3	0,8463	0,8390	0,8298	0,8173	0,7973

Из таблицы 2 видно, что с увеличением начального давления и давления промперегрева пара при фиксированной температуре перегрева и снижении давления конденсации пара повышаются значения термического КПД, но уменьшается степень сухости пара в конце расширения в ТНД и становится ниже допустимого значения 0,86. Для сохранения степени сухости пара в конце расширения необходимо включить в цикл ПТУ второй промежуточный перегрев пара. Поэтому выполнены дополнительные расчёты при температуре второго промперегрева 460°С и его давлении 0,5 МПа для первого варианта базового цикла и 0,7 МПа для второго. Результаты этих расчётов представлены в таблице 3.

Таблица 3. Некоторые характеристики циклов ПТУ в зависимости от давления конденсации пара при включении второго промежуточного перегрева

Наименование характеристик	Давления промперегревов, МПа	Давление конденсации пара ,$p_к$ МПа				
		0,005	0,004	0,003	0,002	0,001
Термический КПД	2 и 0,5	0,4407	0,4461	0,4528	0,4619	0,4766
	3 и 0,7	0,4504	0,4556	0,4622	0,4710	0,4852
Увеличение КПД по сравнению с циклом при $p_к$=0,005 МПа, %	2 и 0,5	—	1,23	2,75	4,81	8,15
	3 и 0,7	—	1,15	2,62	4,57	7,73
Увеличение КПД по сравнению с одним промперегревом, %	2 и 0,5	1,90	1,87	1,84	1,83	1,79
	3 и 0,7	1,62	1,63	1,63	1,62	1,61
Работа расширения пара, кДж/кг	2 и 0,5	1818,2	1847,7	1882,7	1935,2	2017,2
	3 и 0,7	1856,3	1885,2	1921,4	1970,9	2051,2
Увеличение работы по сравнению с циклом при $p_к$=0,005 МПа	2 и 0,5	—	1,62	3,55	6,43	10,94
	3 и 0,7	—	1,56	3,51	6,17	10,50
Степень сухости пара в конце расширения в ТНД	2 и 0,5	0,9472	0,9382	0,9269	0,9117	0.8873
	3 и 0,7	0,9273	0,9186	0,9077	0,8931	0,8695

Из таблицы 3 видно, что при глубоком вакууме в конденсаторе и использовании двух промежуточных перегревов пара:

– термический КПД увеличивается примерно на 8 % по сравнению с циклом при давлении конденсации 0,005 МПа и на 1,6…1,9 % по сравнению с циклом с одним промперегревом;

– работа расширения пара увеличивается более чем на 10 % по сравнению с циклом при давлении конденсации 0,005 МПа;

– степень сухости пара в конце расширения в ТНД остаётся в допустимых пределах.

Выводы. Результаты проведенных расчётов показали, что при проектировании мощных стационарных ПТ желательно задавать глубокий вакуум в конденсаторе. Это существенно повысит термический КПД цикла.

Использование при этом закрытой системы охлаждения конденсирующегося пара исключит зависимость КПД от температуры окружающей среды и улучшит условия работы конденсатора.

При проектировании ПТУ с глубоким вакуумом в конденсаторе и высоким начальным давлением пара следует предусматривать два промежуточных перегрева пара. Это обеспечит допустимое значение степени сухости пара в конце расширения в ТНД и повышение термического КПД цикла примерно на 2% по сравнению с КПД цикла с одним промперегревом.

Благодаря повышению КПД экономический эффект при эксплуатации модифицированной ПТУ превысит капитальные затраты, связанные с использованием утилизационной абсорбционной холодильной установки, более мощных вакуумных насосов и, при необходимости, второго промперегрева.

Vasserman A.A., Slyn`ko A.G.

LOWERING MIDDLE TEMPERATURE OF HEAT REMOVE IN STEAM TURBINE PLANT

The method of realization of steam turbine plant (STP) thermodynamic cycle is proposed. At this method the pressure of vapor condensation not depends from surroundings temperature. It is achieved by cooling of liquid which ensure condensation. Cooling is achieved by means of refrigerating plant which use heat. Calculation of STP cycle showed effectiveness of this method which expediently inculcate on practice.

Keywords: *steam turbine plant; condensation of water vapor; refrigerating plant which use heat.*

Вассерман Олександр Анатолійович, Слинько Олексій Григорович

ПІДВИЩЕННЯ ТЕРМІЧНОГО ККД І ПИТОМОЇ РОБОТИ ПАРОТУРБІННИХ УСТАНОВОК

Аннотація. Пропонується спосіб здійснення термодинамічного циклу паротурбінних установок (ПТУ), при якому тиск конденсації пари не залежить від температури оточуючого середовища, завдяки охолодженню рідини, яка забезпечує конденсацію. Охолодження здійснюється за допомогою тепловикористовуючої холодильної установки. Розрахунок циклу ПТУ показав ефективність цього способу, який доцільно впровадити в практику.

Ключові слова: паротурбінна установка; конденсація водяної пари, тепловикористовуюча холодильна установка .

УДК 629.12.06

ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ СПГ В ДВОПАЛИВНИХ ДВЗ СЕУ

Наливайко В.С., к.т.н., проф. НУК,
Національний університет кораблебудування імені адм. Макарова
Мисько В.О., старший викладач,
Авдюнін Р.Ю., викладач,
Румак П. В., Руденко О. В., студенти
Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адм. Макарова

Анотація. *У роботі представлена концепція вирішення проблеми по переводу водного транспорту на газомоторне паливо. Розглянуто доступні способи використання газомоторного палива. Наведено основні переваги та недоліки двигунів, що працюються на СПГ.*

Ключові слова: ДВЗ; газодизель.

Міжнародне екологічне законодавство в суднохідній сфері підвищує вимоги кожного року. До 2020 року рівень максимального вмісту сірки в паливах буде не більше 0,5%. Це унеможливить використання високов'язких сортів палива. Сірка знаходиться в структурі смолистих та парафінистих фракцій нафтових складових, які в паливній апаратурі являються змащувальною плівкою. Видалення сірки із цих палив приведуть до інтенсивного зношування паливної апаратури [1].

Всі ці проблеми стимулюватимуть інноваційний прорив у використанні природного газу "метану" для енергетичних установок. Двопаливні технології (DF) будуть поступово змінюватись на газодизелі, де рідиноподібні палива будуть мати тільки запально-пілотну функцію.

Основні переваги газового палива по енергетичним властивостям по відношенню до палива на основі нафти є вища питома теплота згоряння, стехіометричне відношення (кількістю повітря, необхідного для повного згоряння палива) і більш низька теплота згоряння стехіометричної суміші.

По питомим затратам праці, капіталовкладень і споживчій ціні - газ значно економніше нафтового палива. В прогресивних судноплавних компаніях у 2018 році виконано розрахунки по економії палива при використанні природного газу на танкерах. Аналізували експлуатацію танкерів-газовозів типу "Афрамакс" з дедвейтом 114 000 тон з льодовим класом Arc. 4, та нафтоналивних танкерів з дедвейтом 113 000 тон з льодовим класом ICE-18 (корпус 1A), економія склала 20…25%.

У Світі вже до 2021 року буде побудовано кілька сотень великотоннажних суден різних призначень, які працюватимуть на скрапленому природному газі (СПГ).

Велике значення має простота використання газу: немає потреби в спеціальній обробці палива та підготовки в складних технологічних засобах в яких проходять підготовку нафтові палива. В процесах сумішоутворення газ легко змішується з повітрям. Використання газового палива дозволятиме значно покращити екологічну ситуацію, значно зменшивши забруднення морського довкілля з випускними газами ДВЗ:

- повністю будуть зниженні викиди сірки;
- на 90% будуть зниженні викиди (NO_x);
- на 30% будуть зниженні викиди (CO_2).

Для широкого використання газу в судноплавстві необхідне створення Світової інфраструктури бункерних систем. Для танкерів-газовозів ця проблема була вирішена значно раніше. На суднах LNG при перевезеннях природного газу в рідиноподібному стані (газ від 0,2 до 0,3% за добу від об'єму випаровувався). Спочатку його використовували тільки в головному двигуні, а сьогодні в дизель-генераторах та котлах. Такі технічні рішення дозволені класифікаційними товариствами. Вдвічі менша ніж повітря густина і високий коефіцієнт дифузії забезпечує легке видалення із приміщень.

Технології зберігання та розміщення бункеру, на суднах різного призначення різні. Наприклад на сучасних контейнеровозах газ розміщують в балонах розміром з Міжнародний контейнер (ISO-Контейнер). Кількість балонів пов'язана з дальністю плавання, розміщують на верхній палубі біля надбудови. Для зменшення їх ваги використовуються нові матеріали багатошарових конструкцій з міцністю в 10 раз більшою ніж у сталі.

У зв'язку з великою перспективою використання газових палив на морському флоті після 2010 та 2014 коли були побудовані не тільки балкери, контейнеровози, а й судна поромного типу, чисто для використання природного газу. Постійно вивчається досвід безпеки, бункеровки, збереження в морських умовах та використання в різноманітних енергетичних установках. Двопаливність, безмежна потужність, не високі вимоги до якості палива дають високу ефективність використання [2].

По використанню природного газу в ДВЗ, їх можна розподілити:

1. Двигуни із зовнішнім та внутрішнім сумішоутворенням;
2. По запалюванню - це самозапалення палива від стиснення та змушена система (електронного запалювання) від запальної дози пілотного палива;
3. Двигуни з низьким тиском подачі газу.
4. Двигуни з високим тиском подачі газу.

Сучасні моделі таких двигунів витрачають на запалювання всього 1% (рідиноподібного) палива, що є пілотним.

Останнім досягненням є конструкція двигунів Vasa GD (газо-дизель) побудованих фірмою Wärtsilä Diesel. Двигун працює на різноманітних сортах палив, самої низької якості та природним газом. Перехід з рідиноподібного палива на газоподібне без ніяких допоміжних маніпуляцій і навпаки. Двигун Wärtsilä 31 (8V31DF, 8ЧН 31/43) занесено в книгу рекордів Гіннеса, як най економніший двигун. Двигуни Wärtsilä 31 будують в трьох варіантах: 1) Diesel; 2) Dual-fuel (DF); 3) Spark – Ignited Gas (SG), з використанням (HFO), (MDO), Liquefied Natural Gas (LNG), Ghana gas (LED), Petroleum gas (LPG) [3].

Фірма Wärtsilä провела інтенсивні випробування двигунів RT-flex DF з типовими схемами використання газу на різноманітних типах суден та серійний випуск двопаливних двотактних двигунів X62DF, X72DF, X82, X92. Модельний ряд двигунів фірми MAN малообертових та середньообертових, адаптовані до подібної концепції роботи на газі [4].

Японська компанія "Oshima Shipbuilding Co" разом з Норвежським класифікаційним товариством DNV побудовою кількох суден – балкерів представили реалізацію концепції "ECO – Ship – 2020".

Аналіз використання великої кількості двигунів на різноманітних суднах з 2010 року по 2019 рік показав, що найбільш екологічною, економічно-ефективною зарекомендувала себе технологія двигунів працюючих по циклу, наближеному до циклу Дизеля та зі змішаним підводом тепла із стисненням у циліндрі двигуна повітря та

впорскуванням газового та дизельного палива в кінці такту стиснення. Дизельне пальне у якого температура самозаймання (320…380 °С) буде запальником для газу, у якого температура самозаймання 650…720 °С .

Переваги та недоліки двигунів, які працюють на СПГ.

Для двигунів, які працюють по навантажувальній характеристиці більш доцільно використовувати тип дизеля, що працює по циклу Отто, з низьким рівнем тиску подачі газу та зі змушеним запалюванням факелу.

Поки що інфраструктура постачання СПГ не достатньо розгалужена у Світі. Значно доцільніше експлуатувати ГД та дизель-генератори використовуючи двопаливну схему.

Такий тип двигунів все більше отримує переваги в надійності експлуатації. Проте пілотного паливо витрачається більше ніж по циклу Отто, однак факел для займання основного палива більший ніж від іскри і сконцентрований не в одній точці, а по всьому об'ємі камери згорання. Газодизельні двопаливні двигуни мають значно вищі показники потужності, але витрати на підвищення середньоефективного тиску більші.

Двопаливні двигуни є більш маневреними, при порушенні роботи подачі газу, паралельна схема подачі рідинного палива зможе забезпечити надійну роботу двигуна та в екстремальних випадках дозволяє швидко перейти на рідиноподібне паливо.

Сьогодні ще багато проблем по використанню СПГ. Організація робочого процесу при внутрішньому сумішоутворенню з прямим впорскуванням газу в циліндр реалізовано фірмою MAN в чотиритактних двигунах L51/60DF. Де пілотного палива для запалювання використовується 1% така кількість пілотного палива значно зменшує викиди NO_x. Показники L51/60DF по NO_x всього 1,5 г/(квт·год), що повністю задовольняються вимоги VI додатку Міжнародної конвенції МАРПОЛ 73/78 (Tier III) [5, 6].

Подача палива до двигуна.

Принципова схема живлення двигуна газом може складатися з резервуарів для зберігання в скрапленому виді під тиском газу, установленою на них витратною арматурою. Трубопроводами ці резервуари з'єднуються з колектором-акумулятором з якого через спеціальний підігрівач-випаровувач газ поступатиме через фільтр до редукційного клапану з манометром та через швидкозапірний клапан до двигуна. Для заповнення резервуарів на колектор установлений спеціальний невозратно-запорний клапан. Поповнення резервуарів, які постійно охолоджуються можливо із танкера-бункерувальника, або встановленого маніфолда (Manifold) в зоні бункеровки суден (рис. 1).

Рис. 1. СПГ-бункерування контейнеровоза Containerships

Подача газу в камеру згорання виконується після самозапалення рідинної порції. Таким чином забезпечується висока степінь вигорання палива та перешкоджається попадання газу через зазори поршневих кілець в підпоршневий простір. До системи живлення двигуна природним газом підведено інертний газ під тиском 0,8 МПа для продування та протипожежних цілей. Подача метану конструктивно виконується через форсунки, які спрацьовують під дією гідросистеми. Клапани управління гідроприводом форсунок діють по програмному алгоритму. Газ з газового колектора (акумулятора) в кількості відповідно навантаженню двигуна подається в камеру згорання. Акумулятор стабілізує тиск газу в процесі роздачі його по циліндрам, а це дає можливість керувати цикловою подачею.

Для забезпечення безпеки швидкозапірний клапан управляється гідроприводом через систему електронного керування, та клапани управління форсунками, паралельно в екстремальних ситуаціях можуть бути закритими із системи електронного керування – це є двоступінчастий захист.

Висновки:

- Використання СПГ дозволить не тільки знизити шкідливий вплив відпрацьованих газів ДВЗ на атмосферу портових акваторій і водних шляхів відповідно до екологічних вимог IMO, але і скоротить експлуатаційні витрати і собівартість перевезень;
- Всі енергетичні установки, які працюють на СПГ використовували всього два способи спалювання газу. По циклу Отто, в яких газ подається у впускний колектор і з свіжим зарядом змішується та стискається до моменту запалювання. По циклу наближеному до циклу Дизеля зі змішаним підводом теплоти, із стисканням у циліндрі двигуна, з впорскуванням пілотного палива та природного газу в кінці процесу стиску.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Наливайко В.С., Тимошевський Б.Г., Ткаченко С.Г. (2015). *Суднові двигуни внутрішнього згоряння: підручник для студентів ВНЗ.* Миколаїв: Торубара В. В.
2. Jan Babicz (2015) *Wärtsilä encyclopedia of ship technology Second Edition Consulting Naval Architect & Ship Surveyor*. Helsinki
3. Wartsila. (2019). *Dual fuel engines.* Retrieved from https://www.wartsila.com/marine/build/engines-and-generating-sets/dual-fuel-engines
4. Wartsila. (2019). *Wärtsilä awarded milestone order to supply 2-stroke dual-fuel engines for large LNG carriers.* Retrieved from https://www.wartsila.com/media/news/09-09-2014-wartsila-awarded-milestone-order-to-supply-2-stroke-dual-fuel-engines-for-large-lng-carriers
5. MAN. (2019). *ME-GI Applications.* Retrieved from https://marine.man-es.com/two-stroke/2-stroke-engines/me-gi-engines
6. MAN. (2019). *Four-Stroke Engines.* Retrieved from https://marine.man-es.com/four-stroke/engines

Nalyvaiko V., Mysko V., Avdiunin R., Rumak P., Rudenko A.

PECULIARITIES OF APPLICATION OF LNG IN DUAL-FUEL ICE OF SHIP POWER PLANTS

Abstract*. The paper presents the concept of solving the problem of transferring water transport to gas engine fuel. The available methods of using gas engine fuel are considered. The main advantages and disadvantages of engines operating on LNG are given.*

Key words: *ICE; gas diesel.*

Наливайко В.С., Мисько В.А., Авдюнин Р.Ю., Румак П. В., Руденко А. В.

ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ СПГ В ДВУХТОПЛИВНЫХ ДВС СЭУ

Аннотация*. В работе представлена концепция решения проблемы по переводу водного транспорта на газомоторное топливо. Рассмотрены доступные способы использования газомоторного топлива. Приведены основные преимущества и недостатки двигателей, работающих на СПГ.*

Ключевые слова*: ДВС; газодизель.*

УДК 621.431

СПОСОБИ ДОДАВАННЯ ПОРЦІЙНИХ ВОДНЕВИХ ДОБАВОК В ДИЗЕЛЬНІ ДВЗ

Шалапко Д.О. викладач, Андрієнко Г.О., Омельченко А.В. студенти,
ХФ НУК ім. адм. Макарова, м. Херсон

Анотація. *Використання паливних добавок до основного палива являє певний практичний інтерес у зв'язку з можливістю оперувати складом паливної суміші, використовувати альтернативні палива та досягати покращення екологічних та економічних показників ДВЗ. У роботі приведено огляд найбільш поширених та перспективних способів використання паливних добавок.*

Ключові слова: *двигун внутрішнього згоряння; паливні добавки; альтернативне паливо.*

Актуальність. Однією з найбільш важливих проблем морського транспорту є зменшення вартості вантажоперевезень. У вартості тон/милі перевезень частка витрат на паливо становить до 80%. Одночасно зростають вимоги Міжнародної Морської Організацій (ІМО) до екологічних показників двигунів особливо на перехідних і часткових режимах навантаження.

Тому поліпшення паливної економічності і екологічних характеристик ДВЗ (двигунів внутрішнього згоряння) є однією з найважливіших проблем які стоять перед дослідниками і проектантами двигунів.

На найближчі десятиліття для малих і середніх транспортних установок перспективними типами двигунів вважаються дизельні двигуни внутрішнього згоряння і двигуни з примусовим запалюванням. У зв'язку з цим основною проблемою в розвитку транспортної енергетики є забезпечення ефективної роботи двигунів з використанням водневих добавок.

Мета дослідження.

Провести аналіз перспективних способів додавання водню з метою розподілу методу добавки, впливу на параметри дизеля та можливої кількості подачі.

Огляд способів додавання водню.

Проблеми використання альтернативних палив також пов’язані зі зберіганням та подачею палива до камери згоряння. Найбільший інтерес становить саме подача водню в робочий циліндр. Інтерес насамперед обумовлений тим, що водень має досить малу густину та низьку енергію займання, яка спричиняє зворотні спалахи на всмоктуванні. При застосуванні водневмісного палива в дизельних двигунах можливо використовувати як внутрішнє, так і зовнішнє сумішоутворення. Найбільш розповсюдженим методом подачі є зовнішнє сумішоутворення, що обумовлено насамперед відносною простотою системи живлення двигуна паливом.

Найбільш поширеним методом подачі газу при зовнішньому сумішоутворенні є подача циклової дози в область впускного клапана кожного циліндра окремо. Аналіз найпоширеніших схем подачі водню наведений у роботі [1]. Так, на рис. 1.1 подача газу здійснюється крізь декілька трубочок, виведених на додаткове сідло впускного клапана.

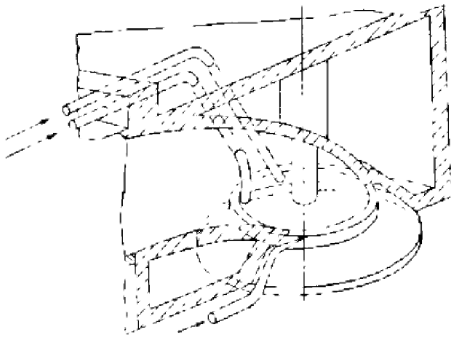


Рис. 1.1 Принципова схема подачі водню через сідло впускного клапана

Під час відкриття клапана додаткова фаска відкриває отвори та під дією розрядження водневе паливо потрапляє до робочого циліндра.

У схемах подачі газу, наведених на рис. 1.2 [1] та 1.3 [2], подача водню починається з деяким запізненням відносно відкриття впускного клапана та закінчується раніше закриття клапана.

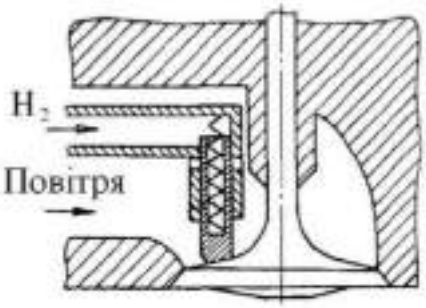


Рис. 1.2 Принципова схема золотникового механізму подачі водню

Час подачі відповідає приблизно половині тривалості відкритого стану клапана. Механізм подачі, що наведений на рис. 1.3, являє собою золотник, розташований у впускному каналі. Під час відкриття впускного клапана відкривається і подача водню, який знаходиться під тиском близько 0,1 МПа.

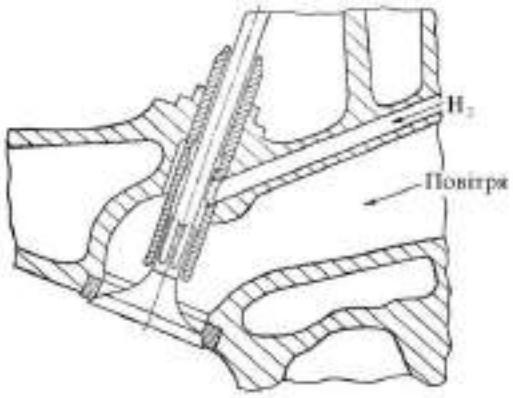


Рис. 1.3 Принципова схема подачі водню через направляюча впускного клапана [1]

При подачі газу за схемою рис. 1.3 роль золотника виконують стрижень клапана та направляюча. Завдяки ступінчастості клапана та направляючої утворюється порожнина, завдяки якій водень потрапляє на впуск. При цій схемі тиск водню в системі складає 0,1 МПа.

Як зазначалося раніше, більш перспективним є внутрішнє сумішоутворення - подача газу безпосередньо до циліндра двигуна наприкінці впуску або при стисненні. Цей спосіб дозволяє підвищити потужність двигуна, а також повністю виключити можливість утворення зворотних спалахів. Однак така схема подачі має і деякі недоліки, зокрема достатньо складно забезпечити подачу значної кількості водню за досить малий проміжок часу, а також існують проблеми з реалізацією системи подачі, дозування водню та деякі інші [1]. На рис. 1.4 наведена схема водневої форсунки для внутрішнього сумішоутворення одноциліндрового двигуна СБЯ [2].

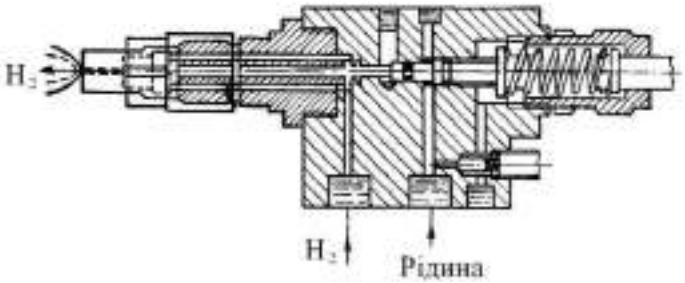


Рис. 1.4 Принципова схема водневої форсунки з гідравлічним приводом одноциліндрового двигуна СБЯ [2]

Витрата водню регулюється зміною тривалості впорскування та тиском водню 3,8 МПа. Також ця схема подачі дозволяє змінювати момент впорскування водню.

Наведені схеми подачі водню є цілком прийнятними для використання водню. Зокрема, особливий інтерес викликає застосування саме внутрішнього сумішоутворення внаслідок його значних переваг над зовнішнім.

У ряді випадків, особливо якщо палива добре змішуються, створюють стійкі суміші, можливе використання схеми системи паливоподачі для впорскування в дизель заздалегідь підготовленої суміші традиційного і альтернативного палив однієї форсункою, одним ПНВТ (паливним насосом високого тиску), з можливістю переходу на роботу на традиційному дизельному паливі (рис. 1.5). Тут паливна суміш ПД + ОП (паливна добавка + основне паливо) зберігається в спеціальній ємності 3 і звичайним порядком подається насосом 5 по ЛВТ (лінії високого тиску) 6 через форсунку 7 в двигун. Часто в таких системах доводиться мати додаткову ємність з чистим ОП, що необхідно для ефективного запуску і прогріву двигуна перед виходом на стійкі режими роботи.

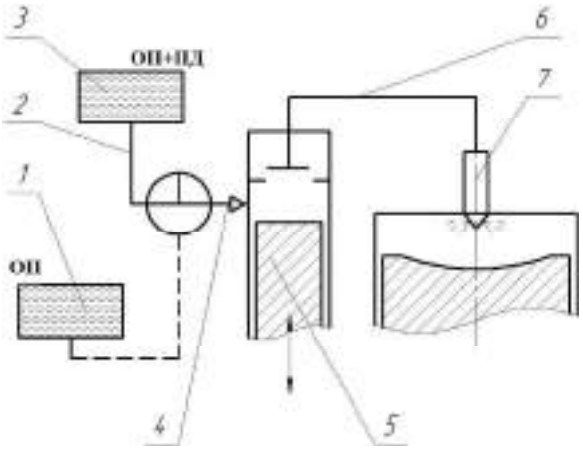


Рис. 1.5 Принципова схема системи паливоподачі для впорскування в дизель заздалегідь підготовленої суміші традиційного і альтернативного палив однієї форсункою, одним ПНВТ, з можливістю переходу на роботу на традиційному дизельному паливі

Робота на суміші палива і добавки може відбуватися при змішуванні компонентів в лінії низького тиску 2 за допомогою підкачуючого паливного насоса 8 (рис. 1.6). При цьому компоненти палива зберігаються в роздільних ємностях.

Характеристики ПД визначають доцільність роботи на паливній суміші постійно або ж у міру необхідності. Однак щодо регулювання робочого процесу двигуна зміною властивостей палива з такою системою говорити не можна, так як перехідний процес зміни складу палива є надто тривалим. У разі поганого змішування палив в систему можуть бути включені, наприклад, ультразвукові, електричні, електромагнітні емульгатори. Таким шляхом створюється, наприклад, водопаливна емульсія (ВПЕ) перед впорскуванням її в дизель. Різні розчинно-паливні емульсії (РПЕ), наприклад, антидимні, що знижують в'язкість основного палива та температуру в циліндрі і, отже, утворення оксидів азоту і т.д [3, 4].

В системі за схемою на рис. 1.7 прийняті роздільне зберігання компонентів, а змішування їх - у ЛВТ 6. Таке рішення дозволяє оперативно змінювати склад сумішевого палива, покращує характеристики змішування компонентів. Однак очевидна складність такого рішення через наявність двох ПНВТ.

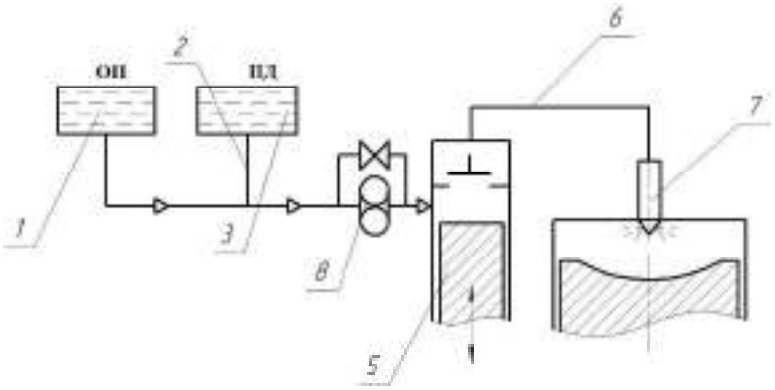


Рис. 1.6 Схема системи паливоподачі для вприскування в дизель суміші традиційного і ПД, підготовлюваної під час роботи двигуна, однією форсункою і одним ПНВТ

Удавана складність системи компенсується можливостями організації ефективних робочих процесів в циліндрі і регулюванням їх зміною складу палива – його фізико-хімічних і моторних властивостей.

У всіх наведених системах ПД вводиться в циліндри двигуна за допомогою додаткових насосів, обмінників тиском і т.д., тобто з витратою додаткової енергії, з ускладненням системи. В системі на рис. 1.8 введення ПД в ЛВТ 6 відбувається за допомогою, умовно кажучи, зворотного клапана 12.

Система працює з використанням гідродинамічних явищ в ЛВТ 6. При відсічці подачі палива насосом 5, коли нагнітальний клапан ПНВТ сідає в сідло і своїм розвантажувальним пояском формує в ЛВТ хвилі зниженого тиску або розрідження, клапан 12 відкривається всередину порожнини ЛВТ і добавка ПД вводиться в неї, причому бажано поблизу форсунки 7. Завдяки хвильовим процесам ПД добре змішується з основним паливом, що перебуває в ЛВТ. А в черговому циклі паливоподачі ПНВТ 5 звичайним порядком впорскує паливну суміш форсункою 7.

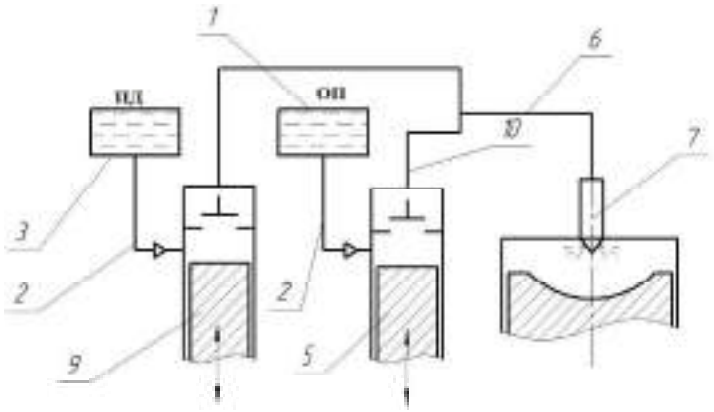


Рис. 1.7 Схема системи паливоподачі для впорскування в дизель суміші традиційного і альтернативного палив, підготовленої під час роботи двигуна в лінії високого тиску, однією форсункою, але двома ПНВТ

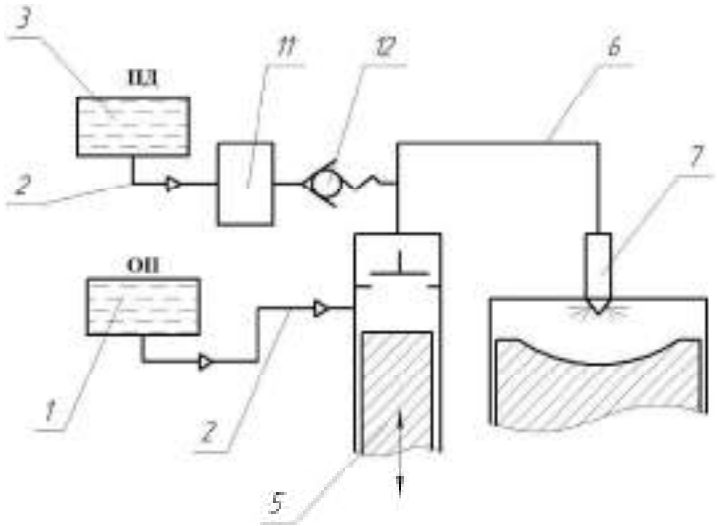


Рис. 1.8 Схема системи паливоподачі для впорскування в дизель суміші традиційного ДП і АП, підготовлюваної в ЛВТ під час роботи двигуна, однією форсункою, одним ПНВТ, але з використанням гідродинамічних явищ в ЛВТ

Завдяки тому, що через клапан 12 в ЛВТ вводиться додаткове паливо, в ЛВТ підвищується тиск. Паливо акумулюється в об'ємі ЛВТ. Тиск в ній підвищується, створюється підвищений початковий тиск ($P_{поч.}$), Причому часто його величина може регулюватися, наприклад, за допомогою регулятора 11. Тому такі системи отримали назву систем паливоподачі з регулюванням початкового тиску (РПТ). ЛВТ 6 виконує функцію гідравлічного акумулятора малого об'єму. Завдяки цьому ефекту покращуються характеристики розпилювання та впорскування палива. У роботах по застосуванню альтернативних палив (особливо твердих - вугільних суспензій) клапан 12 РПТ стали називати клапаном імпульсної подачі, а системи - з імпульсним введенням добавок.

Використання водню як основного палива ДВЗ в даний час не є доцільним через високу вартість водню і труднощів щодо його зберігання в великій кількості [5]. Очевидно, прийнятним для ДВЗ є часткова заміна

воднем вуглеводневого палива, тобто подача в циліндри двигуна поряд з основним паливом невеликих добавок водню, що дозволяє підвищити експлуатаційну ефективність ДВЗ та їх екологічну безпеку. Використання водню як невеликих добавок до органічного палива двигунів СЕУ не створює проблем, пов'язаних з його виробництвом і зберіганням. Використання екологічно чистих водневих добавок особливо доцільно при входженні суден у прибережні акваторії і порти, коли основне навантаження припадає на високотоксичні дизель-генератори. Застосування невеликих добавок водню до дизельного палива дозволяє поліпшити якість сумішоутворення та горіння палива в циліндрах двигуна. Водневі добавки призводять до зменшення швидкості процесів спалаху і зменшення періоду затримки запалення.

Висновок: перераховані способи використання водневих добавок можуть бути використані для застосування не тільки водневих добавок, а й інших рідких та газоподібних альтернативних паливних добавок.

REFERENCES

1. Watson, H. C., & Milkins, E. E. (1975, March 4). Hydrogen and methane – automotive fuels of the future? *SAE – Australia*, 17-19.
2. Каменев, В Ф, Фомин, В М, & Хрипач, Н А. (2005). Теоретические и экспериментальные исследования работы двигателя на дизельно-водородных топливных композициях. *Альтернативная энергетика и экология*, *7*(27), 32-42.
3. Митрофанов, О С. (2014). Підвищення ефективності використання синтез-газу в газопоршневих двигунах (Doctoral dissertation, НУК) [Abstract].
4. Мищенко, А И. (1984). *Применение водорода для автомобильных двигателей* (Наук. думка ed.). Киев.
5. Румянцев, В В. (1984). Рабочий процесс малотоксичного транспортного двигателя, работающего с добавками водоро-да и водяного пара (Doctoral dissertation) [Abstract].

Shalapko D.O., Andrienko G.O., Omelchenko A.V.

WAYS OF APPROVAL OF PORTABLE WATER SUPPLEMENTS IN DIESEL DIMENSIONS

Abstract. *The use of fuel additives to the main fuel represents a certain practical interest in connection with the ability to operate the composition of the fuel mixture, to use alternative fuels and to improve the environmental and economic performance of the ICE. The paper gives an overview of the most common and promising ways of using fuel additives.*
Keywords: *internal combustion engine; fuel additives; alternative fuels.*

Шалапко Д.О., Андриенко Г.А., Омельченко А.В.

СПОСОБЫ ДОБАВЛЕНИЯ ПОРЦИОННЫХ ВОДОРОДНЫХ ДОБАВОК В ДИЗЕЛЬНЫЕ ДВС

Аннотация. *Использование топливных добавок к основному топливу представляет определенный практический интерес в связи с возможностью оперировать составом топливной смеси, использовать альтернативные топлива и достигать улучшения экологических и экономических показателей ДВС. В работе приведены обзор наиболее распространенных и перспективных способов использования топливных добавок.*
Ключевые слова: *двигатель внутреннего сгорания; топливные добавки; альтернативное топливо.*

УДК 621.45.034

ВИБІР МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ДЛЯ ПРОГНОЗУВАННЯ ВИГОРЯННЯ РІДКОГО ПАЛИВА В ДВОПАЛИВНІЙ НИЗЬКОЕМІСІЙНІЙ КАМЕРІ ЗГОРЯННЯ

Діасамідзе Б.Т, аспірант [1]
Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова
Україна, м. Миколаїв
[1] badri.diasamidze@nuos.edu.ua

Анотація. *Здійснено вибір математичної моделі вигоряння рідкого палива в двопаливній низькоемісійній камері згоряння з урахуваннях утворення основних токсичних компонентів.*
Ключові слова*: газотурбінний двигун; двопаливна низькоемісійна камера згоряння; процес горіння палив.*

Вступна частина. Економічність і безпеку експлуатації стаціонарних і суднових енергетичних установок значною мірою визначаються ефективністю процесів спалювання вуглеводневих палив. Резерви вдосконалення традиційної техніки спалювання палив практично вичерпані. Тому в світовій науці явно позначився перехід до прогресивних низькоеміссійних технологій використання органічних ресурсів, актуальність котрих зростає в міру збільшення жорсткості міжнародних екологічних вимог та пошук альтернативних джерел енергії. ***Ціль роботи -*** *вибір математичної моделі для прогнозування низькоемісійніного горіння рідких та газоподібних вуглеводневих палив в двопаливних камерах сучасних газотурбінних агрегатів з мінімальними викидами токсичних компонентів.*

Основна частина Модель хімічно реагуючих турбулентних потоків заснована на системі диференціальних рівнянь: нерозривності (1.1), збереження кількості руху (1.2), збереження енергії (1.3), переносу хімічних компонентів суміші (1.4) та переносу оксидів азоту NOx (1.5) [1-4]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho\vec{\upsilon}) = S_m; \tag{1.1}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\vec{\upsilon}) + \nabla(\rho\vec{\upsilon}\vec{\upsilon}) = \nabla p + \nabla\cdot(\bar{\bar{\tau}}) + \rho\vec{g} + \vec{F}; \tag{1.2}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla\cdot(\vec{\upsilon}(\rho E + p)) = -\nabla\cdot\vec{J}_q + S_h; \tag{1.3}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \nabla(\rho\vec{\upsilon}Y_i) = -\nabla\cdot\vec{J}_i + R_i + S_i, \tag{1.4}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_{NO}) + \nabla(\rho\vec{\upsilon}Y_{NO}) = -\nabla\cdot(\rho D\nabla Y_{NO}) + S_{NO}, \tag{1.5}$$

де ρ - масова густина;

$\vec{\upsilon}$ - вектор локальної швидкості;

S_m - джерело, яке визначає додаткову масу, яка привноситься в потік,

p - статичний тиск;

$\rho\vec{g}$ - сила тяжіння;

$\vec{F}$ - зовнішні сили;

$\bar{\bar{\tau}}$ - тензор тиску;

E - внутрішня енергія;

Y_i, Y_{NO} - масові концентрації хімічного компонента і оксиду азоту NO;

$\vec{J}_q$ - густина теплового потоку суміші;

$\vec{J}_j$ - густина дифузійного теплового потоку *j*-го компонента;

S_h - джерело, яке описує тепловиділення в результаті хімічних реакцій;

S_i - рівень додаткового утворення *i*-го компонента з дисперсної фази або інших джерел;

$\vec{J}_i$ - масова дифузія і-го компонента;

R_i - рівень утворення *i*-го компонента в результаті хімічної реакції;

D - коефіцієнт дифузії;

S_{NO} - джерело NO в залежності від механізму утворення.

Замикання системи рівнянь (1.1) - (1.5) проводиться шляхом додавання до неї відповідних диференціальних рівнянь моделей турбулентності, напівемпіричних залежностей для тензора тисків, теплового та дифузного потоків, а також рівняння стану суміші ідеальних газів. Залежності термодинамічних і теплофізичних властивостей газів від температури враховуються за допомогою апроксимуючих формул.

У роботах [1, 2] проведено вибір раціональних моделей турбулентності для стаціонарних і нестаціонарних розрахунків процесів в камерах згоряння ГТД. Для стаціонарних задач прогнозування характеристик камер згоряння доведена можливість використання RNG- різновиду стандартної $k-\varepsilon$ -моделі турбулентності, яка є напівемпіричною і являє собою сукупність диференціальних рівнянь переносу кінетичної енергії турбулентності *k* і питомої швидкості дисипації кінетичної енергії турбулентності ε.

У рівняннях RNG $k-\varepsilon$ -моделі турбулентності (1.6, 1.7) в порівнянні зі стандартною моделлю присутні додаткові умови (1.8) і співвідношення (1.9) для обчислення турбулентної в'язкості, які дозволяють більш ефективно розраховувати гідродинамічні показники сильно закручених потоків:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\alpha_k \mu_{eff})\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+G_k+G_b-\rho\varepsilon-Y_M+S_k; \quad (1.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\alpha_\varepsilon \mu_{eff})\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right]+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}(G_k+C_{3\varepsilon}G_b)-C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k}-R_\varepsilon+S_\varepsilon; \quad (1.7)$$

$$R_\varepsilon=\frac{C_\mu\rho\eta^3(1-\eta/\eta_0)}{1+\beta\eta^3}\frac{\varepsilon^2}{k}; \quad (1.8)$$

$$d\left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon\mu}}\right)=1{,}72\frac{\hat{v}}{\sqrt{\hat{v}^3-1+C_v}}d\hat{v}, \quad (1.9)$$

де μ_{eff} - коефіцієнт ефективної в'язкості;

G_k - генерація турбулентної кінетичної енергії внаслідок градієнтів усереднених швидкостей;

G_b - генерація турбулентної кінетичної енергії під дією сил плавучості для ідеальних газів;

Y_M - вплив пульсаційного розширення;

$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}, C_\mu, C_v, \eta_0, \beta$ - емпіричні константи;

S_k, S_ε - додаткові джерельні члени для k і ε;

α_k, α_ε - величини зворотні значенням ефективних чисел Прандтля для k і ε відповідно;

$\eta = Sk / \varepsilon$; $\hat{v} = \mu_{eff} / \mu$;

μ - коефіцієнт ламінарної в'язкості.

Рівняння стану, засноване на припущенні про досконалість газів:

$$p = \sum_{j=1}^{N} \rho Y_j RT / M_j \quad , \tag{1.10}$$

де R - газова стала;

M_j - молекулярна вага компонента j.

Для використання детальних хімічних механізмів горіння в турбулентних потоках з флуктуаціями необхідно зробити наступне припущення - реакції відбуваються в малих турбулентних структурах, що іменуються дрібномасштабними реакторами [3], які представляють собою реактори постійного тиску, початкові умови для яких визначаються концентрацією компонентів і температурою в осередках. Швидкості реакцій визначаються за виразом Арреніуса і інтегруються числовими методами за допомогою ISAT алгоритму [4]. Подібні припущення зроблено в рамках так званої концепції дисипації вихорів - Eddy-Dissipation-Concept (EDC), яка і пропонується к застосуванню.

Математична модель емісії оксидів азоту являє собою систему рівнянь масового переносу, які враховують конвекцію, дифузію, а також утворення і розкладання NO_i споріднених сполук. Вплив часу перебування реагентів в реакційному об'ємі на утворення оксидів азоту враховується в конвективних членах. Для термічних і швидких оксидів азоту необхідно розв'язувати тільки рівняння переносу для NO (1.5).

Для розрахунків вигоряння рідкого палива в двопаливній газотурбінної камері згоряння може бути обрана модель дискретної фази DPM (Discrete Phase Model), яка розраховує траєкторії руху окремих частинок [2, 5-6].

Модель прогнозує траєкторії частинок дискретної фази шляхом інтегрування рівнянь їх руху, записаних у формі Лагранжа (наводиться тільки для направлення x) [7]:

$$\frac{du_p}{dt} = F_D(u - u_p) + \frac{g_x(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + F_x \quad ,$$

де F_x - додатковий член, що враховує прискорення газового потоку;

$F_D(u - u_p)$ - сила опору, яка припадає на одиницю маси частинки;

$$F_D = \frac{18\mu}{\rho_p d_p^2} \frac{C_D \,\mathrm{Re}}{24} \quad .$$

У наведених вище виразах:

u - швидкість газової фази;

u_p - швидкість частинки;

μ - коефіцієнт молекулярної в'язкості газової фази;

ρ - густина газової фази;

ρ_p - густина частки;

d_p - поточний діаметр частинки;

Re - відносне число Рейнольдса;

C_D - коефіцієнт опору частинки.

Висновок. Тривимірна математична модель вигоряння рідкого палива в двопаливній низькоемісійній камері згоряння ГТД повинна містити у собі рівняння: нерозривності, збереження кількості руху та енергії, переносу компонентів кінетичної схеми з урахуванням дисипації вихорів, утворення і розкладання оксидів азоту, переносу характеристик турбулентності, променистого теплообміну у взаємодії з рівняннями моделі дискретної фази.

Список літератури

[1] Сербін, С., Мостіпаненко, Г. (2006). Числове моделювання процесів горіння в експериментальному відсіку гібридної камери згоряння ГТД потужністю 25 МВт. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування»*. (5),59-67.

[2] Романовский, Г., Сербин, С. (1998).*Плазмохимические системы судовой энергетики.* Николаев: УГМТУ.

[3] Magnussen, B. F. (1981). *On the Structure of Turbulence and a Generalized Eddy Dissipation Concept for Chemical Reaction in Turbulent Flow*.Proc. Nineteenth AIAA Meeting, St. Louis.

[4] Pope, S.B.(1997). Computationally efficient implementation of combustion chemistry using in-situ adaptive tabulation, *Combustion Theory and Modeling,* (1), 41-63.

[5] Сербин, С., Вилкул, С. (2009).Исследование влияния параметров распыливания жидкого топлива на температурное поле и экологические характеристики камеры сгорания, *Вестник двигателестроения*,(3), 93-97.

[6] Faeth, G. (1979). Spray Combustion Models: A Review,*AIAA Paper*, (293),1-18.

[7] James, S., Anand, M.S., Pope, S.B. (2002).*The Lagrangian PDF Transport Method for Simulations of Gas Turbine Combustor Flow,* 38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. USA: Indianapolis.

Disamidze B.

The choice of a mathematical model for predicting liquid fuel burning in a dual-fuel low-emission combustor

The choice of a mathematical model of liquid fuel burning in a dual-fuel low-emission combustion chamber taking into consideration formation of the main toxic components has been made.

Keywords: gas turbine engine; dual-fuel low-emission combustor; combustion process.

Диасамидзе Б. Т.

Выбор математической модели для прогнозирования выгорания жидкого топлива в двухтопливной низкоэмиссионной камере сгорания

Осуществлен выбор математической модели выгорания жидкого топлива в двухтопливными низкоэмиссионное камере сгорания с учетом образования основных токсичных компонентов.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель; двухтопливная низкоэмиссионная камера сгорания; процесс горения топлива.

УДК 62-313.5

РОЗРОБКА КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ ЗОЛОТНИКА ДЛЯ КЕРУВАННЯ РОБОТОЮ КЛАПАНІВ СУДНОВИХ ЧОТИРИТАКТНИХ ДВЗ

Наливайко В.С., к.т.н., проф. НУК,
Національний університет кораблебудування імені адм. Макарова
Авдюнін Р.Ю., викладач, Андрієвський В.В., Руденко О. В., студенти
Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адм. Макарова

Анотація. *У роботі що однією з найбільш перспективних для сучасних двигунів внутрішнього згоряння може бути гідропневматична акумуляторна система з керу-ванням фаз газообміну за допомогою золотника.*
Ключові слова: *гідропневматична акумуляторна система, газообмін, золотник*

Аналізуючи перспективи розвитку двигунобудування в Україні і за кордоном, можна сказати, що одним з основних напрямків у цій галузі є екологізація ДВЗ, збільшення питомих потужних показників, паливної економічності і надійності.

Для подальшого підвищення меж форсування і зниження теплонапруженості ДВЗ, необхідно модернізувати традиційний (клапанний) механізм газорозподілу створити нетрадиційний газорозподільчий механізм, що складається з традиційного клапанного і додаткового золотника.

Мета цього дослідження: підвищити показники потужності, екологічні та економічні показники 4-тактного шляхом вдосконалення газообміну за допомогою застосування золотникового керування.

Постійне удосконалення двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) потребує перегляду конструкції їх вузлів і систем. Особливо це відноситься до систем газорозподілу двигунів

Найбільш поширеними системами керування роботою системи газообміну є такі [1, 2]:

1) Механічні системи – при котрих відкриття клапана проводиться за рахунок механічного впливу розподільчого валу через штовхач та інші пристрої на шток клапана, а закриття – за рахунок пружин;

2) Гідромеханічні – коли відкриття клапана проводитися за рахунок дії на шток клапана гідравлічного тиску у маслопроводі між штоком клапана та клапанною шайбою розподільчого вала (тобто, механічна штанга змінене на гідравлічну у вигляді труби, яка заповнена маслом). Закриття клапана проводиться за рахунок механічних пружин;

3) Гідропневматичні – у яких відкриття клапана проводиться за допомогою гідравлічної штанги, а закриття – за допомогою пневматичного циліндра (поршень який розташований на штоці клапана)

4) Гідропневмо-акумуляторні – з керуванням роботою випускного клапана за допомогою електронних засобів;

5) Гідропневмо-акумуляторні – з керуванням роботою клапана за допомогою золотників.

Останні дві системи є найбільш сучасними, мають загальні недоліки і переваги. Кожна з цих систем не використовує розподільчих валів, використовує тиск масла, яке розташоване в акумуляторах [3].

Найбільш ефективними є останні дві системи, які різняться способом керування фаз газорозподілу. Але з двох останніх слід виділити перевагу гідропневмо-акумуляторної системи з золотниковим керуванням по таким причинам (рис. 1):

- надійність цієї схеми є більш високою, тому що керуюча частина системи не є додатковою (електронною), а є об’єднаною з гідравлічною (силовою) схемою;
- схема має спрощену систему керування завдяки прямому зв’язку золотника з регулятором швидкості.

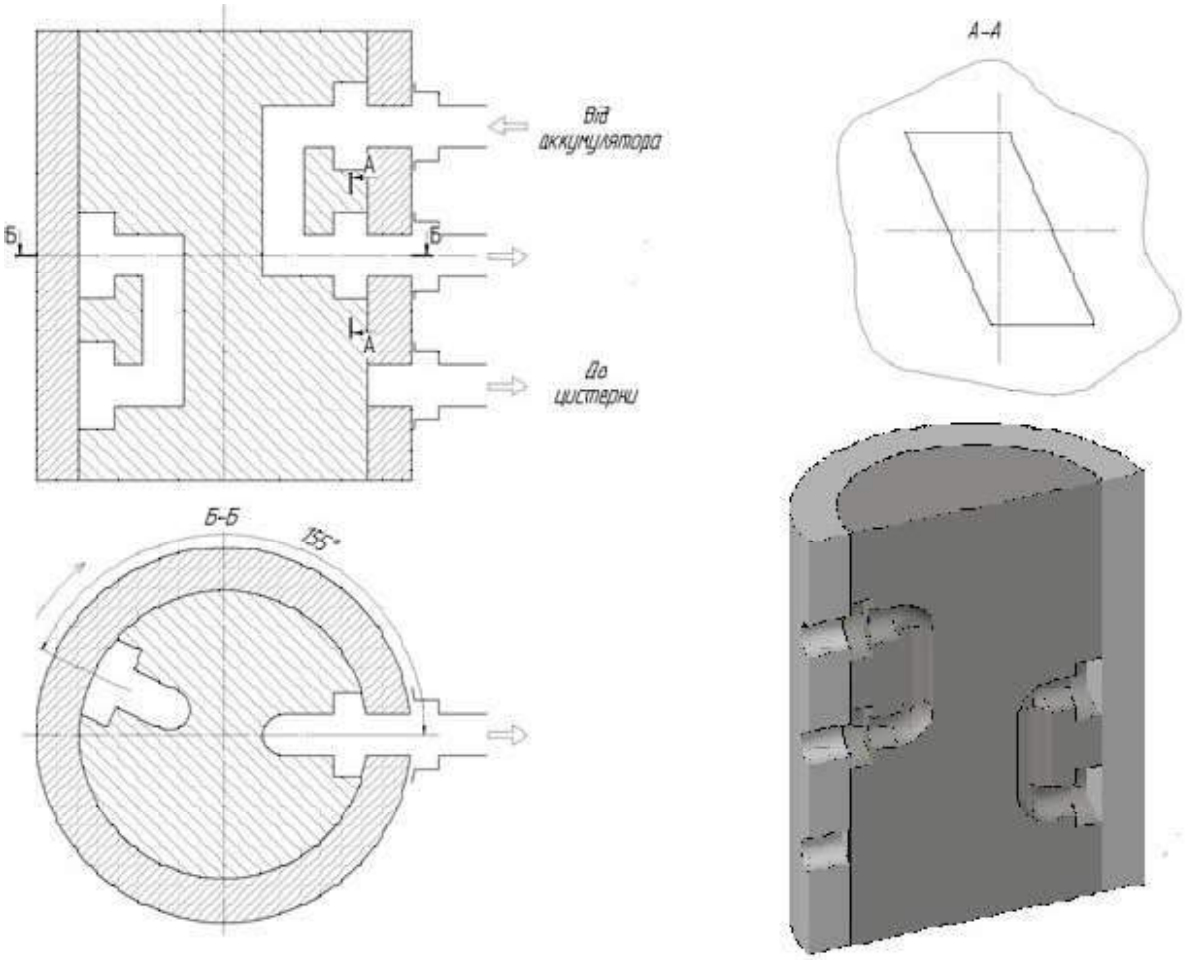


Рис. 1. Конструктивна схема золотника

Висновки:

- За рахунок раннього відкриття клапана, покращується наповнення циліндра (продувка) як наслідок збільшується потужність;
- За рахунок впровадження золотникового керування усуваються ударні контактні напруження, зменшується шум та збільшується період експлуатації між ремонтами (пов'язаних з необхідністю регулювання зазорів у приводі клапанів).

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

7. Наливайко, В.С., Тимошевський, Б.Г., Ткаченко, С.Г. (2015). *Суднові двигуни внутрішнього згоряння: підручник для студентів ВНЗ.* Миколаїв: Торубара В. В.
8. Дьяченко, В.Г., Марченко, А.П. (Ред.). (2008). *Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія: підручник.* Харків: НТУ "ХПІ".
9. Авдюнін, Р.Ю., Родін, А.О., Макаров, Є.В. (2018) Дослідження закону руху випускного клапана ДВЗ при золотниковому способі його керування. *100 років вищої морської освіти в Україні.* Одеса, 7-9.

Nalyvaiko V., Avdiunin R, Andriievskyi V., Rudenko A.

DEVELOPMENT OF THE STRUCTURAL SCHEME OF THE SPOOL FOR CONTROLLING THE OPERATION OF SPOOL VALVES OF MARINE FOUR-STROKE ICE

Abstract. *The paper shows that one of the most promising for modern internal combustion engines can be a hydropneumatic accumulator system with control of gas exchange phases using a spool valve.*

Key words: *hydropneumatic accumulator system, gas exchange, spool valve.*

Наливайко В.С., Авдюнин Р.Ю., Андриевский В.В., Руденко А. В.

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ ЗОЛОТНИКА ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ РАБОТОЙ КЛАПАНОВ СУДОВЫХ ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ ДВС

***Аннотация**. В работе показано, что одной из наиболее перспективных для современных двигателей внутреннего сгорания может быть гидропневматическая аккумуляторная система с управлением фаз газообмена с помощью золотника.*

***Ключевые слова**: гидропневматическая аккумуляторная система, газообмен, золотник.*

УДК: 621.43

АНАЛІЗ ПОКАЗНИКІВ ЦИКЛУ МОД СУДНА ПРИ ВИКОРИСТАННІ ТУРБІНИ З РЕГУЛЮЮЧИМ ПРОХІДНИМ ПЕРЕТИНОМ

Калініченко І.В., к.т.н., доцент без в/з; Меркотан А.В., Чиньоний Я.В., Хабленко Д.А. магістри
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
Херсонська філія, м. Херсон
kiv26@ukr.net; ORSID: 0000-0001-6765-6168

***Анотація**. В роботі проаналізована ефективність застосування турбонаддува з регульованим сопловим апаратом, який дозволяє забезпечувати оптимальний коефіцієнт надлишку повітря в широкому діапазоні робочих режимів двигуна. В результаті в діапазоні потужностей 40...75 % забезпечується зниження питомої ефективної витрати палива, знижуються викиди вуглекислого газу і вуглеводневих сполук.*

***Ключові слова:** турбонаддув; регульований сопловий апарат; коефіцієнт надлишку повітря; питома ефективна витрата палива.*

Актуальність теми.

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 [1 – 3].

Мета роботи – аналіз показників циклу головного двигуна при роботі на малих потужностях з регулюючим прохідним перетином соплового апарату турбіни (система VTA) з відновленням параметрів робочих процесів до режиму експлуатаційного повного ходу.

Основна частина. Регулювання прохідного перетину турбіни (VTA - Variable Turbine Area) виконується шляхом установки соплового апарату з поворотними лопатками на будь-який з вироблених серійно турбокомпресорів (ТК). Управління проводиться гідравлічними приводами. Сопловий апарат 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-C9.5TII фірми "MAH", що використовується на судні. Чисельне моделювання проводилося для наступних режимів:

1. 100% -а потужність з прохідним перетином соплового апарату турбіни $f_т$ = 68 см^2.
2. 25% -а потужність з прохідним перетином соплового апарату турбіни $f_т$ = 68 см^2.
3. 25% -а потужність з прохідним перетином соплового апарату турбіни $f_т$ = 34 см^2.

При моделюванні процесів на 25 % потужності відповідним чином задавалися фази подачі палива і її величина відповідно до закону гвинтовий характеристики. В діапазоні потужностей 25 – 75 % забезпечується знижена питома ефективна витрата палива (рис. 1), знижуються викиди вуглекислого газу і вуглеводневих сполук.

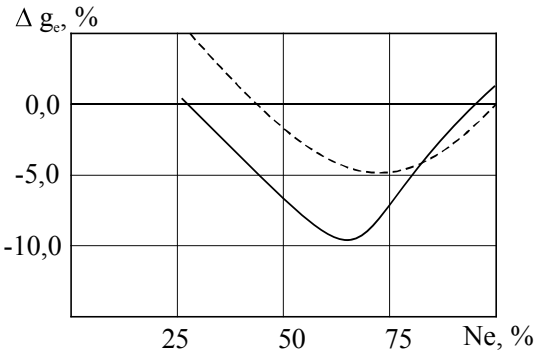


Рисунок 1. Зниження питомої ефективної витрати палива Δg_e двигуна 7G60ME-C9.5TII фірми "MAN" при використанні системи VTA, та турбіни без зміни прохідного перетину сопла
____ турбіна з регулюючим прохідним перетином соплового апарату з площею перетину $f_т$=34 см^2 (система VTA);
- - - використання не регулюючого соплового апарату турбіни з $f_т$=68 см^2

На рис. 2 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.

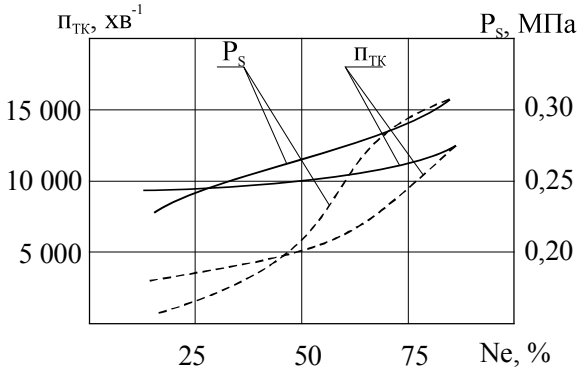


Рисунок 2. Зміни показників роботи ТК на різних експлуатаційних режимах роботи МОД з системою VTA
$n_{ТК}$ - зміна частоти обертів ТК, хв$^{-1}$; P_S - тиск наддуву у ресивері наддувного повітря, МПа; Інші позначення, як на рис. 1.

На рис. 3 приведені зміни тиску стиснення та згоряння палива в циліндрах МОД на різних експлуатаційних режимах роботи з системою VTA, з якого 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 40...45 %.

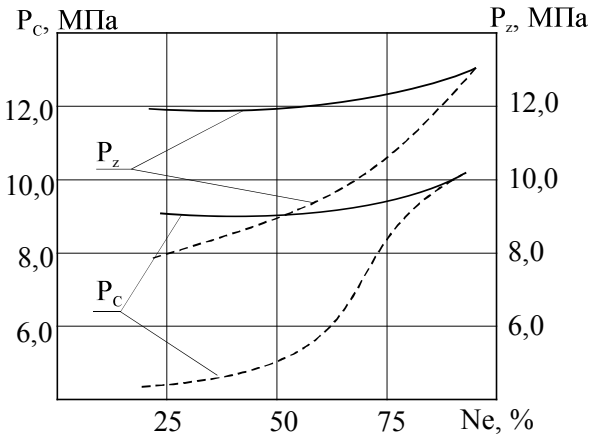


Рисунок 3. Зміни тиску стиснення та згоряння палива в циліндрах МОД на різних експлуатаційних режимах роботи з системою VTA
P_C - тиск стиснення в циліндрі, МПа; P_z - тиск згоряння палива в циліндрі, МПа
Інші позначення, як на рис. 1.

На рис. 4 приведені зміни температури відхідних газів після ТК МОД на різних експлуатаційних режимах роботи з двома та одним ТК з системою VTA.

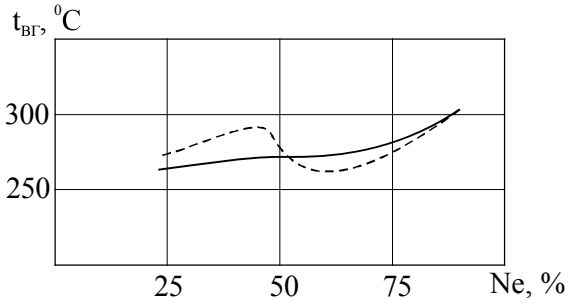


Рисунок 4. Зміни температури відхідних газів після ТК МОД на різних експлуатаційних режимах роботи з двома та одним ТК з системою VTA
$t_{ВГ}$ – температура відхідних газів за турбіною, ^{0}C
Інші позначення, як на рис. 1.

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 $f_т$ 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 $f_т$ 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 проведений аналіз підвищення ефективності робочих процесів головного двигуна при тривалій роботі на режимах малих потужностей.

Використання регульованого турбонаддува дозволяє істотно поліпшити роботу двигуна на режимах малих потужностей. Параметри робочих процесів відновлюються практично до значень, що відповідають режиму експлуатаційного повного ходу.

Позитивний ефект від зменшення питомої витрати палива ГД "нейтралізується" збільшенням витрати палива на ДГ внаслідок необхідності включення електроповітродувок.

При використанні турбіни з системою VTA в діапазоні потужностей 40...75 % головного двигуна забезпечується зниження питомої ефективної витрати палива на 3...5 %, що становить 5...8 г/(кВт·год), а також знижуються викиди вуглекислого газу і вуглеводневих сполук на 6 ...9 %.

Список літератури

[1] Калиниченко, И.В., Глущенко, Т.А, Моторний, В.И. (2018). *Анализ экономичности МОД с электронным управлением рабочего процесса*. Матеріали IX Міжнародної науково-технічної конференції: Інновації в суднобудуванні. Миколаїв: НУК.

[2] Половинка, Э.М., Карпилов Ю.А. (2013). Развитие систем топливоподачи современных дизелей. *Судовые энергетические установки: науково-технічний збірник*, 31, 133-144.

[3] Ципелкин Г.Е., Иовлев В.И. (2014). Улучшение топливной экономичности двигателей за счет оптимизации систем наддува. *Двигателестроение*, 3, 16-22.

Kalinichenko I.V., Merkotan A.V., Chignon Y.V., Khablenko D.A.

THE INDICATORS OF THE SHIP LOW-SPEED ENGINE CYCLE WHEN USING A TURBINE WITH REGULATING PASSAGE ARE ANALYSIS

Annotation*. The paper analyzes the efficiency of using a turbo-supercharger with an adjustable nozzle unit, which allows to ensure the optimum coefficient of excess air in a wide range of engine operating conditions. As a result, in the power range of 40 ... 75%, a reduction in the specific effective fuel consumption is ensured, emissions of carbon dioxide and hydrocarbon compounds are reduced.*

Keywords*: turbocharging; adjustable nozzle apparatus; excess air ratio; specific effective fuel consumption.*

Калиниченко И.В., Меркотан А.В., Чиньоний Я.В., Хабленко Д.А.

АНАЛИЗ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЦИКЛА МОД СУДНА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ТУРБИНЫ С РЕГУЛИРУЮЩИМ ПРОХОДНЫМ СЕЧЕНИЕМ

Аннотация*. В работе проанализирована эффективность применения турбонаддува с регулируемым сопловым аппаратом, который позволяет обеспечивать оптимальный коэффициент избытка воздуха в широком диапазоне рабочих режимов двигателя. В результате в диапазоне мощностей 40...75% обеспечивается снижение удельного эффективного расхода топлива, снижаются выбросы углекислого газа и углеводородных соединений.*

Ключевые слова*: турбонаддув; регулируемый сопловой аппарат; коэффициент избытка воздуха; удельный эффективный расход топлива.*

УДК 621.187.12

ЗНИЖЕННЯ ТОКСИЧНОСТІ ДИМОВИХ ГАЗІВ ПРИ СПАЛЮВАННІ ВОДОПАЛИВНИХ ЕМУЛЬСІЙ

Філіпщук Олександр Миколайович, ст.викладач, Горячкін Володимир Юрійович, к.т.н., доцент, Шевцов Анатолій Павлович, д.т.н., професор,
Національний університет кораблебудування;
Україна, Миколаїв;
filipschuk5@gmail.com

Анотація. *Розроблена технологічна система, що забезпечує комплексне використання паливних і водних ресурсів, яка може бути використана при проектуванні та експлуатації стаціонарних і суднових енергетичних установок, в яких спалюється сірчисте органічне паливо, з метою повного використання теплоти спалювання палива, забезпечення енергоресурсозбереження, підвищення економічних і екологічних показників.*

Ключові слова: *кавітація, електродіаліз води, абсорбція, мокрі скрубери.*

Відомі способи очищення ваідхідних газів від токсичних сполук, що представлені в багатьох публікаціях, наприклад [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7].

На думку спеціалістів фірми MAN [1] вимоги IMO (III рівень з емісії SO_x, NO_x) можливо виконати за допомогою технологій:

використання водопаливної емульсії - WIF (Water in Fuel emulsion);

зволоження наддувного повітря - SAM (Scavenge Air Monistening);

рециркуляція вихлопних газів - EGR (Exhaust Gas Recirculation);

селективне каталітичне зниження емісії NOX-SCR (Selective Catalytic Reduction).

В гібридній системі очищення Alfa Laval і Aalborg Industries [2] першою стадією очистки вважається утилізаційний котел (УК), в якому вихлопні гази охолоджуються від 350°С до 160…180°С і має місце забруднення поверхонь УК, що може розглядатися як етап очистки від твердих часток. На другій стадії очистки за рахунок використання скрубера Вентурі при впорскуванні води продовжується зниження температури вихлопних газів і очистки від твердих часток за рахунок їх зволоження.

Особливістю системи $CSNO_x$ [3] є використання попередньо обробленої морської води з метою підвищення її лужності та показника pH. При скруберуванні підвищення значень pH і лужності цієї води різко знижують окислювальну дію CO_2, SO_2 та NO_x. Обробка води, внаслідок якої суттєво підвищуються її абсорбційні властивості, проводиться із застосуванням електричних засобів, без хімічних реагентів.

Випробування системи $CSNO_x$ показали, що при вмісті токсичних речовин на виході з головного котла паропродуктивністю 60 т/год. (669,3 ppm SO_2, 158,5 ppm NO_x і 5,16 % CO_2), на виході зі скрубера вміст цих же інгредієнтів склав: 47,4 ppm SO_2, 28,2 ppm NO_x 1,32% CO_2. Тобто емісія основних шкідливих речовин знизилася у такому співвідношенні: SO_2 - 92,9 %, NO_x - 82,2 %, CO_2 - 74,4 %. Під час очистки вихлопних газів після ДВЗ марки 6S50MC, в якому спалювалось паливо - з S^r = 3,64 % показало, що при вмісті токсичних речовин на виході з ДВЗ 846,05 ppm SO_2, 709,26 ppm NO_x і 3,99% CO_2, на виході зі скрубера вміст тих же інгредієнтів склав 10,75 ppm SO_2, 243,11 ppm NO_x і 0,93% CO_2. Емісія основних шкідливих речовин знизилася у такому співвідношенні: SO_2 - 98,7%, NO_x - 65,7%, CO_2 - 76,7% [3]. Вказана ефективність використання скруберної технології прийнята за основу при оцінці застосування мокрих скруберів у розробленій комплексній технології.

В прототипній технології $CSNO_x$ насамперед розглядається тільки можливість збільшення абсорбційної здібності води як абсорбента і зовсім не розглядається можливості збільшення абсорбційної можливості димових газів як абсорбата. Зовсім не розглядаються питання надійності роботи газового тракту елементів енергетичної установки, можливості поглиблення утилізації теплоти вихлопних газів ДВЗ і відхідних газів після головного котла за рахунок зниження їх температури нижче температури точки роси (ТТР) пари сірчаної кислоти (130°С) і водяної пари (нижче 48°С) і уловлення твердих часток до скруберів. Послідовність технологічних процесів очищення потоку газів зовсім не торкається зміни умов у газовому тракті самого енергетичного обладнання (ДВЗ, котел), починаючи від зони горіння палива і до виходу газів з цих елементів енергетичної установки. При цьому в технології прототипу не розглядається погіршення стану і надійності роботи газоходів і димової труби, що розміщені до і після скрубера, в зв'язку з наявністю пари і крапель H_2SO_4, H_2O, H_2SO_3. Причина в тому, що температура газів після скрубера нижче температури точки роси пари сірчаної кислоти (130°С) і сірчистої кислоти (60°С), і тому буде мати місце зволоження поверхні металу з газової сторони, що призведе до інтенсифікації корозії металу газоходів і димової труби і зниження надійності і довговічності їх роботи.

При виконанні роботи з розробки технології комплексного використання паливних і водних ресурсів були поставлені задачі: 1) збільшення глибини очищення димових газів від токсичних речовин; 2) підвищення якості і активізації води для приготування водопаливних емульсій ВПЕ; 3) активізація і підвищення якості ВПЕ з метою зниження екологічних показників; 4) інтенсифікація абсорбції SO_2, CO_2, NO_x водою; 5) активізація абсорбційних властивостей води, що подається на зрошення скрубера; 6) підвищення абсорбційної активності димових газів по відношенню до NO_x, SO_2, CO_2; 7) зниження інтенсивності низькотемпературної сірчанокислотної корозії (НТК) і високотемпературної корозії (ВТК), що підвищить надійність і довговічність роботи елементів суднової енергетичної установки (СЕУ); 8) зменшення втрат теплоти з відхідними газами за рахунок встановлення конденсаційної поверхні на виході газів з котлів (допоміжних, утилізаційних); 9)використання теплоти конденсації пари сірчаної кислоти; 10) використання теплоти конденсації водяної пари; 11) забезпечення надійності і довговічності газоходів СЕУ.

Особливістю комплексної технології, що пропонується, є також 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.

Необхідність виконання усіх вимог міжнародних організацій в області охорони навколишнього середовища, необхідність зменшення теплових втрат при спалюванні органічних палив, вартість яких зростає, підвищення економічності і надійності роботи усіх елементів СЕУ зумовлюють необхідність розгляду всіх можливостей виконання вказаних задач у запропонованій комплексній технології послідовно на всіх етапах: підготовки палива до спалювання, самого процесу горіння, процесів тепломасообміну, зниження швидкості НТК; забезпечення можливості використання не тільки явної теплоти газів, а і теплоти конденсації пари H_2SO_4 і H_2O, що містяться в димових газах; очистки газів від токсичних інгредієнтів. Це вимагає відповідної організації фізико-хімічних процесів, які забезпечать можливість виконання цих задач.

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 фізико- хімічних процесів по всьому тракту паливоспалюючих агрегатів (починаючи із зони горіння і до зрізу димової труби), а й спрямовує їх у необхідному напрямку.

На відміну від застосовуваних технологій очистки газів від токсичних інгредієнтів і парникових газів у запропонованій комплексній системі очистки прийняті технологічні і конструктивні рішення, що направлені на інтенсифікацію тих процесів, які одночасно впливають на: інтенсивність горіння ВПЕ; склад і кількість токсичних інгредієнтів і парникових газів; відповідне проходження фізико-хімічних процесів в конденсаті H_2SO_4, що визначають зниження інтенсивності корозійних процесів, а значить підвищення надійності низькотемпературних поверхонь нагріву (НТПН) і глибину утилізації теплоти димових газів; інтенсифікацію теплообміну (як випромінюванням, так і в конвективних поверхнях) по всьому газовому тракту, починаючи з топки (камери згорання) і до зрізу димової труби. Для забезпечення необхідного проходження вказаних процесів треба відповідно організувати режим горіння, при якому буде отримано необхідний склад димових газів, який забезпечить інтенсифікацію процесу абсорбції з газової сторони, що в існуючих технологіях взагалі не розглядається. Необхідний рівень кінцевих екологічних показників роботи всіх паливоспалюючих агрегатів СЕУ (головного двигуна (ГД), допоміжного котла (ДК), дизель-генератора (ДГ)) формується впродовж всього технологічного тракту, починаючи від підготовки палива необхідної якості. Цей рівень обумовлюється насамперед умовами спалювання палива в топці ДК і в камері згоряння ГД і ДГ (ДВЗ або ГТД). Тому важливим фактором є якість і стан води, що використовується як для приготування ВПЕ, так і для проведення інтенсивної абсорбції NO_x, SO_2, CO_2 в скруберах.

Як показали проведені наукові дослідження, що пов'язані з розвитком теплових і фізико-хімічних процесів в елементах СЕУ, першорядним і вирішальним фактором для вирішення поставлених задач при розробці технології комплексної системи зниження екологічних показників, корозії і теплових втрат, підвищення економічної ефективності, ресурсозбереження являється організація процесу спалювання в паливоспалюючих агрегатах СЕУ ВПЕ (на основі сірчистих палив) з водомісткістю близько 30%. При спалюванні такого складу ВПЕ на виході із зони горіння внаслідок автоматичного (природного) проходження фізико-хімічних процесів у складі димових газів з'являється суміш оксидів азоту з співвідношенням компонентів NO_2:NO близького до еквімолярного співвідношення 0,35…0,5, при якому при температурах поверхні нижче ТТР пари H_2SO_4 має місце найбільш інтенсивна абсорбція конденсатом сірчаної кислоти оксидів азоту. Це забезпечує появу пасивної плівки на поверхні металу і внаслідок цього різке зниження НТК до рівня 0,15 мм/рік при горінні ВПЕ з надлишком повітря аж до 1,45 (при відсутності кислотного "піку") в межах температури поверхні металу 140…70°С. Це явище захищено одержаним патентом [8]. В зв'язку з цим з'являється можливість не тільки забезпечити зниження швидкості НТК, але й інтенсифікувати абсорбцію NO_x і SO_2, бо природно (автоматично) при $t_{ст}$ = 110°С складається концентрація сірчаної кислоти на рівні 57%, при якій різко зростає абсорбція SO_2 [9, 10]. Крім того, в зв'язку з різким зменшенням інтенсивності НТК при температурах металу 130...70°С можливо знизити температуру газів на виході з котла до рівня 80…90°С, що суттєво зменшує втрату теплоти з відхідними газами із котлів (звичайно ця температура знаходиться на рівні 150…170°С). Відсутність "піку" НТК забезпечує надійність і більшу довговічність роботи НТПН при перемінних режимах роботи паливоспалюючих установок. Але при цьому не забезпечується конденсація водяної пари, концентрація якої в газах значно більше. Для забезпечення цього процесу необхідно використання поверхні нагріву з нержавіючої сталі. Тоді конвективні поверхні котлів будуть складатися з сухої частини (при $t_{ст}$ до 130°С), конденсаційної частини для конденсації H_2SO_4 (при $t_{ст}$ до 70°С при спалюванні ВПЕ), а також конденсаційної частини із нержавіючої сталі для конденсації водяної пари (при $t_{ст}$ до 30...50°С).

За рахунок більш глибокої утилізації теплоти всіх основних паливоспалювальних агрегатів СЕУ забезпечується економія коштів на ремонт елементів газовивідного тракту. Не обов'язково економити тільки

саме паливо, бо покращення екологічних показників дає економію від штрафів, а зниження інтенсивності НТК - надійність і можливість зменшити температуру відхідних газів і поглибити утилізацію теплоти газів; зменшення забруднення збільшує період між чищенням з 1000 год при спалюванні мазуту до 3000 год при спалюванні ВПЕ з водовмісткістю близько 30%; зменшуються витрати з водою з лужними властивостями, коли перед скруберами буде зменшена концентрація NO_x, SO_2, CO_2.

Згідно з даними [11] і результатам проведених досліджень під впливом кавітаційної обробки в найбільшій мірі зростає значення pH відстояної водопровідної води (на протязі 300 с pH зростає з 7,1 до 8,0), дистиляту (протягом 250 с pH збільшується з 6,7 до 7,7) залежно від привнесеної енергії при проходженні кавітаційного процесу.

Значення pH води, що характеризує її активність, змінюється залежно від її якості. 15 Необхідно відмітити, що деаерований дистилят змінює pH лише на 4% (від 6,8 до 7,1, тобто необхідно мати воду насичену повітрям), дистилят на 12% (з 6,7 до 7,7), а водопровідна вода на 16% (з 7,1 до 8,1). Різницю у відсотках автори [11] пояснюють присутніми у водопровідній воді солями, з якими може зв'язуватися іон H^+ і газами. Але при приготуванні ВПЕ добавка солей з водою призведе до зростання високотемпературної і низькотемпературної корозії в ДВЗ і котлах. Збільшення вмісту Na зменшить температуру плавлення натрій-ванадатів і підвищить їх високотемпературну корозійну активність. Солі жорсткості збільшать забруднення НТПН і швидкість НТК. Тому для приготування ВПЕ прийняте рішення застосувати дилюат (як продукт електродіалізної обробки води) додатково до дистиляту, враховуючи, що зростання pH для них прийнятно (на 12%) для інтенсифікації процесів горіння і абсорбції для запропонованого способу. Причому, з врахуванням задач розробки комплексної системи очистки і ресурсоенергозбереження найбільш прийнятно для підготовки ВПЕ виробляти в електродіалізній установці ділюат, який зручніше отримувати для потреб судна в прісній воді додатково до дистиляту від утилізаційної опріснювальної установки, а католіт, як побічний продукт цього процесу, після кавітаційної обробки буде одночасно використовуватися на зрошення скруберів, циклонів. З метою підвищення ефективності електродіалізного процесу за рахунок кавітаційної обробки підвищується електропровідність забортної (солоної) води перед першим модулем електродіалізної установки і дилюату перед другим модулем. Для пом'якшення кавітаційної дії на мембрани двох секцій електродіалізної установки перед ними вводиться повітря. Щоб активувати абсорбційні властивості католіту пропонується проводити його активізацію кавітаційною обробкою, що дозволить збільшити його pH, кількість іонів H^+, OH^-, турбулентність, а значить підвищити його абсорбційні властивості.

Для виконання поставлених задач в запропонованій технології для забезпечення комплексного вирішення задач з підвищення економічної ефективності і покращення екологічних показників, надійності і ресурсозбереження, передбачається 6 етапів технологічного процесу:

1) підготовка води необхідної якості для приготування ВПЕ з метою забезпечення умов спалення ВПЕ з водовмістом близько W^r = 30 % і для зрошення насадки скрубера для забезпечення інтенсифікації абсорбційних процесів;

2) спалювання ВПЕ відповідної якості з водомісткістю близько W^r = 30% призводить до створення еквімолярного або близького до нього співвідношення NO_2:NO в димових газах на виході із зони горіння (що підтверджено патентом [8] і забезпечує зниження НТК), а також зниження емісії NO_x, SO_2, CO_2;

3) встановлення конденсаційних НТПН, на поверхні яких створені умови пасивації металу і різкого зниження інтенсивності НТК (див. п. 2), а також умови зі сторони газів і в конденсаті для інтенсифікації абсорбції NO_x, SO_2, CO_2;

4) продовження інтенсифікації абсорбції на конденсаційних поверхнях газоходів до скруберної частини (при забезпеченні умов надійної роботи їх металу при $t_{ст}$ = 80°C) або підтримання температури металу цих газоходів вище ТТР H_2SO_4 (130°C) без абсорбції NO_x, SO_2, CO_2, але при забезпеченні надійності роботи (при низькому рівні НТК);

5) застосування інтенсивних скруберних технологій з застосуванням процесів активізації абсорбції NO_x, SO_2, CO_2;

6) захист металу газоходів після скруберної частини.

На всіх вище вказаних етапах створюються умови не тільки для проходження процесів, що забезпечують виконання задач етапу, а і забезпечуються необхідні умови для відповідного проходження фізико-хімічних процесів у наступному етапі.

Для виконання задачі активізації абсорбційних властивостей димових газів, що відрізняє розроблену технологію від існуючих аналогів, необхідно забезпечити еквімолярне (або близьке до цього) співвідношення NO_2:NO в газах. Як показали наші наукові дослідження, таке співвідношення (або близьке до нього) природно

створюється в кінці зони горіння ВПЕ з водовмістом близько W^r =30% внаслідок впливу інтенсивної турбулентності, що створюється при мікровибухах крапель ВПЕ в зоні активного горіння.

Як показали експериментальні дослідження внаслідок дії розглянутих процесів має місце зниження на виході з топки NO_x в 3,8 разів (з 533 ppm по 167 ppm), SO_2 в 2,5 разів (з 449 ppm по 183 ppm). При температурі газів нижче 300°С (перед економайзером) з'являється аерозоль H_2SO_4, як і в сірчанокислотному виробництві за нітрозним механізмом. Таке ж зниження концентрації NO_x має місце при спалюванні ВПЕ з W^r = 30% в ДВЗ.

Як відомо з теорії фізико-хімічних процесів сірчанокислотного виробництва за нітрозним механізмом [10], перш за все при еквімолярному співвідношенні NO_2:NO спостерігається інтенсифікація абсорбції NO_x, SO_2 розчином сірчаної кислоти. Причому, найбільша інтенсивність цього процесу спостерігається при 57% концентрації сірчаної кислоти.

Проведені експериментальні дослідження показують, що шаром забруднень, зволожених конденсатом сірчаної кислоти, внаслідок відповідної організації фізико-хімічних процесів і природно створюваних умов максимальної інтенсивності абсорбції в потоці газів і в конденсаті H_2SO_4 вміст оксидів азоту NO_x і сірки SO_2 після конденсаційної поверхні, де мають місце процеси адсорбції твердими частками і абсорбції конденсату, суттєво знижується: 1 $м^2$ конденсаційної поверхні абсорбує 3,4 $мг/м^3$ NO_x та 0,9 $мг/м^3$ SO_2, що дає можливість в залежності від величини конденсаційної поверхні (наприклад 20 $м^2$) знизити концентрацію NO_x в 1,7 раза (з 167 $мг/м^3$ до 99 $мг/м^3$) та SO_2 - в 1,1 рази (з 183 $мг/м^3$ до 165 $мг/м^3$). При цьому важливо, що додатково має місце процес осадження токсичних твердих золових і сажистих часток: з 150…170 $мг/м^3$ (на виході з топки при спалюванні ВПЕ з W^r = 30%) до 50…60 $мг/м^3$ після конденсаційної поверхні.

Важливо, що за рахунок проходження реакцій в конденсаті кислоти за участью CO має місце збільшення в газах NO_2 і зменшення NO внаслідок чого в складі газів за цією поверхнею співвідношення NO_2:NO стає ще більш близьким до еквімолярного, тобто здійснюється підготовка газів до інтенсивної абсорбції на наступному етапі.

Таким чином, на відміну від прототипу і аналогів забезпечується суттєве зниження NO_x, SO_2 по газовому тракту до місця встановлення скруберів.

Забезпечення процесу абсорбції оксидів NO_x, SO_2 конденсатом сірчаної кислоти на конденсаційних поверхнях котлів розглядається як другий етап очистки відхідних газів від токсичних інгредієнтів.

Залежно від конструктивного виконання і ходу теплових і фізико-хімічних процесів у газоходах після ДК і УК після ДВЗ температури газів на вході в скруберну частину кожного з газоходів пропонованої системи складатиме 80…90°С (що нижче в порівнянні з прототипом (технологією $CSNO_x$), де температура газів після котлів і ДВЗ, де спалюється сірчисте паливо з W^r = 2%, знаходиться на рівні 150…170°С). Це призводить до суттєвого зниження витрат води, що підводиться до скруберів.

Після конденсаційних поверхонь, що встановлені на виході з ДК і УК, димові гази потрапляють в газоходи. Після конденсаційної поверхні концентрація пари кислоти в газах стане нижче і відповідно знизиться її ТТР H_2SO_4, що полегшує захист металу газоходів після конденсаційної НТПН.

Важливим для здійснення наступних етапів очистки димових газів, оцінки їх корозійного впливу на метал газоходів пари H_2SO_4 і H_2O є те, що в ході фізико-хімічних процесів в шарі конденсату і забруднень, що маються на конденсаційних поверхнях, знижується не тільки концентрація NO_x і, що важливо, збільшується вміст в них NO_2, що забезпечує еквімолярне співвідношення NO:NO_2 в потоці газів після конденсаційної теплообмінної поверхні котла. Значить з'являється можливість (перший варіант) при наявності конденсату H_2SO_4 на внутрішній металевій поверхні газоходу (в районі і після НТПН) забезпечити пасивацію поверхні металу газоходу при подальшому процесі очистки димових газів від NO_x, SO_2 по тому ж механізму, що і в попередній конденсаційній поверхні нагріву на виході з котлів (спосіб захисту від НТК). Для забезпечення процесу конденсації газохід повинен мати таку товщину ізоляції, щоб забезпечити температуру стінки нижче ТТР H_2SO_4 в цьому газоході і перепад температур газів і стінки на рівні 10…15°С, при якому буде йти конденсація. За даними [12] при такому теплоперепаді забезпечується мінімальний рівень корозії (перший варіант) і додатково йде процес пасивації металу, що підвищує надійність поверхонь, і, крім того, буде забезпечена додаткова очистка газів від NO_x і SO_2.

Можливо прийняття і інших методів захисту металу газоходу (другий варіант): підігрів металу газоходу гарячою водою (або повітрям), що одержана в підігрівачу після скрубера, до рівня, коли буде відсутня конденсація пари H_2SO_4. Тоді при другому варіанті, в газоході процес очистки газів від токсичних інгредієнтів буде відсутнім.

Таким чином, вказані процеси забезпечують третій етап очистки димових газів.

Щоб забезпечити кінцеву очистку димових газів від NO_x і SO_2 до рівня, що запланований нормативними документами ІМО на 2016 рік (поки що відкладено), необхідно використання скруберних технологій [13, 14].

На відміну від існуючих скруберних технологій в пропонуємій системі очистки на четвертому етапі на зрошення поверхні скрубера підводиться католіт від електродіалізатора. Для підвищення pH католіту, збільшення кількості іонів H^+, OH" встановлено кавітатор, що забезпечить підвищення інтенсивності абсорбційних процесів в скрубері.

У випадку спалювання ВПЕ з водовмістом близько W^r = 30% завдяки використанню вже розглянутих етапів очистки газів в їх складі вміст токсичних інгредієнтів перед скруберами буде знаходитися на значно нижчому рівні в порівнянні з системою очистки, що прийнята в якості прототипу (при W^r = 2%) [3].

З метою очищення відхідних газів за допомогою скруберних технологій після виходу газів із ДК і УК після ГД встановлюється на кожному газоході свої окремі скруберні установки: зі зрошувальним циклоном при спалюванні малосірчистих палив і мокрі скрубери послідовного очищення газів ГД та ДК від SO_2, NO_x та CO_2 при спалюванні високо сірчистих палив (класифікаційні товариства на суднах вимагають установки окремих газоходів ДК, ДГ, ГД).

У випадку спалювання ВПЕ на основі високосірчистого мазуту, коли створюється найбільша кількість SO_2, NO_x, рекомендується встановлення скрубера з насадкою, яку можливо і необхідно виконати із некорозійного матеріалу (кераміка, кислотостійка пластмаса). Насадка зрошується тим же розчином католіту, що активована в кавітаторі для інтенсифікації процесу абсорбції. Температура цього католіту повинна бути на рівні температури забортної води - обов'язково нижче ТТР водяної пари, що знаходиться в димових газах (при спалюванні ВПЕ з W^r = 30% її значення знаходиться на рівні 48…50°С в залежності від водомісткості емульсії). В цьому випадку буде забезпечена конденсація водяної пари газів, що буде (додатково до теплоти абсорбції) супроводжуватися виділенням великої кількості теплоти. Внаслідок цього вода на виході із насадки після перемішування з потоком газів підігріється до 80…90°С (рівень температури забезпечується регулюванням витрати католіту на зрошення насадки при забезпеченні необхідного рівня абсорбції NO_x, CO, SO_2, CO_2). При забезпеченні відповідного рівня лужності води, що йде на зрошення і нейтралізацію кислотності, розчин на виході із насадки буде нейтральним.

Висновок. Якщо концентрація NO_x при спалюванні ВПЕ знижується в порівнянні з режимом спалювання безводного мазута в 3,2 рази, то навіть без врахування впливу процесів абсорбції конденсаційних поверхонь і врахування збільшенної абсорбційних властивостей димових газів при еквімолярному відношенні NO_2 : NO розміри секції для уловлення NO_x зменшаться в 3…4 рази, а секції уловлення SO_2, з урахуванням зростання абсорбції SO_2 при нітрозному механізмі, зменшаться в 5…8 раз.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

I. Skeltved, O. CIMAC NMA (Norway 27/01/2010) [Електронний ресурс]: URL: http://sintef.net/ upload/MARINTEK/ CIMAC2010/MAN%20Ole% 20Skeltved.pdf (дата звернення : 04.09.2013). MAN Diesel©. 2010.48 p.

2. Pure SO_x Exhaust gas cleaning (EMD00281EN 1208) [Електронний ресурс] :URL:http://www.alfalaval.com/industries/marine/oiltreatment/Documents/ PureSOx% 20product% 20brochure.pdf (дата звернення : 04.03.2013).

3.Ecospec CSNOxTM Broshure [Електронний ресурс]: URL: http://www.ecospec.com/upload/brochurepdf/67_uaez4cere8bt2axql5896mgz76ws basv.pdf (дата звернення : 04.09.2013);

4. Landet, R.D. PM emissions and NO_x - reduction due to water in fuel emulsions in marine diesel engines [Текст]: Norwegian University of Science and Technology, Department of Marine Technology, Student thesis. 2010. в 73 г.: URL: http://ntnu.diva-portal.org/smash/get/diva2: 375078/FULLTEXT01 (дата звернення : 04.09.2013);

5. Andreasen A., Nyggard K. B. Water - in - fuel emulsion as marine engine fuel for reduced NOx and particulate emissions [Електронний ресурс]: URL: http://www 2.mst.dk/udgiv/publications/201 l/08/978-87-92779-30-4.pdf (дата звернення : 04.09.2013). - The Danish Environmental Protection Agency (Environmental Project No. 1380). 2011. ISBN 978-87-92779-30-4. - 75 p.

6. Горбов В.М. Энциклопедия судовой энергетики: Учебник. Николаев, НУК, 2010. С.624.

7. Возницкий И.В., Пунда А.С. Судовые двигатели внутреннего сгорания, Том 2. М. Моркнига, 2008. С. 470.

8. Горячкин В.Ю., Горячкин А.В., Акимов А.В. и др. Способ защиты металла низкотемпературных поверхностей нагрева котла от сернокислотной коррозии. Патент UA № 99408, МПК C23F 11/10, F22B 37/00, F23J 15/00. Опубликовано 10.08.2012.

9. Рамм В.М. Абсорбция газов [Текст]. Изд 2-ое, перераб. и доп. М.: Химия, 1975. С. 655. ил.

10. Амелин А.Г. Производство серной кислоты [Текст]. М.: Химия. 1967. С. 472 : ил.

11. Витенько Т.Н., Гумницкий Я.М. Механизм активирующего действия гидродинами-ческой кавитации на воду [Текст]. Химия и технология воды. 2007. т. 29. №5. С. 422-432.

12. Внуков А.К. Теплохимические процессы в газовом тракте паровых котлов. М.: Энергоиздат. 1981. 296 с.

13. Hansen, J.P. Exhaust Gas Scrubber Installed Onboard MV Ficaria Seaways : Public Test Report [Елетронний ресурс]: URL: http://www 2.mst.dk/Udgiv/publications/2012/06/978-87-92903-28-0.pdf(flaTa обращения : 04.09.2013). - The Danish Environmental Protection Agency (Environmental Project No. 1429). 2012. ISBN 978-87-92903-28-0. 30 p.

14. Kjolholt J. Assessment of possible impacts of scrubber water discharges on the marine environment [Електронний ресурс]: URL: http://www 2.mst.dk/Udgiv/publications/2012/06/978-87-92903-28-0.pdf (дата звернення : 01.04.2013) / J. Kjolholt, Aakre S., Jurgensen C, Lauridsen J. / - The Danish Environmental Protection Agency (Environmental Project No. 1431). 2012. ISBN 978-87-92903-30-3. 92 p.].

REFERENCES

[l] Skeltved, O. CIMAC NMA (Norway 27/01/2010) [Електронний ресурс]: URL: http://sintef.net/ upload/MARINTEK/ CIMAC2010/MAN%20Ole% 20Skeltved.pdf (дата звернення : 04.09.2013). MAN Diesel©. 2010.48 p.

[2] Pure SO_x Exhaust gas cleaning (EMD00281EN 1208) [Електронний ресурс] :URL:http://www.alfalaval.com/industries/marine/oiltreatment/Documents/ PureSOx% 20product% 20brochure.pdf (дата звернення : 04.03.2013).

[3] Ecospec CSNOxTM Broshure [Електронний ресурс]: URL: http://www.ecospec.com/upload/brochurepdf/67_uaez4cere8bt2axql5896mgz76ws basv.pdf (дата звернення : 04.09.2013);

[4] Landet, R.D. PM emissions and NO_x - reduction due to water in fuel emulsions in marine diesel engines [Текст]: Norwegian University of Science and Technology, Department of Marine Technology, Student thesis. 2010. в 73 г.: URL: http://ntnu.diva-portal.org/smash/get/diva2: 375078/FULLTEXT01 (дата звернення : 04.09.2013);

[5] Andreasen A., Nyggard K. B. Water - in - fuel emulsion as marine engine fuel for reduced NOx and particulate emissions [Електронний ресурс]: URL: http://www 2.mst.dk/udgiv/publications/201 l/08/978-87-92779-30-4.pdf (дата звернення : 04.09.2013). - The Danish Environmental Protection Agency (Environmental Project No. 1380). 2011. ISBN 978-87-92779-30-4. - 75 p.

[6] Horbov V.M. Эntsyklopedyia sudovoi эnerhetyky: Uchebnyk. Nykolaev, NUK, 2010. S.624.

[7] Voznytskyi Y.V., Punda A.S. Sudovыe dvyhately vnutrenneho shoranyia, Tom 2. M. Morknyha, 2008. S. 470.

[8] Horiachkyn V.Iu., Horiachkyn A.V., Akymov A.V. y dr. Sposob zashchytы metalla nyzkotemperaturnыkh poverkhnostei nahreva kotla ot semokyslotnoi korrozyy. Patent UA № 99408, MPK C23F 11/10, F22B 37/00, F23J 15/00. Opublykovano 10.08.2012.

[9] Ramm V.M. Absorbtsyia hazov [Tekst]. Yzd 2-oe, pererab. y dop. M.: Khymyia, 1975. S. 655. yl.

[10] Amelyn A.H. Proyzvodstvo sernoi kyslotы [Tekst]. M.: Khymyia. 1967. S. 472 : yl.

[11] Vytenko T.N., Humnytskyi Ya.M. Mekhanyzm aktyvyruiushcheho deistvyia hydrodynamy-cheskoi kavytatsyy na vodu [Tekst]. Khymyia y tekhnolohyia vodы. 2007. t. 29. №5. S. 422-432.

[12] Vnukov A.K. Teplokhymycheskye protsessы v hazovom trakte parovыkh kotlov. M.: Эnerhoyzdat. 1981. 296 s.

Filipshchuk O., Horiachkin V., Shevtsov A.

REDUCED TOXICITY OF SMOKE GAS DURING COMBUSTION OF WATER-FUEL EMULSIONS

A technological system has been developed that provides comprehensive use of fuel and water resources that can be used in the design and operation of stationary and ship power plants in which sulfur organic fuel is burned in order to fully utilize the heat of combustion of fuels, to ensure energy conservation, to increase economic and environmental performance.

Keywords: *cavitation, electrodialysis of water, absorption, wet scrubbers*

Филипщук А.Н., Горячкин В.Ю., Шевцов А.П.

СНИЖЕНИЕ ТОКСИЧНОСТИ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ ПРИ СЖИГАНИИ ВОДОТОПЛИВНЫХ ЭМУЛЬСИЙ

Разработанная технологическая система, обеспечивающая комплексное использование топливных и водных ресурсов, которая может быть использована при проектировании и эксплуатации стационарных и судовых энергетических установок, в которых сжигается сернистое органическое топливо, с целью полного использования теплоты сжигания топлива, обеспечения энергоресурсосбережения, повышение экономических и экологических показателей.

Ключеые слова: *кавитация, электродиализ воды, абсорбция, мокрые скрубберы*

УДК: 621.43

АНАЛІЗ ЕКОЛОГІЧНИХ ТА ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДОПОМІЖНИХ ДВИГУНІВ СУДНА ПРИ КЕРУВАННІ ПРОЦЕСОМ ВПОРСКУВАННЯ ПАЛИВА ФОРСУНКОЮ

Калініченко І.В., к.т.н., доцент без в/з; Рекивчак С.С., Година В.В., Ващенко А.С. магістри
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
Херсонська філія, м. Херсон
kiv26@ukr.net; ORSID: 0000-0001-6765-6168

***Анотація**. В роботі показано, що необхідний рівень тиску і необхідні характеристики впорскування палива з форсункою з вбудованим паливним акумулятором тиску можуть бути забезпечені сучасними системами з електронним керуванням типу Common Rail. Впровадження даної системи є одним із способів поліпшення паливної економічності і підвищення екологічної безпеки суднових дизельних установок.*

***Ключові слова:** форсунка з вбудованим паливним акумулятором тиску; впорскування палива; Common Rail.*

Актуальність теми.

Процес подачі палива поряд з газорозподілом найбільшою мірою визначає ефективність роботи дизельного двигуна, фіксуючи характер протікання тепловиділення в циліндрі двигуна і тим самим ефективність його роботи. Можливості управління цими процесами розширюються завдяки інтеграції інтелектуальних мікропроцесорних систем управління та акумуляторних систем подачі палива Common Rail (CR) двигунів, які використовуються на суднах у якості головних ДВЗ. 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. Так, різні види палива, які повинен використовувати двигун, визначають широкий температурний діапазон по паливу: +25...+150 °С. 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.

Зростання циліндричної потужності двигунів при великих циклових подачах палива призводить до використання акумулятора великого об’єму. Виникаючі при цьому проблеми і прийняті контрзаходи наближено пропорційні збільшенню внутрішнього діаметра рампи. Збереження об’єму акумулятора створює проблеми в досягненні стабільних параметрів упорскування палива по циліндрах, також важко вирішення основного завдання акумуляторної системи, спрямованої на виключення коливань тиску в системі для всіх циліндрів двигуна. Крім того, впровадження акумулятора надмірної довжини неминуче перетворить його в об'єкт управління з розподіленими параметрами вже з іншими особливостями процесу упорскування в віддалені від насоса циліндри. Виходячи з цього розробники MAN Diesel & Turbo впроваджують концепцію сегментації, розділяючи акумулятор на кілька блоків відповідного обсягу і застосовують, по крайній мірі, два насоси високого тиску для шестициліндрового двигуна [1 – 3].

Мета роботи – є підвищення екологічних показників та паливної ефективності дизель-генератора шляхом контролю параметрів роботи голки паливної форсунки з вбудованим паливним акумулятором тиску.

Основна частина. При створенні системи CR для суднових середньо- і малооборотних дизелів з циліндричної потужністю до 300 кВт при 720 ... 1200 хв$^{-1}$ і цикловою подачею понад 4 г/цикл зверталася увага на флуктуації тиску палива в рампі, які чинять негативний вплив на параметри впорскування [6]. При цьому істотне збільшення обсягу акумулятора для згладжування пульсацій тиску тягне за собою адекватне зростання навантажень на стінки акумулятора, що провокують його руйнування. Цей факт вимагав для великорозмірних стаціонарних і суднових ДВЗ переглянути концепцію системи і ввести в конструкцію додаткові індивідуальні акумулятори для кожної форсунки (групи форсунок).

Поряд з тиском упорскування, яке впливає на витрати палива і викиди, важливим є закон упорскування. Закон уприскування визначає, коли і скільки палива впорскується в циліндр. Для того щоб зменшити викиди і витрата палива на даному етапі еволюції системи упорскування для двигунів, пропонується ділити послідовність упорскування палива на три окремі фази (рис. 1). Основна фаза уприскування палива визначає

потужність двигуна. Попередня фаза уприскування ініціює раннє згоряння, щоб забезпечити контрольоване горіння палива в основній фазі уприскування.

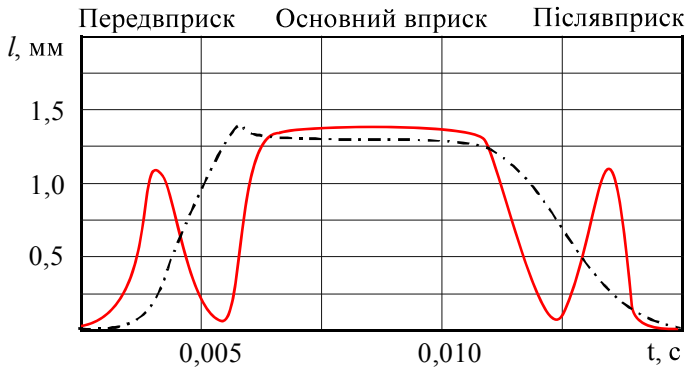


Рисунок 1. Витрати палива при роботі форсунки з вбудованим паливним акумулятором тиску, *l* - підняття голки форсунки, мм;
_____ з системою CR; - - - газорозподільчим валом

Це зменшує викиди оксидів азоту, так як більш плавне протікання процесу тепловиділення, що відбувається в цьому випадку, запобігає досягнення високих температур в циклі дизельного двигуна. Фаза послевприска, наступна безпосередньо після основної фази вприскування палива, знижує викиди твердих частинок за рахунок більш повного перемішування палива та повітря під час пізньої фази згоряння (фази догорання). Одночасні турбулізація заряду і підвищення температури фази догорання сприяють окисленню сажі. Таким чином, в залежності від режиму роботи двигуна, основна фаза уприскування палива може бути доповнена фазами предвприска і (або) послевприска - в залежності від необхідних умов організації внутріціліндровие процесів.

Однією з цілей була можливість множинного (багатофазного) упорскування. Акумулятор в форсунці дозволяє знизити пульсації тиску в порівнянні зі звичайними, загальними для всіх форсунками. Це призводить до можливості збільшення тиску в системі, повторюваності і стабільності тиску і кількості впорскування для реалізації розподіленого упорскування.

Залежність роботи форсунки з вбудованим паливним акумулятором тиску з системою CR на екологічні показники дизель-генератора "MAN" 5L28/32H представлені на рис. 2, з якого видно, що при використанні контрольованого тиску впорскування палива (суцільна лінія) та форсунки з вбудованим паливним акумулятором тиску вдається забезпечити подачу палива з максимальним тиском. Це дозволяє зменшити утворення токсичних речовин у відхідних газах ДВЗ на 7...16 % при завантаженні дизель-генератора на 50...75 %.

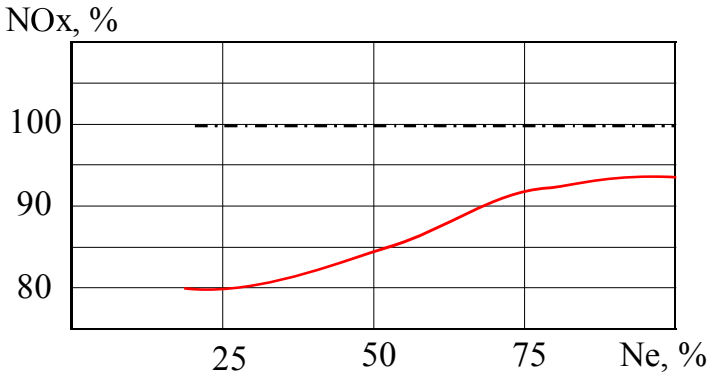


Рисунок 2. Зміни утворення токсичних речовин у відхідних газах ДГ фірми "MAN" 5L28/32 H при використанні форсунки з вбудованим паливним акумулятором тиску

Підвищення тиску подачі палива здатне збільшити дисперсність розпилювання палива, кут розкриття паливного факела і, в результаті, дозволяє більш повно використовувати свіжий заряд циліндра в процесі згоряння. Ці явища сприяють скороченню емісії незгорілих вуглеводнів, сажі та оксидів азоту з відпрацьованими

газами сучасних дизельних двигунів. Тому основні виробники систем CR виявляють тенденцію до постійного зростання тиску в системі.

На рис. 3 представлені результати впливу роботи системи CR з форсункою із вбудованим паливним акумулятором тиску на паливну ефективність дизель-генератора "MAN" 5L28/32H.

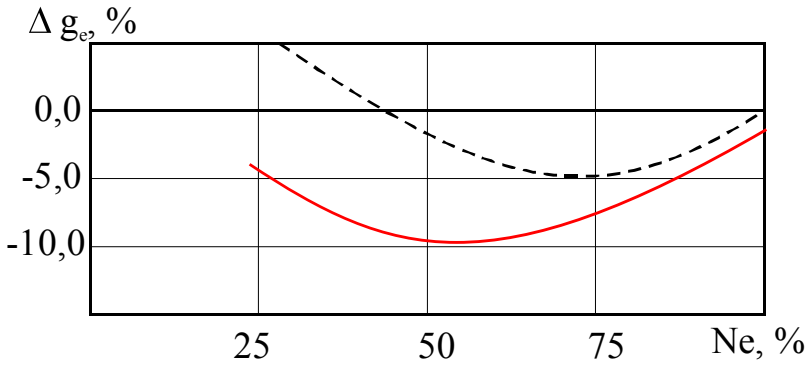


Рисунок 3. Вплив витрати палива дизель-генератора фірми "MAN" марки 5L28/32H при використанні форсунки з вбудованим паливним акумулятором тиску

З рис. 3 видно, що при регулюванні відкриття голки паливної форсунки з вбудованим паливним акумулятором тиску на завантаженні дизель-генератора 5L28/32H фірми "MAN" з системою CR в діапазоні 50...75 % призводить до зменшення витрати палива на 4...9 %.

Висновки. В роботі були проведені дослідження підвищення екологічних показників та паливної ефективності дизель-генератора фірми "MAN" марки 5L28/32H з використанням форсунки з вбудованим паливним акумулятором тиску з електронною системою керування процесом CR.

При використанні контрольованого тиску впорскування палива та форсунки з вбудованим паливним акумулятором тиску вдається забезпечити подачу палива з максимальним тиском, що дозволяє зменшити утворення токсичних речовин NOx у відхідних газах ДВЗ на 7...16 % при завантаженні дизель-генератора на 50...75 %.

При регулюванні відкриття голки паливної форсунки з вбудованим паливним акумулятором тиску з системою CR паливна ефективність дизель-генератора 5L28/32H фірми "MAN" збільшується на 4...9 % на завантаженні в діапазоні 50...75 %.

Список літератури

[4] *Common Rail Design & Field Experience* (2015). MAN Diesel & Turbo, 21.

[5] Калиниченко, И.В., Глущенко, Т.А, Моторний, В.И. (2018). *Анализ экономичности МОД с электронным управлением рабочего процесса*. Матеріали IX Міжнародної науково-технічної конференції: Інновації в суднобудуванні. Миколаїв: НУК.

[6] Половинка, Э.М., Карпилов Ю.А. (2013). Развитие систем топливоподачи современных дизелей. *Судовые энергетические установки: науково-технічний збірник*, 31, 133-144.

Kalinichenko I.V., Rekyvchak S.S., Godyna V.V., Vashchenko A.C.

ANALYSIS OF ENVIRONMENTAL AND ECONOMIC INDICATORS OF SUPPLY DRIVEN ENGINES IN THE MANAGEMENT OF THE PROCESS FOR FUSION FUEL EXPANSION

Annotation*. It has been shown that the required pressure level and the required fuel injection characteristics with an injector with built-in fuel pressure accumulator can be provided with modern electronic control systems such as Common Rail. Implementation of this system is one of the ways to improve fuel efficiency and increase the environmental safety of ship diesel plants.*

Keywords*: nozzle with built-in fuel pressure accumulator; fuel injection; Common rail*

Калиниченко И.В., Рекивчак С.С., Годына В.В., Ващенко А.С.

АНАЛИЗ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ И ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ СУДНА ПРИ УПРАВЛЕНИИ ПРОЦЕССОМ ВПРЫСКА ТОПЛИВА ФОРСУНКОЙ

Аннотация. *В работе показано, что необходимый уровень давления и необходимые характеристики впрыска топлива с форсункой со встроенным топливным аккумулятором давления могут быть обеспечены современными системами с электронным управлением типа Common Rail. Внедрение данной системы является одним из способов улучшения топливной экономичности и повышения экологической безопасности судовых дизельных установок.*
Ключевые слова: *форсунка с встроенным топливным аккумулятором давления; впрыска топлива; Common Rail.*

УДК: 621.43

ВПЛИВ ЗМІНИ ТИСКУ ВПОРСКУВАННЯ ПАЛИВА НА ЕКОЛОГІЧНІ ПОКАЗНИКИ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА

Калініченко І.В., к.т.н., доцент без в/з; Ступка В.Г, Гаврилішин Д.А., Скрипець В.О. 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; токсичні речовини.*

Актуальність теми.

Розвиток технологій скорочення шкідливих викидів в повітряний басейн з відпрацьованими газами двигунів суднового призначення було прискорено в зв'язку з введенням регулювання Міжнародної морської організації IMO Tier III. Регулювання передбачає поетапне скорочення викидів парникових газів, оксидів сірки та оксидів азоту.

Перебуваючи під жорстким пресом регулювання і контролю викидів шкідливих речовин, виробники двигунів і постачальники комплектуючих виробів і систем змушені вживати відповідні заходи по досягненню вимог екологічних стандартів своєю продукцією. На основі аналізу діяльності основних виробників в даній області виділяється ряд основних напрямків вдосконалення конструкції двигунів для забезпечення екологічних параметрів, з яких найважливішими є [1 – 3]:

- вдосконалення протікання внутріциліндрових процесів, включаючи точне автоматичне керування процесом згоряння - тепловиділення за допомогою формування необхідного закону подачі палива і забезпечення спеціальних умов протікання процесів згоряння в камері згоряння;
- розвиток конструкцій периферійних пристроїв і технологій для очищення відпрацьованих газів.

Проблеми в розвитку конструкцій і досягненні високих техніко-економічних показників сучасних дизельних енергетичних установок (ДЕУ) вирішуються за допомогою системи електронного керування, що відбуваються в них. Процес подачі палива поряд з газорозподілом найбільшою мірою визначає ефективність роботи дизельного двигуна, фіксуючи характер протікання тепловиділення в циліндрі двигуна і тим самим ефективність його роботи. Можливості управління цими процесами розширюються завдяки інтеграції інтелектуальних мікропроцесорних систем управління та акумуляторних систем подачі палива Common Rail двигунів (CRS), які використовуються на суднах у якості головних ДВЗ.

Мета роботи – є підвищення екологічної ефективності дизель-генератора з електронним керуванням робочого процесу системою CRS2.2. шляхом зміни та визначення раціональних параметрів роботи паливної системи.

Основна частина.

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.

Залежність впливу тиску впорскування палива з використанням системи CRS2.2 з одним акумулятором на дизель-генераторі 6L28/32H фірми "MAN" представлені на рис. 1, з якого видно, що при використанні контрольованого тиску впорскування палива (суцільна лінія) вдається забезпечити подачу палива з максимальним тиском. Це дозволяє зменшити утворення токсичних речовин у відхідних газах ДВЗ на 9...12 % та димності на 8...10 % при завантаженні ДГ на 50 % в порівнянні з використанням системи CRS1.6 (рис. 2).

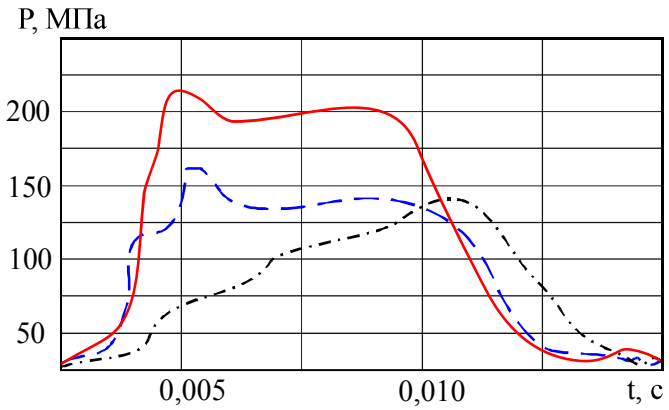


Рисунок 1. Вплив тиску впорскування палива з використанням системи Common Rail на дизель-генераторі 6L28/32H фірми "MAN"

_____ двигун 6L28/32H фірми "MAN" з системою Common Rail CRS2.2

- - - - двигун 6L28/32H фірми "MAN" з системою Common Rail CRS1.6;

- · - · - двигун 6L23/32H фірми "MAN" з газорозподільним валом

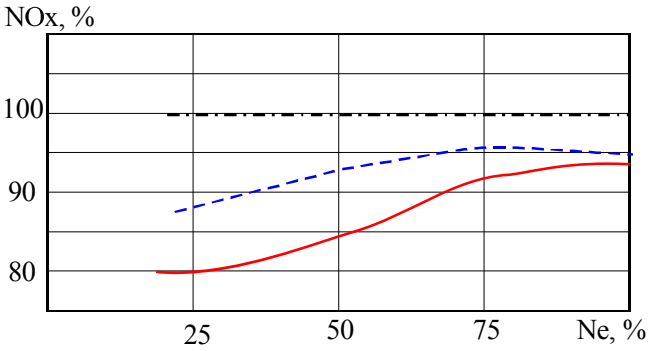


Рисунок 2. Зміни утворення токсичних речовин NOx у відхідних газах дизель-генератора фірми "MAN" 6L28/32H від тиску вприскування палива

Позначення такі ж, як і на рис. 1

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.

На рис. 3 представлені результати впливу роботи системи CRS2.2 на швидкість та висоту підняття голки паливної форсунки, з якого видно, що при використанні CRS2.2 в порівнянні з системою CRS1.6 максимальне відкриття голки l=1,5...1,7 мм досягається майже одразу, а закриття також різке і дозволяє зменшити витрату палива.

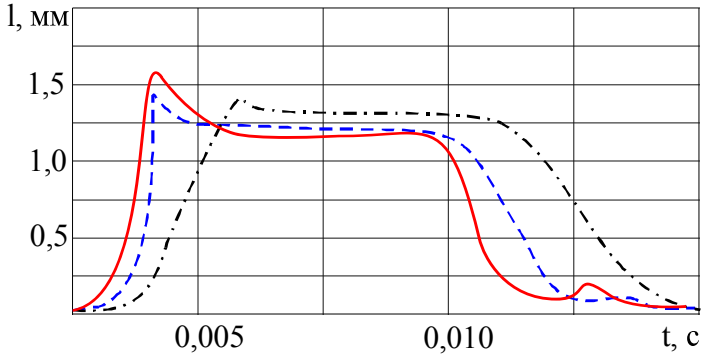


Рисунок 3. Зміни витрати палива при роботі системи CRS2.2 на швидкість та висоту підняття голки паливної форсунки
Позначення такі ж, як і на рис. 1

З рис. 4 видно, що при регулюванні відкриття голки паливної форсунки на завантаженні дизель-генератора 6L28/32H фірми "MAN" з системою Common Rail до 50 % призводить до зменшення витрати палива на 4,3 %.

Незважаючи на наявність досить великої кількості недоліків системи CRS2.2, інтелектуальні акумуляторні системи знаходять все більш широке застосування в суднових дизельних енергетичних установках, забезпечуючи можливість досягнення постійно зростаючих вимог до економічності і екологічної безпеки.

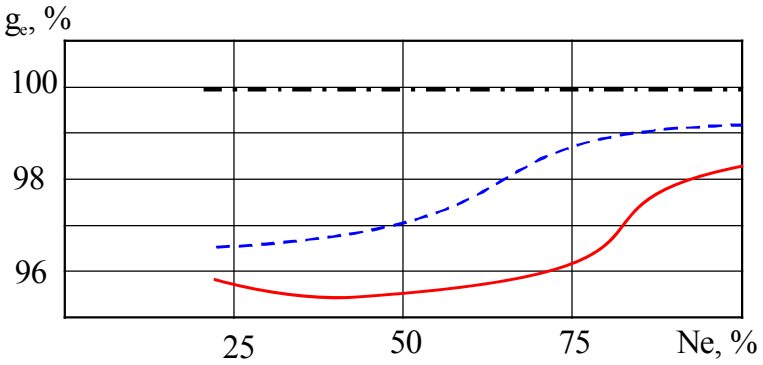


Рисунок 4. Вплив витрати палива дизель-генератора фірми "MAN" марки 6L28/32H при керуванні швидкості та висоти підняття голки паливної форсунки системи CRS2.2
Позначення такі ж, як і на рис. 1

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 роботі були проведені дослідження підвищення екологічної ефективності та паливної економічності дизель-генератора фірми "MAN" марки 6L28/32 H з використанням системи CRS2.2.

Використання системи CRS2.2. на дизель-генераторі фірми "MAN" марки 6L28/32 H дозволить зменшити викиди токсичних речовин на 9...12% димності на 8...10% та економію палива на 4,3 % при навантаженні на 50 %.

Список літератури

[7] *Common Rail Design & Field Experience* (2015). MAN Diesel & Turbo, 21.

[8] Калиниченко, И.В., Глущенко, Т.А, Моторний, В.И. (2018). *Анализ экономичности МОД с электронным управлением рабочего процесса.* Матеріали IX Міжнародної науково-технічної конференції: Інновації в суднобудуванні. Миколаїв: НУК.

[9] Половинка, Э.М., Карпилов Ю.А. (2013). Развитие систем топливоподачи современных дизелей. *Судовые энергетические установки: науково-технічний збірник*, 31, 133-144.

Kalinichenko I.V., Stupka V.G., Gavrilishin D.A., Skrypets V.O.

INFLUENCE OF CHANGE OF THE PRESSURE OF FUEL EXPRESSION ON ECOLOGICAL INDICATORS OF DIESEL GENSET

Abstract. *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; toxic substances.*

Калиниченко И.В., Ступка В.Г, Гаврилишин Д.А., Скрипец В.А.

ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ВПРЫСКОМ ТОПЛИВА НА ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА

Аннотация. *Показано, что необходимый уровень давления и необходимые характеристики впрыска могут быть обеспечены современными системами с электронным управлением типа Common Rail (CRS). Внедрение подобных систем как одного из способов улучшения топливной экономичности и повышения экологической безопасности судовых дизельных установок вызвано жесткими экологическими и экономическими требованиями к современным судовых дизелей.*

Ключевые слова: *Common Rail; давление впрыска топлива; токсичные вещества.*

УДК: 621.43

ВПЛИВ ВМІСТУ СІРКИ В ПАЛИВІ НА ЕКОНОМІЧНУ ЕФЕКТИВНІСТЬ ТА ТЕХНІЧНИЙ СТАН ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА

Калініченко І.В., к.т.н., доцент без в/з; Рудь М.С., Селіванов О.Г., Дергунов О.В. магістри
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
Херсонська філія, м. Херсон
kiv26@ukr.net; ORSID: 0000-0001-6765-6168

Анотація. *Основною задачею в роботі є знаходження оптимальних витрат на паливо і його підготовку при мінімальних експлуатаційних витратах на підтримку необхідного технічного стану і економічної ефективності суднових дизель-генераторів. Виявлено залежність відсотку вмісту сірки в паливі, що впливає на зношення плунжерів паливного насосу високого тиску та голки розпилювача форсунки.*

Ключові слова: *вміст сірки в паливі; зношення плунжерів паливного насосу високого тиску; економічна ефективність суднових дизель-генераторів.*

Актуальність теми.

Морські судна, на яких встановлені силові установками, є значними споживачами паливоенергетичних ресурсів. Одним із способів зниження експлуатаційних витрат суднових енергетичних установок є використання важких палив, що мають більш низьку вартість по відношенню до дизельного палива. В даний час використання палив з підвищеною в'язкістю характерно не тільки для малообертових дизелів (які традиційно експлуатуються на пальному подібної якості) і сучасних високофорсованих середньообертових дизелів (СОД), паливні системи і паливна апаратура яких спроектовані на роботу з важкими паливами, але і СОД попереднього покоління, раніше експлуатувалися виключно на дизельному паливі.

На викиди токсичних та шкідливих речовин від спалювання суднових палив існують обмеження відповідно до міжнародних програм захисту атмосфери і вимог Міжнародної морської організації (International Maritime Organization - IMO). У липні 2010 року вступила в силу нова редакція Додатку VI Міжнародної конвенції

по запобіганню забруднення (MARPOL 73/78. Convention Annex VI), що передбачає більш жорсткі вимоги до суден. Вимоги стосуються практично всіх груп токсичних і шкідливих викидів, включаючи і NO_x. [1 – 3]:

Разом з тим, застосування в СОД важких дешевих сортів палива знижує показники надійності дизеля в цілому і паливної апаратури зокрема, а також погіршує його технічний стан, перш за все деталей циліндропоршневої групи і прецизійних пар паливних насосів високого тиску (ПНВТ) і форсунок.

Тому, однією з найважливіших проблем, що виникають при експлуатації суднових енергетичних установок, є підвищення надійності і довговічності двигунів внутрішнього згоряння, кількість і модельний ряд яких постійно збільшується.

Мета роботи – є підвищення економічної ефективності та зменшення зносу деталей паливної системи дизель-генератора з урахуванням масового вмісту сірки палива

Основна частина. Сірка в паливі знаходиться в складі неорганічних сполук. Вміст сірки в паливі може досягати 3,5%. Сірчисті сполуки, що входять до складу палива, прийнято поділяти на активні і неактивні. Активні сірчані з'єднання (вільна сірка, сірководень, меркаптани) при контакті з металом викликають корозію. Неактивні сірчисті з'єднання (сульфіди, дисульфіди та ін.) при звичайних умовах не викликають корозії металів.

Однак, дія як активних, так і неактивних сірчистих сполук в умовах протікання робочого процесу в камері згоряння ДВЗ змінюється. Обидві категорії домішок переходять в розряд активних компонентів. Це відбувається в наслідку того, що при згорянні сірки утворюється сірчистий газ SO_2 і сірчаний ангідрид SO_3, які, вступаючи в реакцію з сконденсованою водою. Утворюють сірчисту H_2SO_3 і сірчану H_2SO_4 кислоту. Ці кислоти викликають сильну корозію деталей циліндропоршневої групи дизеля. Крім цього, внаслідок низької теплоти згорання присутність сірки зменшує теплоту згоряння палива. Тому сірка є шкідливим і небажаним домішком палива. Крім того, використання сірчистих палив безпосередньо пов'язано з виконанням екологічних вимог, що пред'являються до суднових ДВЗ. Так, Додатком IV міжнародної конвенції МАРПОЛ визначені спеціальні райони, в яких можливе використання лише палива, що містить не більше 0,1% сірки. Експлуатація суднових ДВЗ (як головних, так і допоміжних) в таких районах можлива тільки на дистилятних паливах.

Експерименти виконувалися на трьох однотипних суднових СОД фірми MAN B&W марки 5L23/30H Мк2, що мають автономну паливну систему. Це дозволяло проводити паралельні дослідження для різних сортів палива. Під час експерименту дизеля мали однаковий технічний стан і експлуатувалися при однакових навантаженнях.

Як експлуатаційні характеристики визначалися температура газів перед газотурбонагнітачем (ГТН) і максимальний тиск згоряння, які вимірювалися за допомогою штатних засобів діагностики. Ці параметри відносяться до основних, за якими відбувається регулювання робочого процесу дизеля і визначення неузгодженості навантаження по циліндрах.

За економічну характеристику приймався питома ефективна витрата палива.

Дослідження проводилися для різних сортів суднового палива:

- малов'язкого MDO, середньов'язкого HFO180 і HFO180-LS, важкого HFO 380 і HFO380-LS.

При використанні палив з підвищеним вмістом сірки в його структурному складі зростає температура газів перед ГТН, а разом з нею і теплові навантаження на весь дизель.

До складу суднової енергетичної установки входили два подібних дизеля. Двигуни мали розділену один щодо одного систему подачі палива, що допускало експлуатацію кожного дизеля на "своєму" сорті палива. З огляду на цю можливість, один з дизелів експлуатувався на паливі, що містить 1,3 % сірки, а другий - 0,8 % сірки. Умови експлуатації дозволяли перед початком експерименту провести повну заміну втулок, поршнів, поршневих кілець, а також основних елементів паливної апаратури (плунжерів паливних насосів високого тиску і форсунок) на обох дизелях. Час роботи дизелів під час експерименту, а також середньостатистичні навантаження на дизелі не перевищували 4 % [3].

Після закінчення певного часу роботи, що визначається як показниками середньостатистичного напрацювання на знос, так і можливістю тимчасового виведення дизелів з експлуатації, вироблялося визначення зносу циліндричної втулки і верхнього поршневого кільця дизеля.

Знос поршневих кілець виконувався за допомогою зважування на електронних вагах. Вимірювання зносу проводилося для двох крайніх циліндрів, які, як відомо, більш ніж інші (центральні циліндри) схильні до цього явища. Отримані при цьому значення усереднювалися. Крім того, дослідження тільки двох циліндрів істотно скорочувало час монтажних робіт, яке обмежувалося умовами експлуатації. З цих же причин дослідження виконувалися після 190, 420, 560, 780 та 1020 годин роботи двигунів. Результати вимірювання зносу циліндрових втулок і поршневих кілець наведені на рис. 1 і 2.

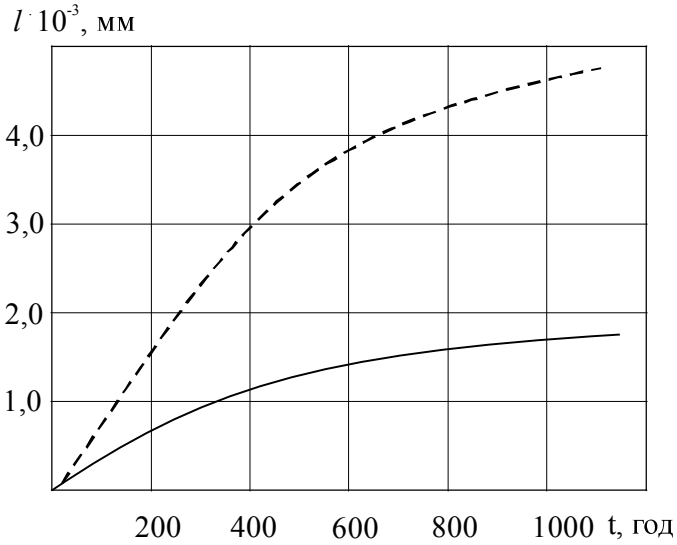


Рисунок 1. Вплив вмісту сірки в паливі на знос циліндрових втулок ДГ
_____ l_1 - вміст сірки в паливі - 0,5 %;
- - - - l_2 - вміст сірки в паливі - 1,6 %

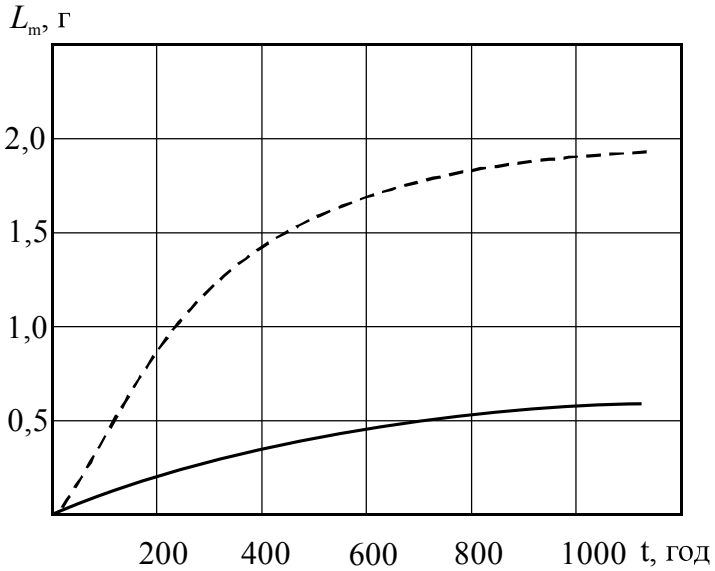


Рисунок 2. Вплив вмісту сірки в паливі на знос поршневих кілець ДГ
_____ L_{m1} - вміст сірки в паливі - 0,5 %;
- - - - L_{m2} - вміст сірки в паливі - 1,6 %

Аналіз наведених даних дозволяє однозначно стверджувати про принципове зниження зносу як циліндрових втулок, так і поршневих кілець при використанні палива з меншим вмістом сірки в своєму структурному складі. Також, для палива з меншим вмістом сірки, необхідно відзначити більш швидкий час досягнення значень постійного зносу, яке, як відомо, носить експонентний характер. Крім того, використання палива, що пройшло додаткову ультразвукову обробку сприяє поліпшенню технічного стану деталей циліндропоршневої групи двигуна і його газовипускной системи.

Висновки. Наведені **результати дослідження** свідчать про те, що прагнення забезпечити експлуатацію суднових СОД на відносно дешевих сортах палива, що характеризуються підвищеними в'язкістю і вмістом сірки, призводить до погіршення експлуатаційних параметрів роботи дизеля і технічного стану його елементів, зокрема плунжерів ПНВТ при вмісту сірки більше 1 %.

При збільшенні масової концентрації сірки з 0,5 до 1,6 % в паливі нижча теплота згоряння палива зменшується, а питома ефективна витрата палива в ДГ збільшується на 3…5 %.

Для палива з меншим вмістом сірки, досягнення значень постійного зносу, яке носить експонентний характер відбувається за коротший час.

Список літератури

[10] Калиниченко, И.В., Глущенко, Т.А, Моторний, В.И. (2018). *Анализ экономичности МОД с электронным управлением рабочего процесса*. Матеріали IX Міжнародної науково-технічної конференції: Інновації в суднобудуванні. Миколаїв: НУК.

[11] Половинка, Э.М., Карпилов Ю.А. (2013). Развитие систем топливоподачи современных дизелей. *Судовые энергетические установки: науково-технічний збірник*, 31, 133-144.

[12] Сагин, С.В. (2013). Триботехнические процессы, протекающие в топливной аппаратуре судовых дизелів. *Проблеми техніки*: *наук.- вироб. журн*., 2, 33-42.

Kalinichenko I.V., Rud MS, Selivanov O.G., Dergunov O.V.

EFFECT OF FUEL CONTENT SULFUR ON ECONOMIC EFFICIENCY AND TECHNICAL STATUS OF DIESEL GENSET

Annotation*. The main task in the work is to find optimal fuel costs and its preparation with minimum operating costs in support of the necessary technical condition and economic efficiency of ship diesel genset. The dependence of the percentage of sulfur content in fuel, which affects the wear of high pressure fuel pump plungers and spray nozzle needles, is detected.*

Keywords*: sulfur content in fuel; wear of plungers of a high pressure fuel pump; economic efficiency of marine diesel genset.*

Калиниченко И.В., Рудь М.С., Селиванов А.Г., Дергунов А.В.

ВЛИЯНИЕ СОДЕРЖАНИЯ СЕРЫ В ТОПЛИВЕ НА ЭКОНОМИЧЕСКУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ И ТЕХНИЧЕСКОЕ СОСТОЯНИЕ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРОВ

Аннотация. Основной задачей в работе является нахождение оптимальных затрат на топливо и его подготовку при минимальных эксплуатационных затратах на поддержание необходимого технического состояния и экономической эффективности судовых дизель-генераторов. Выявлена зависимость процента содержания серы в топливе, влияет на износ плунжеров топливного насоса высокого давления и иглы распылителя форсунки.

Ключевые слова: содержание серы в топливе; износ плунжеров топливного насоса высокого давления; экономическая эффективность судовых дизель-генераторов.

УДК 621.036.7

МОЖЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОТИ КОНДЕНСАЦІЇ ПАРИ, ЩО ЗНАХОДИТЬСЯ У ДИМОВИХ ГАЗАХ

Філіпщук Олександр Миколайович, ст.викладач, Горячкін Володимир Юрійович, к.т.н., доцент, Шевцов Анатолій Павлович, д.т.н., професор,
Національний університет кораблебудування;
Україна, Миколаїв;
filipschuk5@gmail.com

Анотація. Розглянуті можливості забезпечення енергетичної ефективності конденсаційних котлів при спалюванні різних видів палив з врахуванням конденсації пари, що міститься в димових газах.

Ключові слова: *природний газ, дизельне паливо, мазут, водопаливна емульсія, нижча та вища теплота згоряння.*

Використання теплоти парогазових викидів є великим резервом економії палива. Одним із шляхів рішення проблеми підвищення коефіцієнта використання теплоти палива за рахунок охолодження димових газів нижче

температури точки роси, що дозволяє утілізувати як фізичну (явну), так і теплоту конденсації пари, що знаходиться в газах. У результаті охолодження гарячих газів, які утворюються у процесі згоряння органічних палив природного газу [1], до точки роси відбувається конденсація водяної пари, що в них міститься. З огляду на те, що конденсована вода через наявність у ній кислотоутворюючих речовин, які входять до складу димових газів, спричиняє виникнення корозії для виготовлення конденсаційних поверхонь у сучасних низькотемпературних котлах необхідно використання кислотостійких сталей. Під час процесу конденсації вивільняється прихована теплота, яку раніше не враховували при здійсненні розрахунків ККД. Ще й досі основним критерієм при визначенні ККД є явна теплота, величина якої залежить від типу палива (рис.1). Утилізація прихованої теплоти конденсату дозволила досягти майже стовідсоткового значення ККД.

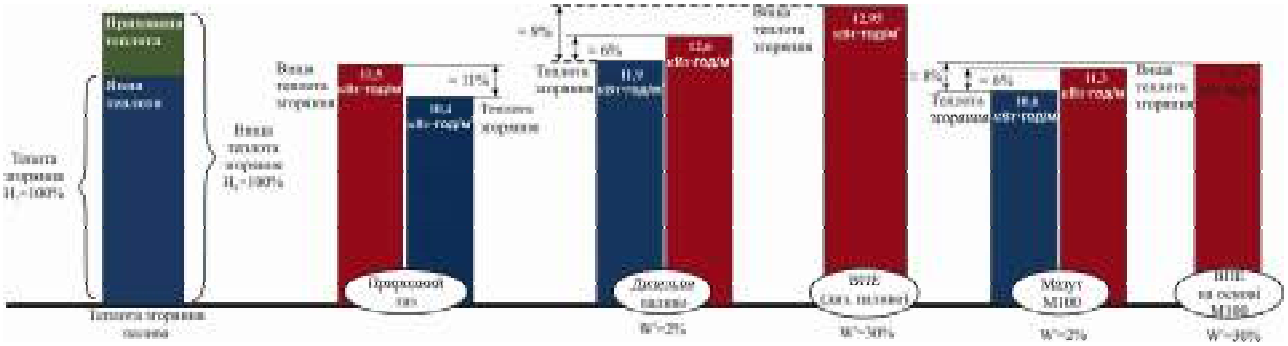


Рис.1. Отримання теплоти з конденсованої водяної пари

При спалюванні сірчистих палив утворюються пари сірчаної кислоти, яка конденсується на поверхнях нагріву з температурою нижче 120...130°С. Тому в цьому випадку можливе використання теплоти конденсації та розчинення сірчаної кислоти. Але поки це широко не використовується у зв'язку з інтенсифікацією корозії.

При застосуванні опалювальних технологій при спалюванні не сірчистих палив, в основу яких покладено принцип використання вищої теплоти згоряння, для охолодження гарячих газів використовують зворотній потік холодної води в системах водяного опалення. Утворювана при цьому водяна пара надходить у спеціальну частину опалювального котла, що виготовлена з антикорозійного матеріалу, де перетворюється на конденсат. Таким чином вдається запобігти пошкодженню опалювального котла корозійноактивними складовими конденсату. Однак якщо не врахувати при цьому певні фактори, відведення конденсату може спричинитися до виникнення певних проблем.

Кількість конденсату, що. утворюється під час роботи опалювального котла, переважно залежить від складу використовуваного палива. Нині в галузі виробництва теплової енергії переважають такі енергоносії, як газ і рідке паливо. При оцінюванні палива враховується явна теплота (Ні) та явна й прихована теплота разом або вища теплота згоряння (H_s). На підставі цих характеристик виявляється, що можлива прихована теплота конденсації водяної пари в газах становить близько 11%, що майже вдвічі більше від значення прихованої теплоти конденсації димових газів при спалюванні рідкого дизельного палива, яке становить близько 6%, а при спалюванні воднопаливної емульсії на основі дизельного палива і мазута з вмістом води W^r = 30% - на рівні 8...9%.

Спираючись на дані теплоти згоряння, можна припустити, що рівень використання газу як палива (враховуючи теплову енергію конденсації) становить близько 111%, рідкого дизельного палива та мазуту - близько 106%, ВПЕ з вмістом води 30% на основі дизельного палива - близько 109% та ВПЕ з вмістом води 30% на основі мазуту - близько 108%.

Така ж залежність існує між кількістю конденсату, що утворюється при спалюванні газу, та кількістю конденсату, утворюваного в результаті згоряння рідкого палива. За умови, що теплота конденсації дорівнює 627,2 Вт·год/кг, кількість конденсату теоретично становить 0,153 кг/(кВт·год) для газу, 0,089 кг/(кВт·год) для рідкого дизельного палива, 0,129 кг/(кВт·год) для водопаливної емульсії (ВПЕ) з вмістом води 30% на основі дизельного палива, 0,093 кг/(кВт·год) для мазуту та 0,121 кг/(кВт·год) для ВПЕ з вмістом води 30% на основі мазуту.

Але практично кількість утворюваного конденсату є дещо іншою. Це пов'язане, по-перше, з кількістю й рівнем вологості повітря, що використовується у процесі спалювання, а по-друге, з температурою поверхні нагріву. Чим нижчою є остання, тим більше теплоти виділяється з димових газів і, відповідно, тим більшою є кількість утворюваного конденсату. Фактором, що впливає на кількість конденсату, у цьому випадку є рівень

завантаження, тобто відношення між тепловою потужністю й продуктивною площею теплообмінника опалювального котла при температурі поверхні нижче температури точки роси. Головною причиною утворення конденсату є температура зворотного потоку на вході в водогрійний котел, нижча від точки роси. При використанні для опалення газу температура точки роси (ТТР) дорівнює 55°С, а при використанні рідкого палива - близько 47°С. Ця різниця обумовлена тим, що рідке паливо містить меншу кількість водню і незначну кількість вологи. При спалюванні ВПЕ з W^r = 30% ТТР водяної пари становить близько 53°С.

Властивості конденсату залежать у першу чергу від складу палива та способу його спалювання. У процесі горіння природного газу відбувається сполучення вуглецю й водню, які містяться в паливі, з киснем, що входить до складу повітря, в результаті чого утворюється діоксид вуглецю та вода і вивільняється теплота. При цьому в димових газах накопичується водяна пара. Під час процесу конденсації з димових газів разом з вологою виділяються й інші речовини, які мають властивість викликати кислотну реакцію. Мірою кислотності, основності або нейтральності рідини є величина pH. Значення pH нейтральних рідин (наприклад, води) дорівнює 7. Речовини з нижчим рівнем pH є кислотами, а з вищим - лугами. Рідини із зростаючою концентрацією кислоти і величиною pH, що зменшується, реагують набагато агресивніше. Тому при відведенні конденсату важливим завданням є досягнення мінімальної концентрації кислоти в ньому і, відповідно, високого рівня pH. Значення pH конденсату, що утворюється в опалювальному котлі, наближено дорівнює 1,8...3,8 при опалюванні рідким паливом і 3,8...5,3 при опалюванні газом. Тому необхідно для виготовлення конденсаційних поверхонь нержавіючих кислотостійких сталей.

Оскільки реакція утворення оксидів азоту тісно пов'язана з умовами горіння, її протікання та наслідки цілком можливо коригувати шляхом спалювання водопадивних емульсій (ВПЕ) з різним водовмістом. Завдяки застосуванню низькотемпературного режиму спалювання й оптимально підібраному співвідношенню між паливом і повітрям, а також води у ВПЕ, можна скоротити кількість утворених оксидів азоту, а значить, і азотної кислоти до мінімуму. Сірчана та сірчиста кислоти також можуть спричиняти зниження рівня pH. Наявність цих кислот зумовлюється вмістом сірки у паливі. Запобігти їх утворенню можна, лише застосовуючи паливні матеріали, бідні на сірку. Оскільки в рідкому паливі вміст сірки набагато вищий, ніж у газі, то проблема утворення сірчаної кислоти є актуальною перш за все при опалюванні рідким паливом. Ця властивість рідкого палива разом з нижчою (порівняно з газом) величиною прихованої теплоти конденсації і нижчим значенням точки роси є головною причиною невисокої популярності опалювальної техніки, що працює з використанням рідкого палива. Спалювання ВПЕ дозволить виправити ситуацію для спалювання рідкого палива (у зв'язку зі збільшенням кількості водяної пари у димових газах), так як в цьому разі має місце збільшення у складі NO_x співвідношення NO_2 до NO до 0,35...0,5, що забезпечує збільшення інтенсивності абсорбції як SO_2 (приблизно в 5 разів), так і NO_x (приблизно в 2 рази).

У випадку спалювання ВПЕ на основі високосірчистого мазуту, коли створюється найбільша кількість SO_2, NO_x, рекомендується встановлення скрубера з насадкою, яку можливо і необхідно виконати із некорозійного матеріалу (кераміка, кислотостійка пластмаса). Насадка зрошується тим же розчином католіту, що активована в кавітаторі для інтенсифікації процесу абсорбції. Температура цього католіту повинна бути на рівні температури забортної води - обов'язково нижче ТТР водяної пари, що знаходиться в димових газах (при спалюванні ВПЕ з W^r = 30% її значення знаходиться на рівні 48…50°С в залежності від водомісткості емульсії). В цьому випадку буде забезпечена конденсація водяної пари газів, що буде (додатково до теплоти абсорбції) супроводжуватися виділенням великої кількості теплоти. Внаслідок цього вода на виході із насадки після перемішування з потоком газів підігрівається до 80…90°С (рівень температури забезпечується регулюванням витрати католіту на зрошення насадки при забезпеченні необхідного рівня абсорбції NO_x, CO, SO_2, CO_2). При забезпеченні відповідного рівня лужності води, що йде на зрошення і нейтралізацію кислотності, розчин на виході із насадки буде нейтральним.

Аналіз літературних даних, вивчення матеріалів авторських свідоцтв, проведені нами дослідження показали, що при спалюванні ВПЕ на виході із зони горіння має місце зменшення вмісту NO_x, SO_2, концентрації твердих часток, що розглядається як перший етап зменшення рівня їх емісії. Крім того, спалювання ВПЕ з водомісткістю близько W^r = 30% ($W^r_{вп}$ = 42,8 %) забезпечує:

1) еквімолярне (50:50) або близьке до нього співвідношення NO_2:NO, що призводить до найбільшої інтенсивності абсорбції оксидів азоту NO_x і оксидів сірки SO_2 водними розчинами кислот на конденсаційних поверхнях НТПН, розміщених на виході газів із котла, або водою на поверхнях скруберів;

2) суттєве зниження інтенсивності НТК при температурах поверхонь нагріву нижче 130°С (що нижче реальної ТТР пари сірчаної кислоти в забрудненнях на НТПН) і впритул до 70°С. Тому можливо на виході із ДК і УК встановлення конденсаційних поверхонь і зниження 20 температури відхідних газів до 90…80°С при натиску

Δt = 20…10°С, а значить підвищення ККД ДК до 95% і глибини утилізації вихлопних газів в УК після ГД до 70% (замість 45%).

Для утилізації теплоти конденсації водяної пари і наявної теплоти газів на виході зрошувального розчину із скруберів встановлюються теплообмінники (підігрівачі води або повітря).

В скруберах можливо використання різних варіантів встановлених теплообмінників для утилізації теплоти відхідних газів і для підігріву живильної води для котлів від 50 до 70°С або підігріву повітря.

Завдяки одержанню в скрубері проміжного теплоносія (розчину води з нейтральними властивостями) і з температурою близько 80…90°С, з'являється можливість при встановленні теплообмінника забезпечити підігрів від 50°С до 70°С живильної води котлів після теплого ящика (конденсаційного бака) і системи гарячого водопостачання. При цьому необхідно відзначити, що теплоти цього проміжного теплоносія (розчин після скруберів) достатньо не тільки для підігріву живильної води всіх котлів (ДК і УК), але і для забезпечення системи гарячого водопостачання судна, бо в скрубері внаслідок конденсації водяної пари димових газів можливе виділення до 8% нижчої теплоти згоряння палива, що спалюється у всіх паливоспалюючих агрегатах СЕУ. Так як розчин після скруберів нейтральний, то підігрівач живильної води котлів і для системи гарячого водопостачання (в тому числі і для підсушки газів) можна встановити з вуглецевої сталі, що було неможливо при його обігріві корозійноактивними димовими газами. Конструкція цього підігрівача може бути заглибного або зрошувального типів. Для підвищення надійності його роботи можливо застосувати протекторний захист його поверхні.

У випадку застосування в паливоспалюючих агрегатах СЕУ палив з вмістом сірки менше 2%, в газах буде менша кількість SO_2, а також NO_x, особливо при спалюванні ВПЕ з прийнятим водовмістом. Завдяки цьому на виході із конденсаційної поверхні вміст NO_x, SO_2 буде значно меншим, ніж у прототипі, то приймається рішення (як варіант) замість скрубера з насадкою з підвищеним аеродинамічним опором застосувати комплекс скрубера Вентурі і циклону.

Внаслідок суттєвого зниження температури (нижче 50°С) вихлопних газів в скруберах після ДВЗ (ГТД) і котла, в яких маються пари води з кислотними властивостями, що відповідає кількості водяної пари, можливо при цих умовах їх конденсування на внутрішній поверхні газоходів після скруберів. Так як температура газів близька до ТТР водяної пари, то внаслідок конденсації цих парів (хоча їх кількість суттєво знизиться після конденсації в скрубері) погіршаться умови роботи металу вихідної частини газоходів і димових труб. Тому необхідно застосувати підсушку вологих димових газів.

В стаціонарній енергетиці з метою забезпечення надійності роботи газоходів і димової труби для боротьби з вологістю димових газів при їх низькій температурі, що має місце при встановленні конденсаційних економайзерів [2, 3, 4, 5], застосовується наступні теплові методи захисту газовідвідного тракту:

1) найбільш простий спосіб - байпасування (в обхід НТПН) відхідних газів з високою температурою для підмішування і підвищення температури газів (але при цьому зростає вологість газів і знижується ефективність утилізації теплоти);

2) підмішування гарячого повітря, що зменшує вологовміст відхідних газів (але треба мати у складі установки повітропідігрівач);

3) застосування спеціального обладнання для підсушки газів, внаслідок чого знижується вологість газів.

Всі ці методи обов'язково призводять до зростання капітальних витрат і зниження ефективності утилізації теплоти газів.

У винаході пропонується також додатково два можливі варіанти виконання цієї технологічної операції.

Перший варіант. У випадку спалювання в ДГ малосірчистого палива (з $S^r < 0,5\%$), коли немає необхідності проводити очистку вихлопних газів цього палива після ГД за пропонованою технологією, необхідно використати теплоту цих газів для підсушки димових газів після інших агрегатів СЕУ (ГД, ДК). У випадку надлишку теплоти вихлопних газів ДГ можливо його використання спочатку в УК (підігрівачах води для котлів або системи гарячого водопостачання), що встановлюються після ДГ, а потім для підсушки вихлопних газів.

Така конструкція підігрівача-сушарки забезпечує одночасна підсушка вихлопних газів ГД (після УК) і відхідних газів ДК і в ходовому і в стоянковому режимах за рахунок утилізації теплоти відхідних газів працюючих ДГ, якщо вони працюють на легкому малосірчистому паливі. Це можливо забезпечити конструктивно, враховуючи особливості розміщення газоходів в машинно-котельному відділені суден і в димовій трубі (газоходи ГД, ДК і ДГ розміщені близько один до одного). Тому конструктивно просто підвести потік вихлопних газів від ДГ на підігрів газів після ГД і ДК в підігрівачі-сушарці. Для цього в його корпусі розташовані труби глушників, які виконують і функції підігрівача-сушарки газів після скрубера, на кожному окремому газоході ДГ. Труби глушника виконують функцію підігрівача газів ГД і ДК. В зв'язку з різними варіантами експлуатації

суднової електростанції ДГ можуть працювати в будь-якій послідовності. Тому поверхні глушників-підігрівачів розташовуються у корпусі підсушки послідовно. В зв'язку зі зниженням розмірів скруберів і витрат води на них аеродинамічний опір скруберів з насадкою значно знизиться і тому на відміну від аналогів відпадає необхідність в застосуванні додаткових димососів.

Таким чином, забезпечується збільшення глибини утилізації теплових втрат СЕУ (всіх її агрегатів, де спалюють паливо), бо теплота газів ДГ використовується з метою покращення екологічних показників, зменшення корозії димових труб та надійності їх роботи і, як наслідок, зменшення витрат на їх ремонт (і при цьому може вироблятися водяна пара або гаряча вода для забезпечення споживачів судна тепловою енергією).

При підсушці газів після скрубера вихлопними газами від ДГ зникне конденсат на внутрішній поверхні газоходів після скрубера, що знизить інтенсивність корозії цих поверхонь і забезпечить надійність і довговічність їх експлуатації.

Для того, щоб збільшити глибину утилізації теплоти вихлопних газів ДГ, в камерах глушників розміщуються поверхні підігріву води для котлів і для системи гарячого водопостачання, що забезпечить економічність СЕУ в цілому за рахунок повної утилізації теплоти газів ГД, ДК і збільшення глибини утилізації вихлопних газів ДГ.

Другий варіант. У випадку спалювання в ДГ сірчистих палив з (W^r = 2%) або ВПЕ (W^r = 30%) необхідно проводити пропоновану послідовність технологічних операцій очистки вихлопних газів після ДГ. Тоді підсушка газів проводиться за рахунок теплоти гарячої води, що одержана в підігрівачі системи гарячого водопостачання.

Висновок. Спалювання ВПЕ з W^r = 30% надає можливість забезпечити конденсацію пари H_2SO_4, а застосування скруберних технологій дозволить забезпечити 100 відсоткову утилізацію теплоти конденсації пари сірчаної теплоти і водяної пари при надійній роботі конденсаційних поверхонь котлів і їх газоходів.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Фиалко Н.М., Прокопов В.Г., Навродская Р.А., Степанова А.И., Пресич Г.А., Шевчук С.И., Глущак О.Ю. Повышение долговечности газоотводящих трактов котельных установок при применении современных теплоутилизационных технологий. Энерготехнологии и ресурсосбережение. 2011. №3. С.65-69.

2. Бухаркин Е.И. Обеспчение надежных условий эксплуатации газоотводящего тракта в котельных с конденсационными экономайзерами. теплоэнергетика. 1997. №9. С.29-34.

3. Нимкитин В.Ю., Еринов А.Е., Сезоненко А.Б., Алексеенко В.В. Повышение эффективности контакутных и контактно-поверхностных водонагревателей. Экотехнологии и ресурсрсбережение. 2002. №2. С.77-80.

4. Фиалко Н.М., Шеренковский Ю.В., Степанова А.И., Голубинский П.К., Навродская Р.А., Новаковский М.А. Комплексный подход к оценке эффективности систем утилизации теплоты отходящих газов энергетических установок. Энерготехнологии и ресурсосбережение. 2008. №5. С.22-28.

5. Литаврин О.Г. Утилизация тепла отработавших газов газотурбинных двигателей при температкуре повернхности теплообменных аппаратов ниже "точки росы". Судостроение. 2003. №1. С.26-30.

6. Бухаркин Е.Н. Обеспечение надежных условий эксплуатации газоотводящего тракта в котельных с конденсационными эконом айзерами. Теплоэнергетика. 1997. №9, С.29-34.

7. Семенюк Л.Г. Получение конденсата при глубоком охлаждении продуктов сгорания. Промышленная энергетика. 1990. №12. С.47-50.

REFERENCES

[1] Fyalko N.M., Prokopov V.H., Navrodskaia R.A., Stepanova A.Y., Presych H.A., Shevchuk S.Y., Hlushchak O.Iu. Povыshenye dolhohvechnosty hazootvodiashchykh traktov kotelnыkh ustanovok pry prymenenyy sovremennыkh teploutylyzatsyonnыkh tekhnolohyi. Эnerhotekhnolohyy y resursosberezhenye. 2011. №3. S.65-69.

[2] Bukharkyn E.Y. Obespchenye nadezhnыkh uslovyi эkspluatatsyy hazootvodiashcheho trakta v kotelnыkh s kondensatsyonnыmy эkonomaizeramy. teploэnerhetyka. 1997. №9. S.29-34.

[3] Nymkytyn V.Iu., Erynov A.E., Sezonenko A.B., Alekseenko V.V. Povыshenye эffektyvnosty kontakutnыkh y kontaktno-poverkhnostnыkh vodonahrevatelei. Эkotekhnolohyy y resursrsberezhenye. 2002. №2. S.77-80.

[4] Fyalko N.M., Sherenkovskyi Yu.V., Stepanova A.Y., Holubynskyi P.K., Navrodskaia R.A., Novakovskyi M.A. Kompleksnыi podkhod k otsenke эffektyvnosty system utylyzatsyy teplotы otkhodiashchykh hazov эnerhetycheskykh ustanovok. Эnerhotekhnolohyy y resursosberezhenye. 2008. №5. S.22-28.

[5] Lytavryn O.H. Utylyzatsyia tepla otrabotavshykh hazov hazoturbynnыkh dvyhatelei pry temperakture povernkhnosty teploobmennыkh apparatov nyzhe "tochky rosы". Sudostroenye. 2003. №1. S.26-30.

[6] Bukharkyn E.N. Obespechenye nadezhnыkh uslovyi эkspluatatsyy hazootvodiashcheho trakta v kotelnыkh s kondensatsyonnыmy эkonom aizeramy. Teploэnerhetyka. 1997. №9, S.29-34.
[7] Semeniuk L.H. Poluchenye kondensata pry hlubokom okhlazhdenyy produktov shoranyia. Promыshlennaia эnerhetyka. 1990. №12. S.47-50.

Filipshchuk O., Horiachkin V., Shevtsov A.

POSSIBILITIES FOR THE USE OF HEATS OF CONDENSATION OF PAIRS, WHICH SHALL BE DESTINED IN DIESEL GASES

The possibilities of ensuring the energy efficiency of condensing boilers during combustion of different types of fuels, taking into account condensation of steam contained in flue gases, are considered.

Keywords: *natural gas, diesel fuel, fuel oil, water fuel emulsion, lower and higher heat of combustion.*

Филипщук А.Н., Горячкин В.Ю., Шевцов А.П.

ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОТЫ КОНДЕНСАЦИИ ПАРА, СОДЕРЖАЩЕГОСЯ В ДЫМОВЫХ ГАЗАХ

Рассмотрены возможности обеспечения энергетической эффективности конденсационных котлов при сжигании различных видов топлива с учетом конденсации пара, содержащегося в дымовых газах.

Ключевые слова: *природный газ, дизельное топливо, мазут, водотопливная эмульсия, низшая и высшая теплота сгорания.*

УДК 628.165.087:544.6.018.22

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕЛЕКТРОДІАЛІЗНОГО ОПРІСНЕННЯ ШЛЯХОМ УСТАНОВКИ ДОДАТКОВИХ ЕЛЕКТРОДІВ

Філіпщук Олександр Миколайович, ст.викладач, Марков Андрій Едгемович, к.т.н., доцент, Буренко Олексій Володимирович, зав. лабораторією, Субботкіна Олена Петрівна, фахівець
Національний університет кораблебудування;
Україна, Миколаїв;
filipschuk5@gmail.com

Анотація *Розглянуті і обгрунтовані можливості забезпечення підвищення ефективності електродіалізного опріснення шляхом установки додаткових електродів з подачою на них незначного електричного потенціалу.*
Ключові слова: *електродіалізна установка; зовнішні електроди; додаткові електроди; об'ємний заряд.*

Опріснення води на суднах може здійснюватися хімічними (хімічне осадження, іонний обмін), фізичними (дистиляція, зворотний осмос, електродіаліз, виморожування) і біологічними методами. Основними параметрами, що визначають якість дистильованої води, є електричний опір і провідність. Чим менше солевміст води (відповідно, тому якісніше дистилят), тим опір вище, а провідність менше.

В зв'язку з недостатньою продуктивністю утилізаційних водоопріснювальних установок (ВОУ) за останні роки були запропоновані й знаходять застосування нові альтернативні мембранні методи опріснення морської води зворотним осмосом і електродіалізом.

В зв'язку з меншими витратами електроенергії на цю технологію і можливістю повного використання її продуктів: ділюату на підготовку ВПЕ, а католіту на зрошення скруберів, що забезпечить зниження викидів токсичних газів (NO_x, SO_x, а також CO_2) до рівня сучасних вимог і рекомендується використання електродіалізного опріснювача (ЕДО).

Для зменшення витрат на підготовку більшої кількості прісної води необхідно визначитися з можливістю інтенсифікації процесів в електродіалізних ОУ. Поставлене завдання в роботі вирішується удосконаленням конструкції і процесу ЕДО.

В публікаціях [1, 2] представлені дані з удосконалення конструкцій установок ЕДО. Одним із прийомів, що збільшують ефективність процесу, є введення в канали знесолення (КЗ) усіляких іонопровідних наповнювачів. Канал знесолення з іонообмінним наповнювачем є складною системою. Тому, незважаючи на велику кількість

робіт, присвячених вивченню таких КЗ, роль наповнювача і його вплив на масоперенос дотепер залишаються не до кінця вивченими. Пропонується постачати внутрішні канали (тракти) в електродіалізаторі вставками з електропровідного матеріалу, з□єднаного з електродами. Даний технічний розв'язок — установка додаткових електродів в електродіалізаторі, а різновид ідеї — електродіалізатор для одержання кислот і лугів, у якому камера, суміжна з катодною, постачена додатковим електродом, що працює як катод . Додатковий електрод може бути як катодом, так і анодом. Можливе застосування декількох додаткових електродів, частина з яких — катоди, інші — аноди. Перспективність цього напрямку очевидна. Уведення в конструкцію додаткових електродів забезпечує створення в одному апарату потрібної кількості пакетів (2 і більш), у кожному з яких підтримується оптимальна щільність струму. Ступінь знесолення в таких апаратах суттєво (іноді в 2 рази) вище, чим в апаратах класичної конструкції із двома кінцевими електродами.

Опубліковано відомості про технологію очищення (знесолення) води, заснована на використанні прохідного конденсатора (Flow Through Capacitor Technology). Згідно з даними [2] потік через конденсатор FTC є ефективним засобом хімічним очищенням від всіх розчинених твердих речовин (TDS) електрично заряджених пластин для видалення іонів.

В одному із варіантів прохідного конденсатора використовуються селективні катіон- і аніонобмінні мембрани як зарядовий бар'єр. Відмінність полягає в тому, що поблизу від поверхні електродів розташовуються катіонобмінна й аніонобмінна мембрани. Мембрани проникні для іонів (катіонів і аніонів) тільки в одному напрямку. Це дозволяє різко знизити забруднення чистої води й значно збільшити кулоновські сили. Якість очищення води від іоногенних домішок у прохідному конденсаторі із зарядовим бар'єром наближається до якості очищення методом зворотного осмосу.

В процесі виконання роботи на основі виконання досліджень була запропонована конструкція апарата ЕДО, в якому забезпечувалась інтенсифікація самого процесу ЕДО. Згідно винаходу [патент UA 64384 A] 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.

Установку додаткових вбудованих електродів у каналах ЕДО варто розглядати як конструкцію, що аналогічна прохідному конденсатору. Тому проходження процесів проходить аналогічно й ефективність установки додаткових електродів по очищенню води повинні бути відповідні. Необхідно відмітити, що внаслідок осадження іонів солей кальцію і магнію знижується жорсткість води.

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 додатковими електродами об□мних зарядів ефективно на всіх режимах роботи електродіалізного апарата, а не тільки при граничних значеннях струму, як при заповненні міжмембранного простору іонітами.

Установка додаткових електродів являє собою сполучення двох способів підключення до джерел живлення: зовнішні електроди (катод і анод), 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.

Найбільш інформативними характеристиками режимів роботи електродіалізного осередка є вольтамперні криві і залежності ефективних чисел переносу від щільності струму. Спроби математичного моделювання надмежного стану й пояснення форми вольтамперних характеристик (ВАХ) вживали неодноразово [3, 4, 5, 6].

Ефективність інтенсифікації процесів опріснення води за допомогою такого пристрою оцінювалась на основі порівняння вольтамперних характеристик (ВАХ) електродіалізних апаратів без встановлення додаткових електродів і при їх використанні. Для одержання вольтамперної характеристики (ВАХ) у секціях, розділених досліджуваною мембраною, установлювалися додаткові вимірювальні електроди.

Вигляд графіків ВАХ залежить від багатьох факторів. При врахуванні розподілу швидкості потоку в каналах існують різні варіанти граничних умов на поверхні іонообмінних мембран залежно від властивостей мембран. Якщо поверхня іонообмінних мембран змочується, то тоді використовується умова прилипання або гідродинамічна умова ковзання. При моделюванні гідрофобності поверхні мембрани використовується умова ковзання Навьє. Умову прилипання і гідродинамічну умову ковзання можна вважати крайніми випадками умови

ковзання Навьє. Таким чином властивості поверхні іонообмінних мембран суттєво впливають як на перенос іонів солі, так і електроконвекцію [4, 6].

При проведенні досліджень інтенсивності масопереносу в електродіалізній експериментальній установці шляхом побудови одержані ВАХ для кожного з досліджених режимів: 1) без установки додаткових електродів (ДЕ); 2) з установкою ДЕ в камері знесолення (КЗ); 3) з установкою ДЕ в концентраційній (ропній) камері (КК); 4) з одночасною установкою ДЕ в КЗ і КК.

Механізм впливу на величину струму в міжмембранному просторі при установці додаткових електродів (ДЕ) в робочих каналах між мембранами апарату ЕДО, що знаходяться між зовнішніми електродами (анодом і катодом), пропонується розглядати аналогічним механізму роботи і впливу сітки, що міститься між катодом і анодом у триоді. Основна ідея, на якій засновано застосування триодів, полягає в тому, що при підключенні до сітки триода батареї, напругу якої можна довільно міняти, буде змінюватися різниця потенціалів U_c між катодом і сіткою. При цьому змінюється й величина анодного струму. Аналогічно виконується подача потенціалу до додаткових електродів. Таким чином, з'являється можливість керувати струмом в анодному ланцюзі триоду (електродіалізному каналі), змінюючи різницю потенціалів між її катодом і сіткою. Крива, що зображує залежність анодного струму триода I_a від її сіткової напруги U_c, зветься вольтамперною характеристикою триоду, вигляд якої співпадає з характеристикою анодного струму ЕДО.

Одним з найважливіших застосувань триодів є застосування їх як підсилювачів слабких струмів і напруг. Коли сітка триода заряджена позитивно щодо катода, вона притягає до себе електрони із хмари об'ємного заряду поблизу катода; при цьому значна частина електронів пролітає між витками сітки й попадає на анод, підсилюючи анодний струм. Таким чином, сприяючи розповсюдженню об□ємного заряду, позитивний потенціал на сітці збільшує анодний струм. Навпаки, негативно заряджена сітка зменшує анодний струм, тому що відкидає назад електрони, тобто збільшує об□ємний заряд поблизу катода і тому малі зміни різниці потенціалів між нею і катодом дуже сильно відбиваються на об□ємному заряді й сильно впливають на величину анодного струму.

Особливо важливими для триода є анодно-сіткові характеристики — залежність анодного струму Ia від напруги на сітці Uc при постійній анодній напрузі Ua (рис.1).

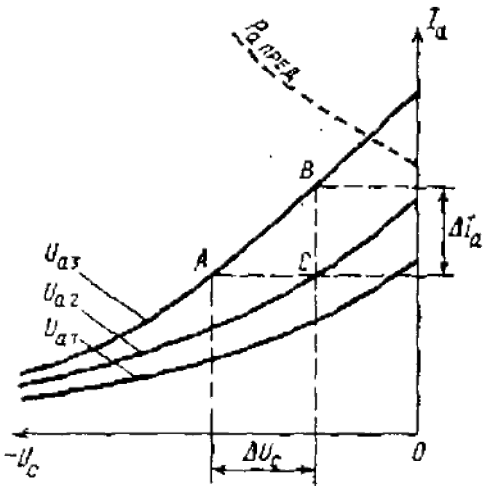


Рис. 1. Сімейство анодно-сіткових характеристик тріода, Ua1<Ua2<Ua3

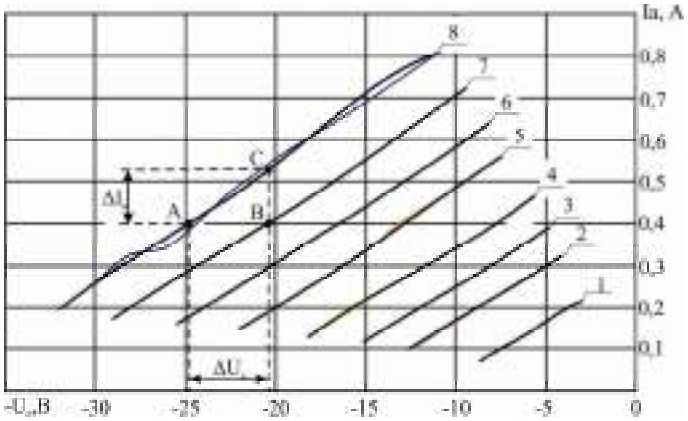


Рис. 2. Сімейство анодно-електродних характеристик ЕДО,
1 - Ua = 16 В; 2 - Ua = 22 В;
3 - Ua = 26 В; 4 - Ua = 30 В; 5- Ua = 35 В;
6 - Ua = 40 В; 7 - Ua = 45 В; 8-Ua = 50 В

Аналогічно до триода для ЕДО з додатковими електродами отримані анодно-електродні характеристики — залежність анодного струму Ia від напруги на додатковому електроді УДЕ при змінній анодній напрузі Ua (рис.2).

Коефіцієнт підсилення тріода μ показує, у скільки раз зміна напруги сітки діє на анодний струм сильніше, чим така ж зміна анодної напруги. Визначають коефіцієнт підсилення μ по формулі $\mu = \Delta U_a / \Delta U_c$, тут ΔUa й ΔUc беруться такими, що викликають однакову зміну анодного струму ΔIa.

Для визначення μ з анодно-сіткових характеристик (див. рис. 1) на них слід обрати точки А и С для того самого анодного струму. Тоді

$$\mu = \frac{U_{a3} - U_{a2}}{\Delta U_c}.$$

З метою визначення варіантів установки ДЕ у міжмембраному просторі робочих каналів ЕДО (ропних і знесолюючих) зроблені перетини на експериментально отриманих кривих анодно-електродних характеристик (рис. 2).

Результати розрахунків коефіцієнту зростання виходу по струму ЕДО при підключенні додаткових електродів (ДЕ) в знесолюючих каналах при поступовій зміні анодної напруги показали зростання коефіцієнту виходу по струму μЗК.і по окремих каналах від 1,12 до 1,4, що забезпечило значення коефіцієнту зростання виходу по струму для всього апарату в цілому μЗК.сер.= 1,251.

Результати розрахунків коефіцієнту зростання виходу по струму ЕДО при підключенні додаткових електродів (ДЕ) в ропних каналах при поступовій зміні анодної напруги показали зростання коефіцієнту виходу по струму μРК.і по окремих каналах від 1,08 до 1,352, що забезпечило значення коефіцієнту зростання виходу по струму для всього апарату в цілому $\mu_{РК.сер.}$= 1,275.

Електролітичні осередки використовуються для виміру провідності рідин на лінійній ділянці стаціонарної вольтамперної характеристики (ВАХ) при малих величинах прикладеної різниці потенціалів. З експериментів відомо, що в широкому діапазоні напруг (аж до пробою) ВАХ має кілька характерних ділянок [8], які при належній інтерпретації можуть дати додаткову інформацію про параметри середовища. Кожна точка графіку ВАХ відповідає часу закінчення нестаціонарних збурень у осередку.

ВАХ може бути розбита на чотири характерні ділянки. Кутовий коефіцієнт початкової лінійної ділянки *1*, дорівнює одиниці, дозволяє знайти при малих значеннях потенціалу провідності σ_0, обумовлену квазінейтральною концентрацією іонів, що втримуються в рідині під час відсутності поля: $\sigma_0 = j_{si}i_s/\varphi w$ (j_{si}— обмірюване розмірне значення щільності струму на лінійній ділянці, φw — розмірне значення різниці потенціалів). Друга ділянка *2* служить перехідною, між лінійною ділянкою *1* і ділянкою *3,* відповідно до струму насичення для проміжних значень потенціалу. Аналіз завдання при досить значних спрощеннях, дає наближене співвідношення для розмірної щільності струму насичення j_{sn}, з якого при відомому значенні σ_0 можна за обмірюваним значенням j_{sn} визначити ефективний коефіцієнт рухливості b_0. Провідність рідини для більших значень прикладеної різниці потенціалів (ділянка *4*) визначається інжектованими іонами, при цьому з характеру залежності струму від напруги можна здобути інформацію про параметри інжекції. Слід зазначити, однак, що на цій ділянці інтерпретація експериментальних даних може бути неточною, тому що в розрахунках не враховувався конвективний перенос іонів.

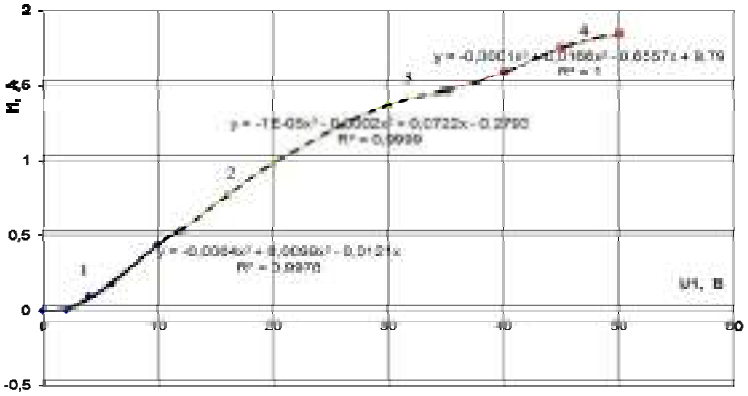


Рис. 3 ВАХ дослідного апарату без підключених додаткових електродів, з виділенням трьох характерних ділянок:
1,2 - Ua = 0...12 В, 3 - Ua = 12...35 В, 4 - Ua = 35...50 В

Обробка експериментальної ВАХ дослідного апарату без підключених додаткових електродів, що наведено на рис. 3, показало, що відсутня початкова лінійна ділянка 1. Аналогічно оброблені ВАХ дослідного апарату з підключеними додатковими електродами в ропних (рис. 4) та знесолюючих (рис. 5) каналах.

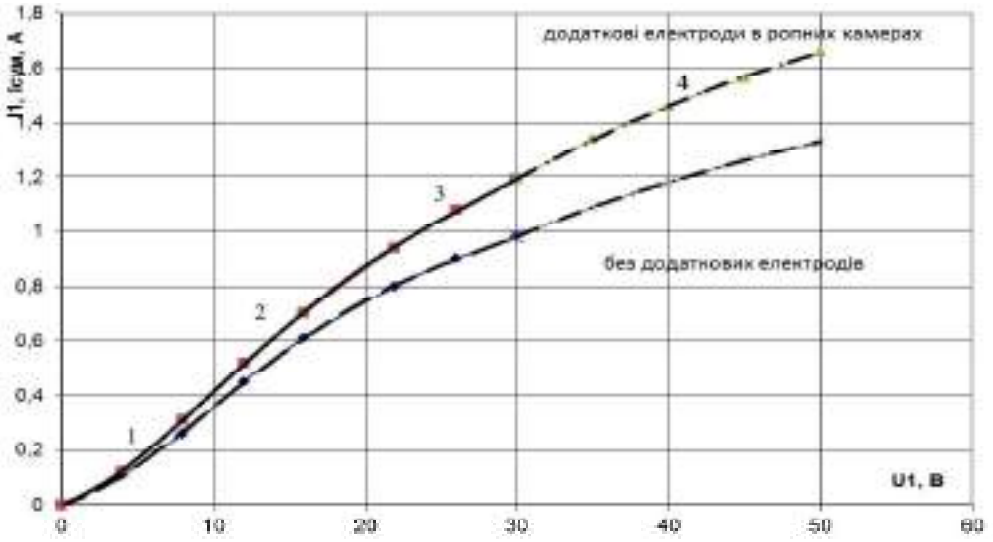


Рис. 4 ВАХ дослідного апарату з підключеними додатковими електродами в знесолюючих камерах, з виділенням трьох характерних ділянок:
1,2 - Ua = 0...12 В, 3 - Ua = 12...35 В, 4 - Ua = 35...50 В

При поданих потенціалах на додаткові електроди ропних камер більше 35 В має місце збільшення струму в 1,25 рази через увесь апарат ЕДО при установці ДЕ (на ділянці 4 при позамежевих струмах) в порівнянні з варіантом без установки ДЕ.

Співвідношення залежностей I = f(U) на рис. 4 і 5 на ділянці 4 (при позамежних струмах) показують такі ж значення виходу по струму, як і при прийнятих при аналізі експериментальних даних з теорії процесів у триоді.

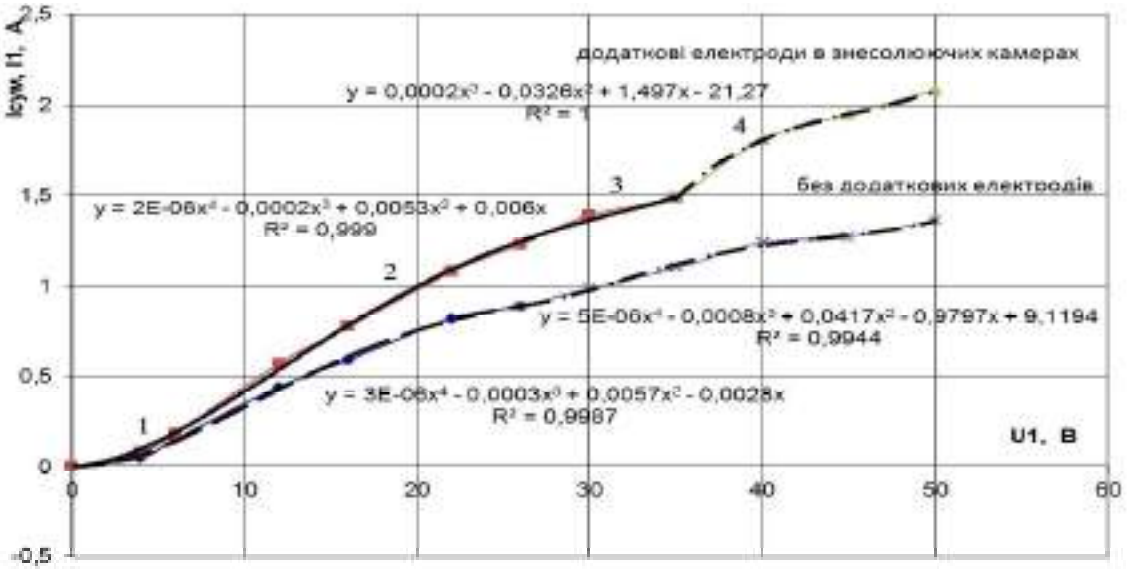


Рис. 5 ВАХ дослідного апарату з підключеними додатковими електродами в ропних камерах, з виділенням трьох характерних ділянок:
1,2 - Ua = 0...12 В, 3 - Ua = 12...35 В, 4 - Ua = 35...50 В

Одержані результати можуть бути пояснені тими положеннями, що при установці додаткових електродів порушується електронейтральність розчину у міжмембранному просторі з появою просторового об□ємного заряду. Як показує аналіз даних [9, 10], головний механізм утворення об□ємного електричного заряду в середовищі обумовлений електрохімічним взаємодією компонентів середовища з поверхнею електродів в сильних електричних полях. Схематично цей процес можна представити в такий спосіб. Нейтральна молекула, підходячи до поверхні, що містить або надлишок електронів (катод), або їх недолік (анод), захоплює електрон (на катоді) або віддає його (на аноді), стаючи іоном того ж знака, що і поверхня електрода. Утворені в такому процесі іони відштовхуються від однойменно зарядженої поверхні - відбувається інжекція іонів в рідину. Одночасно з інжекцією йдуть процеси рекомбінації іонів, що потрапили на поверхню електрода з об□єму рідини під дією дифузії, дрейфу в електричному полі і конвективного переносу рідиною-носієм.

Відомо, що під впливом зовнішнього електростатичного поля слабкопровідна (діелектрична) рідина втрачає свою локальну електронейтральність, і, наприклад, в плоскопаралельному конденсаторі [10] виникає деякий розподіл зарядів з відмінною від нуля об□ємною густиною, за розподілом якої класично розрізняють два типу об□ємної електризації рідини: гетерозарядную, коли половини шарів заряджаються різнойменно по відношенню до прилеглих електродів, і гомозарядную, коли прилеглі до електродів півшару заряджаються однойменно.

Виникає питання, який вплив здійснює об'ємний заряд електронів на поле між електродами, а отже, і на сам рух електронів в присутності, наприклад, просторового негативного заряду між електродами.

В [11] у формулі, що визначає значення анодного потенціалу φ як функцію відстані *x,* (*x* = *d*; де *d* – відстань між електродами)

$$\varphi_a = \left(\frac{3\alpha}{4}\right)^{4/3} j^{2/3} d^{4/3}$$

Звідси

$$j = \left(\frac{4}{3\alpha}\right)^2 \frac{\varphi_a^{3/2}}{d^2} = \frac{1}{9\pi}\sqrt{\frac{2e}{m}}\frac{\varphi_a^{3/2}}{d^2}$$

Із формули бачимо, що сила струму на аноді пропорційна анодному потенціалу в ступені 3/2, а не в першому ступені, як це має місце у звичайних провідниках згідно із законом Ома. Відхилення від закону Ома пов□язана із присутністю об□ємного заряду, який повністю компенсується зарядами протилежного знака в електролітах. Цим явищем пояснюється відхилення від прямопропорційної залежності струму від потенціалу на початковій ділянці ВАХ (рис.3, 3, 5).

Висновки

1. Співпадання результатів аналізу експериментальних даних з визначення впливу установки додаткових електродів у міжмембранних просторах апарату ЕДО шляхом побудови вольтамперних характеристик та за даними електронної теорії триодів підтверджують достовірність одержаних результатів проведених досліджень і дають підстави для рекомендації впровадження вказаного конструктивного удосконалення апарату ЕДО.

2. Установка додаткових електродів з подачою на них незначного потенціалу (на рівні 5...6 В), що значно меньше потенціалу, що підводиться на зовнішні електроди, дає можливість забезпечити підвищення коефіцієнту виходу по струму на ~ 25%.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Пилат Б.В. Основы электродиализа. – М.: Авваллон, 2004. – 456 с.

2. Андельман М., Технология очистки (обессоливания) воды, основанная на использовании проходного конденсатора (Flow Through Capacitor Technology) [Электронный ресурс] / AndelmanM., WarrenW. Energyrecoveryschemesforthethroughcapacitortechnology // http://www.flowtc.com/development.htm.

3. Сеидова Н.М. Математические модели электромембранных процессов очистки воды с учетом реакции диссоциации-рекомбинации воды и пространственного заряда: Автореферат дисс. канд. физ.-мат. наук. Краснодар, 2004. 25 с.

4. Заболоцкий В.И. Математическое моделирование влияния электроконвекции на вольтамперные кривые и числа переноса в запредельных режимах электродиализа / В.И.Заболоцкий, К.А.Лебедев,

П.А.Василенко, В.И.Васильева, В.А.Шапошник, А.В.Жильцова // Сорбционные и хроматографические процессы. – 2012. – Т.12. – Вып.3. – С.332-337.

5. Заболоцкий В.И., Математическая модель для описания вольтамперных кривых и чисел переноса при интенсивных режимах электродиализа / В.И.Заболоцкий, К.А.Лебедев, М.Х.Уртенов, В.В.Никоненко, П.А.Василенко, В.А.Шапошник, В.И.Васильева // Электрохимия. – 2013. – Т. 49. – № 4. – С. 416-427.

6. Коваленко А.В., Уртенов М.Х., Шапошникова Т.Л. Моделирование электроконвекции в электромембранных системах водоподготовки, обусловленной гетерегенностью ионообменной мембраны // Энергосбережение и водоподготовка. №1 (75), 2012, С.15-20.

7. Коваленко А.В. Математическое моделирование влияния морфологии поверхности гетерогенных мембран на электроконвекцию / А.В. Коваленко, В.И. Заболоцкий, В.В. Никоненко, М.А-Х Уртенов // Научный журнал КубГАУ, №104(10), 2014 года [Электронный ресурс].http://ej.kubagro.ru/2014/10/pdf/046.pdf

8. Апфельбаум М.С., Владимиров В.И., Печеркин В.Я. Стационарные предпробойные вольтамперные характеристики слабопроводящих, жидких диэлектриков и слабоионизированных газов // Электронная обработка материалов. – 2015. – 51(3).- С.58-66.

9. Апфельбаум М.С., Полянский В.А**.** Об образовании объемного заряда в слабопроводящих средах // Магнит. гидродинамика. 1982. №2. С. 71-76.

10. Гроссу Ф.П., Болога М.К. Структура объемного заряда в слабопроводящей жидкости в плоском конденсаторе // Электронная обработка материалов. – 2007. – №4.- С.28-33.

11. Ахиезер А.И. Общая физика. Электрические и магнитные явления: Справочное пособие. – Киев: Наука.думка, 1981. – 472 с.

REFERENCES

[1] Pilat B.V. Osnovy elektrodializa. – M.: Avvallon, 2004. – 456 s.

[2] Andelman M., Tehnologiya ochistki (obessolivaniya) vody, osnovannaya na ispolzovanii prohodnogo kondensatora (Flow Through Capacitor Technology) [Elektronnyj resurs] / AndelmanM., WarrenW. Energyrecoveryschemesforthethroughcapacitortechnology // http://www.flowtc.com/development.htm.

[3] Seidova N.M. Matematicheskie modeli elektromembrannyh processov ochistki vody s uchetom reakcii dissociacii-rekombinacii vody i prostranstvennogo zaryada: Avtoreferat diss. kand. fiz.-mat. nauk. Krasnodar, 2004. 25 s.

[4] Zabolockij V.I. Matematicheskoe modelirovanie vliyaniya elektrokonvekcii na voltampernye krivye i chisla perenosa v zapredelnyh rezhimah elektrodializa / V.I.Zabolockij, K.A.Lebedev, P.A.Vasilenko, V.I.Vasileva, V.A.Shaposhnik, A.V.Zhilcova // Sorbcionnye i hromatograficheskie processy. – 2012. – T.12. – Vyp.3. – S.332-337.

[5] Zabolockij V.I., Matematicheskaya model dlya opisaniya voltampernyh krivyh i chisel perenosa pri intensivnyh rezhimah elektrodializa / V.I.Zabolockij, K.A.Lebedev, M.H.Urtenov, V.V.Nikonenko, P.A.Vasilenko, V.A.Shaposhnik, V.I.Vasileva // Elek-trohimiya. – 2013. – T. 49. – № 4. – S. 416-427.

[6] Kovalenko A.V., Urtenov M.H., Shaposhnikova T.L. Modelirovanie elektrokonvekcii v elektromembrannyh sistemah vodopodgotovki, obuslovlennoj geteregennostyu ionoobmennoj membrany // Energosberezhenie i vodopodgotovka. №1 (75), 2012, S.15-20.

[7] Kovalenko A.V. Matematicheskoe modelirovanie vliyaniya morfologii poverhnosti geterogennyh membran na elektrokonvekciyu / A.V. Kovalenko, V.I. Zabolockij, V.V. Nikonenko, M.A-H Urtenov // Nauchnyj zhurnal KubGAU, №104(10), 2014 goda [Elektronnyj resurs].http://ej.kubagro.ru/2014/10/pdf/046.pdf

[8] Apfelbaum M.S., Vladimirov V.I., Pecherkin V.Ya. Stacionarnye predprobojnye voltampernye harakteristiki slaboprovodyashih, zhidkih dielektrikov i slaboionizirovannyh gazov // Elektronnaya obrabotka materialov. – 2015. – 51(3).- S.58-66.

[9] Apfelbaum M.S., Polyanskij V.A. Ob obrazovanii obemnogo zaryada v slaboprovodyashih sredah // Magnit. gidrodinamika. 1982. №2. S. 71-76.

[10] Grossu F.P., Bologa M.K. Struktura obemnogo zaryada v slaboprovodyashej zhidkosti v ploskom kondensatore // Elektronnaya obrabotka materialov. – 2007. – №4.- S.28-33.

[11] Ahiezer A.I. Obshaya fizika. Elektricheskie i magnitnye yavleniya: Spravochnoe posobie. – Kiev: Nauka.dumka, 1981. – 472 s.

Filipshchuk O., Markov A., Burenko O., Subbotina O.

Increase the efficiency of electrodialysis desalination by installing additional electrodes

The possibilities of increasing the efficiency of electrodialysis desalination by installing additional electrodes with a slight electrical potential on them are considered and substantiated.

Keywords: *electrodialysis plant; external electrodes; additional electrodes; volume charge*

Филипщук А.Н., Марков А.Е., Буренко А.В., Субботкина Е.П.

Повышение эффективности электродиализного опреснения путем установки дополнительных электродов

Рассмотрены и обоснованы возможности обеспечения повышения эффективности электродиализного опреснения путем установки дополнительных электродов с подачей на них незначительного электрического потенциала.

Ключевые слова: *электродиализная установка; внешние электроды; дополнительные электроды; объемный заряд.*

УДК 621.43

АНАЛІЗ МЕТОДІВ ДІАГНОСТУВАННЯ СУДНОВОГО ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

Максимов В.І. викладач, ХФ НУК ім. адм. Макарова, м. Херсон
Грубий М.А., Шкарупа Р.Ю. студенти, ХФ НУК ім. адм. Макарова, м. Херсон

Анотація. *Систематичне спостереження за технічним станом судна і всіх його елементів, в тому числі і суднового енергетичного устаткування, є однією з основних обов'язків екіпажу. У роботі проаналізовано методи діагностування суднового теплоенергетичного обладнання.*

Ключові слова: *діагностування; суднові енергетичні установки (СЕУ); двигун внутрішнього згоряння.*

Актуальність. Своєчасне виявлення передумов до виникнення тих чи інших порушень в роботі суднового енергетичного устаткування визначає безпеку плавання судна і його економічну ефективність. Виходячи з цього створення ефективних, простих у застосуванні і оперативних в отриманні достовірної інформації методів діагностування стану енергетичного обладнання під час експлуатації судна є важливим і актуальним завданням.

Мета дослідження.

Провести аналіз методів діагностування суднового теплоенергетичного обладнання.

Огляд проблеми.

Як показує практика, до 50% всіх відмов дизелів викликано втратою працездатності паливної апаратури, більше половини з яких припадають на відмови форсунок. Причому, технічний стан форсунок істотно впливає на економічні та екологічні показники роботи дизеля.

Підвищення надійності, безпеки і виключення пожеж в СЕУ значною мірою пов'язано з технічним станом систем газовідвода, яке визначається станом конструктивних елементів і теплової ізоляції, а також температурою відпрацьованих газів істотно залежить від якості роботи форсунок суднових дизелів.

Одним з основних напрямків в забезпеченні надійності суднової техніки є розвиток методів і засобів діагностування ДВЗ.

Таким чином, розвиток методів і вибір ефективних засобів теплового діагностування суднових дизелів і їх систем газовідвода є актуальним завданням для водного транспорту, відповідає вимогам Міжнародної морської організації (Міжнародна конвенція з охорони людського життя на морі, Міжнародний кодекс з управління безпечною експлуатацією суден і запобіганням забрудненню).

Для новостворених двигунів обов'язковою умовою стало відповідність їх екологічним нормам. Двигуни повинні повністю відповідати додатку VI Міжнародної конвенції MARPOL 73/78 спрямованої на радикальне зниження оксиду сірки у відпрацьованих газах суднових двигунів.

Розвиток сучасного дизелебудування характеризується збільшенням циліндрових потужностей, які, в більшості випадків, досягається за рахунок зростання середнього ефективного тиску, частоти обертання колінчастого вала дизеля. Збільшення циклової подачі палива призводить до зростання тепловиділення в циліндрі і посиленню процесу теплообміну між робочим тілом (газами), деталями циліндропоршневої групи (ЦПГ) і остова.

В даний час тепловий і теплонапружений стан стає одним з основних обмежень в забезпеченні надійності теплових двигунів і установок, так як справляє визначальний вплив на утворення тріщин в кришках і втулках циліндрів, денцях поршнів, швидкість газової корозії і довговічність клапанів, руйнування прокладок між кришками і блоком циліндрів, режим мастила і угар масла, інтенсивність зношування в сполученні «втулка циліндра - поршневий комплект» та, в результаті - на ресурс і економічність суднових дизелів.

Температурні напруги, що розвиваються в деталях двигуна, обумовлюються їх конструктивною формою, теплофізичними характеристиками матеріалу і тепловим станом самої деталі і пов'язаних з нею елементів. При цьому температурне поле деталі або визначають його параметри (рівні температури в характерних точках і температурні градієнти) при інших рівних умовах є даними для порівняльного аналізу динаміки теплової напруженості в залежності від зміни режиму роботи дизеля.

З цієї причини існуючі методи контролю за роботою двигуна ґрунтуються на оцінці теплової напруги по ряду непрямих показників: середнього індикаторного тиску, положення покажчика навантаження (паливної рейки), температури випускних газів, охолоджуючої води і масла, що виходить з головок поршнів або мотильових підшипників.

Теплова напруга деталей ЦПГ експлуатованого дизеля наближено можна оцінити по чисельним значенням середніх температур в характерних точках її деталей.

На більшу частину показників двигуна впливають закономірності тепловиділення - зміни тиску і температури в циліндрі, - якими визначаються статичні і динамічні навантаження на деталі двигуна і його теплонапружених стан, залежать більшою мірою від роботи паливної апаратури.

Підтримка СЕУ в технічно справному стані і, перш за все, суднових дизелів, пов'язане з великими матеріальними та трудовими затратами. Одним із шляхів їх скорочення і підвищення ефективності технічного обслуговування, ремонту, збільшення експлуатаційної надійності і довговічності елементів СЕУ є впровадження в практику роботи суднових екіпажів і судноремонтних підприємств сучасних методів і засобів технічного діагностування механізмів.

Більшість дефектів і пошкоджень, що виникли в дизелях, можуть бути виявлені без розбирання і порушення їх функцій з використанням спеціальних методів неруйнівного контролю.

Так як оцінка технічного стану дизеля без повного або часткового його розбирання обмежена, технічний стан дизеля в експлуатаційних умовах оцінюється непрямими методами за характеристиками процесів при його функціонуванні. До них відносяться вібрація, тепловий стан, поширення шуму, наявність в мастилі продуктів зношування деталей, зміна кольору, хімічного складу і температури випускних газів і ін.

До числа найбільш поширених методів оцінки технічного стану дизеля відноситься індиціювання робочого процесу. Однак воно дає недиференційовані оцінку стану деталей ЦПГ, механізму газорозподілу дизеля та ін., що вимагає подальшого вельми кваліфікованого аналізу результатів діагностування. Крім того, більшість малорозмірних двигунів не мають індикаторних клапанів, що виключає можливість застосування цього методу в експлуатації.

На практиці найбільш широкого поширення набули такі методи діагностування технічного стану дизелів, як параметричний, по герметичності робочих порожнин, по тепловому стану, віброакустичний, інструментальний, за складом продуктів зношування деталей, що труться в змащуємо маслом, за складом відпрацьованих газів і стробоскопічний.

При використанні параметричного методу виконують періодичне або безперервне вимірювання одного або декількох діагностичних параметрів дизеля, якими можуть бути: питома витрата палива; температура відпрацьованих газів по циліндрах; коефіцієнт надлишку повітря; температура втулок циліндрів, поршнів, рамових підшипників та інших деталей; тиск стиснення; максимальний тиск згоряння або середнє індикаторне тиск; акустичні та вібраційні характеристики; витрата повітря або перепад тиску повітря на різних ділянках повітряного або випускного тракту; зазори в труться парах. При цьому повинні враховуватися експлуатаційні умови, що впливають на показання вимірювальних приладів (атмосферні умови, теплота згоряння палива, коливання навантаження і т.п.).

Визначення технічного стану дизеля з використанням параметричного методу вимагає вимірювання та обліку великої кількості різноманітних відомостей і оснащення дизеля вимірювальною апаратурою високої точності. Крім того, параметричний метод не дозволяє в повній мірі реалізувати можливості підвищити надійність дизелів, так як основною причиною відмов є зазвичай неконтрольовані зміни структурних властивостей деталей і вузлів, які не супроводжуються помітними відхиленнями теплотехнічних параметрів роботи дизелів.

Метод діагностування по герметичності робочих порожнин зазвичай застосовують для оцінки технічного стану систем, деталей ЦПГ, гідро- і пневмоприводів дизеля та ін. При цьому виконується перевірка щільності систем, пристроїв деталей дизеля під час гідравлічних випробувань; опресовування плунжерних пар паливних насосів; контроль робочого тиску в системах і порівняння його з гранично допустимими значеннями і ін. Цей метод досить простий і тому набув широкого поширення в практиці експлуатації дизелів.

Діагностування по тепловому стану, оцінюваного температурою і швидкістю нагрівання певних вузлів і деталей, застосовується для виявлення технічного стану тертьових сполучень, систем охолодження і змащування, редукторів і деяких інших агрегатів і пристроїв дизеля.

Сутність віброакустичного методу діагностування полягає у визначенні енергії акустичного сигналу, зростаючого зі збільшенням зазору деталей, що вдаряються. Сприймається встановленими в певних місцях датчиками результуючий акустичний сигнал розкладається на складові гармоніки по частоті з подальшою оцінкою енергії вібрації в кожній виділеній смузі. Отримані сигнали порівнюються зі значеннями, визначеними заздалегідь при допустимих зносах сполучень, що перевіряються. Віброакустичний метод відрізняється універсальністю і може бути використаний для великого числа сполучених деталей. Застосовувана при цьому апаратура транспортабельна і дозволяє виявити початкові стадії таких відмов, як знос, розбалансування, ослаблення з'єднань та ін. Недоліком цього методу є труднощі надійного поділу корисних сигналів і сигналів-перешкод.

Діагностування інструментальним методом виконують на непрацюючому дизелі або без його розбирання, або з частковим розбиранням деяких його вузлів (наприклад, зі зняттям форсунок, розкриттям фільтрів, люків та ін.). Технічний стан перевіряються вузлів дизеля оцінюється при цьому безпосередньо за результатами контролю значень зносів основних деталей, виміряних за допомогою простих приладів, інструментів і пристосувань. Використовуючи цей метод, можна діагностувати підшипники, передачі, приводи, механізм газорозподілу дизелів та ін. Інструментальний метод діагностування є найбільш трудомістким і обмеженим у можливостях, так як вироблені при цьому вимірювання неможливо автоматизувати. Однак він отримав досить широке поширення, що пояснюється невисокою вартості застосовуваних засобів діагностування, наявністю необхідних нормативних даних і порівняльної його простотою.

Метод діагностування по концентрації продуктів зношування деталей, що труться в змащуються маслом використовується для визначення інтенсивності зношування основних деталей дизелів. Він дозволяє також отримувати інформацію про справність дії засобів очищення масла, необхідність зміни масла і т.п.

Діагностування по аналізах відпрацьованих газів дизелів застосовують для оцінки справності і якості роботи паливної апаратури, якості регулювання фаз газорозподілу, зносів в деталях механізму газорозподілу і деталях ЦПГ.

Порівняно простий і універсальний стробоскопічний метод застосовують зазвичай при діагностуванні механізму газорозподілу. Заснований він на стробоскопічном ефекті, що полягає в тому, що швидко обертаються або зворотно-поступально рухомих деталей і вузли сприймаються оком людини нерухомими при освітленні їх імпульсними спалахами, частота яких дорівнює або кратна частоті руху об'єкта спостереження. Пояснюється це тим, що зоровий образ деякий час (1/15-1/20 секунд) зберігається в свідомості людини і після його зникнення, а при більшій тривалості періодичного появи сприймається як безперервний.

Висновок: проаналізовано методи діагностування суднового теплоенергетичного обладнання.

REFERENCES

6. Безюков, О. К., & Кардаков, А. А. (2009). Средства для контроля теплового состояния деталей остова судовых дизелей. *Журнал университета водных коммуникаций*, 12(2), 83-90.
7. Чайнов, Н. Д. (2008). *Конструирование двигателей внутреннего сгорания*. Москва: Машиностроение.
8. Возницкий, И. В., & Пунда, А. С. (2010). *Судовые двигатели внутреннего сгорания.* СПб: МОРКНИГА.
9. Гогин, А. Ф., Кивалкин, Е. Ф., & Богданов, А. А. (1988). *Судовые дизели (основы теории, устройство и эксплуатация).* Москва: Транспорт.

Maksymov V.I., Hrubyi M.A., Shkarupa R.Yu.

ANALYSIS OF METHODS DIAGNOSTICS OF SHIP HEAT AND POWER ENGINEERING EQUIPMENT

Abstract. *Systematic monitoring of the technical condition of the vessel and all its elements, including the ship's power equipment, is one of the main duties of the crew. The paper analyzes the methods for diagnosing ship heat power equipment.*

Keywords: *diagnosis; ship power plants (SPP); internal combustion engine.*

Максимов В.И., Грубый М.А., Шкарупа Р.Ю.

АНАЛИЗ МЕТОДОВ ДИАГНОСТИКИ СУДОВОГО ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Аннотация. *Систематическое наблюдение за техническим состоянием судна и всех его элементов, в том числе и судового энергетического оборудования, является одной из основных обязанностей экипажа. В работе проанализированы методы диагностирования судового теплоэнергетического оборудования.*

Ключевые слова: *диагностирование; судовые энергетические установки (СЭУ); двигатель внутреннего сгорания.*

УДК 621.434.432

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СЕУ ЗА РАХУНОК ВИКОРИСТАННЯ МЕТАЛОГІДРИДНИХ ПАЛИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Шалапко Д.О. викладач, ХФ НУК ім. адм. Макарова, м. Херсон
Поліш В.В., Василенко І.О. магістранти, ХФ НУК ім. адм. Макарова, м. Херсон

Анотація. *У роботі наведено результати дослідження одного із шляхів підвищення ефективності СЕУ, яким є використання водневих паливних елементів та металогідридних. Запропоновано використання технології металогідридних акумуляторів для підвищення енергетичної ефективності СЕУ та резервування джерел енергії судна вцілому.*

Ключові слова: *двигун внутрішнього згоряння, водень, водневі паливні елементи.*

Водень H_2 - безкольоровий нетоксичний газ без смаку та запаху, молекулярна маса 2,016; маса 1 $м^3$ - 0,09 кг. Водень - найбільш легкий газ, він у 14,5 разів легше повітря. Вища теплота згоряння молекулярного водню - 141700 кДж/кг або 12750 кДж/$м^3$.

Вища теплота згоряння на 18% перевищує нижчу, внаслідок чого під час спалювання безсірчастих газів з високим вмістом водню та глибокого (нижче точки роси) охолодження продуктів згоряння з використанням теплоти конденсації водяної пари, яка входить до складу продуктів згоряння, можна досягти досить високих коефіцієнтів корисної дії теплотехнічного устаткування. Жаропродуктивність молекулярного водню майже на 200 °С вища за жаропродуктивність метану і дорівнює 2235 °С. Водень відзначається високою реакційною здатністю.

Гази, які містять велику кількість водню, мають велику швидкість розповсюдження полум'я, що може приводити до проникнення зони горіння у змішувальний газопровід, тобто до проскоку полум'я. У зв'язку з цим для попередження подібного явища необхідно забезпечити високу швидкість виходу суміші з пальника.

При використанні газу з високим вмістом водню необхідно ретельно забезпечувати герметичність комунікацій для запобігання витоку газу.

Водень сорбується поверхнею металів і здатен вступати з ними у нестійкі сполуки з утворенням гідридів.

Водень досить широко застосовується для виробництва синтетичного аміаку, метанолу, гідрогенізації важких нафтопродуктів та смол з метою отримання моторного палива, а також в інших технологічних процесах.

Як моторне паливо водень володіє поряд специфічних властивостей, які необхідно враховувати при розробці паливних систем двигунів і організації їх робочих процесів [5].

При високою масою теплоті згоранні (120,1 МДж/кг) об'ємна теплота згорання газоподібного водню складає всього 10,8 МДж/$м^3$, а зрідженого 8,4 МДж/л. Це затрудняє зберігання водню, особливо на установках наземного транспорта.

Основним недоліком отримання водню з природного газу є залежність від поставок сировини, запаси якого розподілені всього між кількома регіонами світу (Близький Схід - 40,8%, Росія - 26,7%, Іран - 15,2%, Катар - 14,7%). Серйозну проблему становлять і викиди в атмосферу великих кількостей $C0_2$, утилізація котрого вимагає значних капітальних витрат і експлуатаційних витрат, що істотно підвищує вартість кінцевого продукту. Крім цього, метод парової конверсії метану погано адаптується для малої продуктивності для децентралізованого виробництва водню (наприклад, заправочних станцій, автономних енергосистем і т.п.). Ще

одним недоліком методу є наявність у водні домішок оксидів вуглецю, що висуває додаткові вимоги до його очищення.

Слід зазначити, що з точки зору екології стратегія виробництва водню з природного палива мало чим відрізняється від їх безпосереднього спалювання. Якщо в останньому випадку шкідливі викиди в атмосферу з'являються на стадії використання палива, то в першому ми маємо практично ті ж викиди, але на стадії отримання водню. Тому основними компонентами нових технологій виробництва водню з вуглеводнів є процеси уловлювання супутніх газів, в першу чергу CO_2. В якості прикладу можна навести останні розробки по парової конверсії вугілля. Крім цього, важливим непрямим фактором тут є підвищення ефективності використання палива. Водневі енергетичні технології володіють в цьому відношенні рядом переваг у порівнянні зі спалюванням копалин горючих.

Оскільки різниця питомої витрати палива на номінальному експлуатаційному режимі та режимах відмінних від нього суттєва (досягає 18 г/(кВт год), доцільно експлуатувати двигун на найбільш економних режимах. Коли виникає потреба в зменшенні потужності головного двигуна, його доцільно довантажити валогенератором, електричну потужність якого пропонується направити на отримання водню шляхом електролізу води. Водень, що продукується пропонуються зберігати у металогідридних акумуляторах і використовувати для продукування електричної енергії на борту судна. Для підвищення ефективності продукування енергії, пропонується використовувати паливні комірки.

Електролізери «NEL» фільтрпресного типу (рис. 1) для роботи при атмосферному тиску випускаються різної продуктивності - від 2 до 500 м^3/год водню. У залежності від необхідної потужності кількість комірок в електролізері може змінюватися від 5 до 140.

Електролізери малої потужності працюють без зовнішньої циркуляції електроліту. Охолодження електролізера здійснюється за рахунок віддачі тепла його зовнішньою поверхнею. Для підвищення коефіцієнта тепловіддачі від поверхні апарату електролізери укладені в кожух, через який продувається повітря. У електролізерах великої потужності організована примусова циркуляція електроліту через холодильник за допомогою насоса.

У електролізерах великої потужності є середня камера для охолодження електроліту і пристрої для його примусової циркуляції і фільтрації. У електролізерах меншої потужності камера для охолодження електроліту може розташовуватися також на кінці – електролізера.

З комірок гази по нахиленим трубкам відводяться в газовіддільник. Лужна частина з газовіддільника надходить в бак, звідки через фільтр за допомогою насоса, виконаного без сальникових ущільнень, по трубопроводу подається до осередку електролізера. Газовіддільник служить також для вирівнювання тиску газів в анодному і катодному відділеннях комірок. В електролізері може підтримуватися надлишковий тиск до 500 мм вод. ст. (0,05 МПа) Електролізер працює на 25% розчині КОН при 75 °С, напруга на комірці одно 2,1…2,3 в, при цьому витрата електроенергії постійного струму складає 4,1…4,6 кВт·год/м^3 H_2.

Рисунок 1 Електролізер фірми «Ерлікон»

Характеристики декількох моделей біполярних електролізерів «NEL» типу А різної продуктивності наведені у табл. 1

Таблиця 1 Технічні показники електролізерів «NEL»

Тип електролізера	A150	A300	A500
Максимальна кількість комірок	20	40	50
Продуктивність по водню, $м^3$/год	150	300	500
Габарити, мм			
довжина	2000	2500	3000
ширина	1500	1500	1500
висота	2000	2500	3000
Маса, кг	5000	80000	10000

Навантаження на електролізери може бути підвищена на 10% у порівнянні з номінальним. В залежності від потреби в водні, кількість комірок в електролізерах може бути змінена для забезпечення продуктивності агрегату в межах 2…500 $м^3$/год H_2.

Охолодження, промивка і часткова сушка газів проводяться в колоні з насадкою, нижня частина якої служить приймачем живильної води. Живильна вода за допомогою насоса безперервно циркулює через колони і холодильник, а частина її подається на живлення електролізера. Охолоджуюча вода з теплообмінника надходить на попереднє охолодження газів в газовіддільник.

Висновок: використання водневих паливних елементів дозволяє підвищити ефективність СЕУ на 5…7% за допомогою трансформації енергії відхідних газів в електричну енергію, а також забезпечити додаткове навантаження на електромережу судна під час зменшення потреби мережі.

REFERENCES*:*

1. Szwaja, S., & Grab-Rogalinski, K. (2009). Hydrogen combustion in a compression ignition diesel engine. *Int. J. Hydrogen Energy*, *34*(10), 4413-4421.
2. Матиевский, Д Д, & Вагнер, В А. (1985). Осуществление присадки водорода к топливу и ее влияние на показатели работы дизеля. *Двигателестроение*, *2*, 53-56.
3. Тимошевський, Б Г, Ткач, М Р, & Шалапко, Д О. (2016). Поліпшення робочих характеристик дизельних двигунів за допомогою додавання водню. *Водный транспорт*, *2*(25), 24-28.
4. Тимошевський, Б Г, Ткач, М Р, & Шалапко, Д О. (2017). Основні положення математичної моделі додавання водню на лінії високого тиску паливної апаратури. *Вісник Херсонського національного технічного університету*, *3*(62), 233-237.
5. Ткач, М Р, Тимошевський, Б Г, & Галинкін, Ю М. (2017). Утилизация теплоты вторичных энергоресурсов судовых малооборотных двигателей, работающих на альтернативном топливе. *Двигатели внутреннего сгорания*, *2*, 8-13.

Шалапко Д.О., Полиш В.В., Василенко И.А.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СЭУ ЗА СЧЕТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МЕТАЛЛОГИДРИДНЫХ ТОПЛИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

***Аннотация**. В работе приведены результаты исследования одного из путей повышения эффективности СЭУ, которым является использование водородных топливных элементов и металлогидридных. Предложено использование технологии металлогидридных аккумуляторов для повышения энергетической эффективности СЭУ и резервирование источников энергии судна в целом.*
***Ключевые слова**: двигатель внутреннего сгорания, водород, водородные топливные элементы.*

Shalapko D, Polish V. Vosilenko I.

ENHANCEMENT OF THE EFFICIENCY OF SEU AT THE CONSIDERATION OF THE USE OF METALLIC HYDROGEN FUEL ELEMENTS

***Abstract.** The paper presents the results of an investigation of one of the ways to increase the efficiency of the SPS, which is the use of hydrogen fuel cells and metal hydride. The use of technology of metal hydride accumulators for increasing energy efficiency of SPS and reserving of vessel's energy sources in general is proposed.*
***Key words:** internal combustion engine, hydrogen, hydrogen fuel cells.*

УДК 621.444

АНАЛІЗ КОНЦЕНТРАЦІЇ ШКІДЛИВИХ РЕЧОВИН У ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗАХ СУДНОВИХ ДВЗ

Пирисунько М.А. викладач, ХФ НУК ім. адм. Макарова, м. Херсон
Шевченко Г.В., Сургаєв А.В. студенти, ХФ НУК ім. адм. Макарова, м. Херсон

Анотація. *Інтенсивний розвиток світового судноплавства в останнє десятиліття призвів до будівництва якісно нового флоту з потужними енергетичними установками, експлуатація якого супроводжується зростанням його впливу на навколишнє середовище. У роботі приведено аналіз концентрації шкідливих речовин у відпрацьованих газах суднових ДВЗ.*
Ключові слова: *двигун внутрішнього згоряння; шкідливі речовини; відпрацьовані гази.*

Актуальність. Морський транспорт - один з найважливіших компонентів суспільного і економічного розвитку, який поглинає значну кількість ресурсів і надає серйозний вплив на природне середовище. Послуги транспорту грають важливу роль в економіці і повсякденному житті людей. При всій важливості транспортного комплексу як невід'ємного елементу економіки необхідно враховувати його вельми значній негативний вплив на природні екологічні системи. Постійне зростання кількості суден і потужності їх двигунів призводить до збільшення об'єму палива, що спалюється ними, а отже, до збільшення викидів токсичних компонентів з відпрацьованими газами.

Мета дослідження.

Провести аналіз концентрації шкідливих речовин у відпрацьованих газах суднових ДВЗ.

Огляд проблеми.

Все зростаюче забруднення атмосфери промисловими і транспортними викидами представляє одну з найбільш важливих і важко вирішуваних проблем сучасності.

Особлива увага при цьому приділяється морському транспорту, шкідливі викиди якого відіграють значну роль, як в глобальну плані, так і в регіональному і локальному забрудненні повітряного басейну.

В даний час вплив морського транспорту на навколишнє середовище - один із найбільш нагальних і актуальних проблем сучасного суспільства. Наслідки цього впливу позначаються не тільки на нинішньому поколінні, але і можуть відбитися і на майбутніх, якщо не здійснювати заходи по контролю, зниженню й усуненню наслідків впливу.

Під атмосферним забрудненням розуміють присутність у повітрі газів, парів, частинок, твердих і рідких речовин, тепла, коливань, випромінювань, які несприятливо впливають на людину, тварин, рослини, клімат, матеріали, будівлі та споруди.

Морські порти є вираженими джерелами забруднення атмосферного повітря твердими і газоподібними речовинами. Винятково важливим показником ступеня впливу шкідливих викидів дизельних установок суден на навколишнє середовище є рівень їх приземних концентрацій в атмосферному повітрі в безпосередній близькості до суднових фарватерах, місцях скупчення суден, портів. Результати багатьох досліджень показують, що вміст в повітряному середовищі оксиду вуглецю, оксидів азоту, оксидів сірки перевищує гранично-допустимі максимально-разові концентрації для атмосферного повітря. Це свідчить про суттєве забруднення повітря морськими судами.

Велику роль в забрудненні атмосферного повітря грають дизелі морських суден, які як і раніше залишаються найбільш ефективними в енергетичному сенсі. Так при згорянні 1 кг дизельного палива виділяється 80-100 г токсичних компонентів (20-30 г оксиду вуглецю (II), 20-40 г оксидів азоту, 4-10 г вуглеводнів, 10-30 г оксидів сірки, 0,8-1 , 0 г альдегідів, 3-5 г сажі). Маючи значно менші, порівняно з бензиновими двигунами, викиди CO і вуглеводнів, відпрацьовані гази дизелів мають досить високу токсичність, через підвищений вміст оксидів азоту, оксидів сірки, сажі і альдегідів.

При роботі суднових енергетичних установок в атмосферу викидаються відпрацьовані гази, токсичність яких визначається сортом палива і умовами його згоряння. Застосування важких сірчистих палив сприяє зменшенню експлуатаційних витрат на паливо, але при цьому підвищується забруднення навколишнього середовища сірчистим і сірчаним ангідридом, збільшується знос і число відмов суднових енергетичних установок.

Викид в атмосферу відпрацьованих газів є наслідком і необхідною умовою нормального функціонування двигунів внутрішнього згоряння. Двигун, виробляючи механічну енергію за рахунок окислення палива повітрям, в процесі роботи здійснює тепломасообмін з навколишньою атмосферою. Він забирає повітря і споживає

паливо, потім викидає відпрацьовані гази - суміш газоподібних продуктів повного згоряння, надлишкового повітря і різних мікродомішок (газоподібних, рідких і твердих частинок). Негативні екологічні впливи токсичних компонентів відпрацьованих газів суднових дизелів представлені на рисунку 1.1.

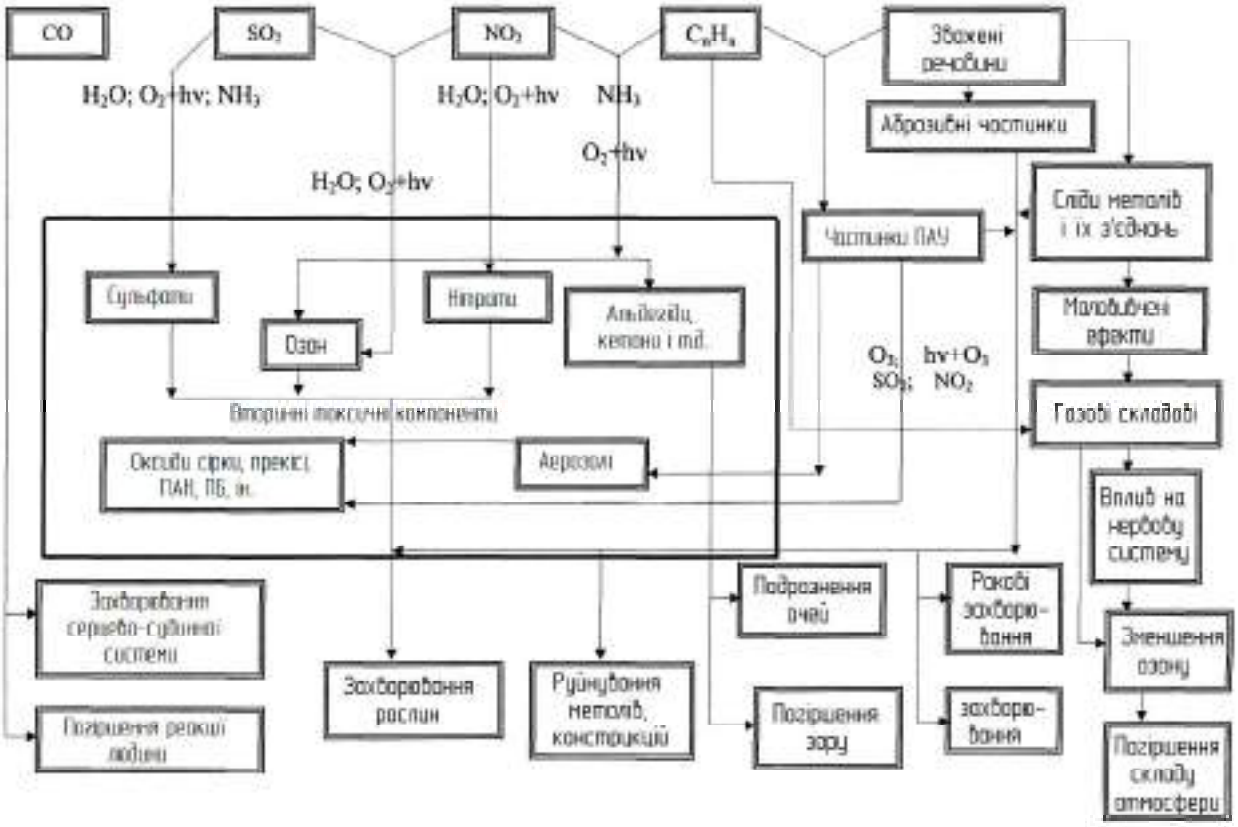


Рис. 1.1 Негативні екологічні впливи токсичних компонентів відпрацьованих газів суднових дизелів

Всі токсичні компоненти, які утворюються в суднових дизелях, за своєю природою їх виникнення можна розділити на дві основні групи. До першої групи належать продукти неповного згоряння палива (монооксид вуглецю, вуглеводні, альдегіди, сажа). Токсичні компоненти другої групи утворюються в результаті повного окислення хімічних елементів, що входять до складу палива і повітря оксиди азоту NOx та сірки SOx.

Основним токсичним компонентом ВГ дизелів, незалежно від типу, класу, розмірності і конструктивних особливостей, є оксиди азоту NOx. Вони утворюються в камері згоряння дизеля шляхом окислення азоту, що міститься в повітрі, а також азоту з азотовмісних молекул палива. Визначальний вплив на емісію NOx надає температура в камері згоряння. При цьому найбільш інтенсивно утворення оксидів азоту відбувається в першій фазі згоряння до моменту досягнення максимальної температури згорання. Частка NOx в сумарних токсичних викидах становить 30-80% по масі і 60-95% по еквівалентній токсичності. Токсичність N_2O в сім разів вище токсичності NO. Близько 42% викидів оксидів азоту в атмосферу припадає на дизелі. Причому сорт палива, що спалюється не робить істотного впливу на утворення оксидів азоту в камері згоряння. З оксидів азоту, що містяться в відпрацьованих газах дизелів, 80-90% припадає на монооксид азоту NO і 10-20% - на діоксид азоту. Вміст інших газоподібних оксидів азоту (N_2O, N_2O_2, N_2O_4, N_2O_5) в відпрацьованих газах мізерно малий. Монооксид азоту є нестабільним компонентом. В атмосфері при нормальних умовах монооксид азоту NO окислюється до діоксиду NO_2 протягом від 0,5 до 100 годин, в залежності від концентрації в повітрі.

Сучасні вимоги щодо обмеження викидів NOx і SOx регулюються положенням VI Конвенції МАРПОЛ, прийнятої Міжнародною морською організацією (IMO). Вони стосуються спеціальних районів контролю за викидами (Emission Control Area – ECA), та спеціальних районів контролю за викидами сірки (Sulfur Emission Control Area - SECA), в яких норми викидів значно знижені (NOx до 3,4 г/кВт*годину, SOx до нуля), а кількість таких районів зростає з кожним роком.

Основними виробниками суднових малообертових двигунів є компанії "MAN Energy" і "Wartsila". Причому, дизелі компанії "MAN Energy" займають, приблизно, 85% всіх малообертових двигунів світового морського флоту і всього за період з 1982 р по 2018 р було побудовано понад 20 000 двигунів моделей MC/C.

З метою зниження вмісту компонента NOx у відпрацьованих газах та забезпечення значень TIER III в 2016 році, компанія "MAN Energy" застосувала такі конструктивні зміни в наступних ME моделях двигунів - система електронного управління двигуном, яка забезпечує регулювання робочого процесу: кут випередження подачі палива, відкриття вихлопного та пускового клапанів, подачу циліндричної мастила. До переваг, у порівнянні з попередньою моделлю MC, моделі ME слід відзначити оптимізацію подачі палива в більш широкому діапазоні навантажень, зниженя витрати циліндричної мастила за рахунок установки Alpha lubricators, поліпшеня роботи на низьких навантаженнях, адаптація до роботи на паливах різної якості, можливість роботи двигуна на двох типах палива (dual fuel engines): вуглеводневому рідкому паливі і натуральному газі - моделі ME-GI, що різко знижує вміст SOx на 92%, NOx на 13%, CO_2 на 23% у відпрацьованих газах в порівнянні з попередньою моделлю.

Також застосовуються такі сучасні методи для поліпшення екологічності двигунів ME:

- VTA (variable turbine area) - змінна площа соплового апарату турбокомпресора;
- EGB (exhaust gas by-pass) - байпасування відпрацьованих газів;
- EGR (exhaust gas recirculation) - рециркуляція відпрацьованих газів, застосовується для зменшення викидів NOx;
- SCR (selective catalyst reduction) - система каталітичної обробки відпрацьованих газів з метою зниження вмісту NOx;
- система очищення відпрацьованих газів в скрубері для зниження вмісту SOx;
- застосування палива з низьким вмістом сірки.

З метою скорочення витрат на паливо і кількості шкідливих викидів з суден в атмосферу, починаючи з другої половини 2011 і по теперішній час флот світових компаній активно використовує режим ультра-малих ходів (8-10 вузлів) при експлуатаційному навантаженні головного в діапазоні 20 – 45 % MCR.

Висновок: проаналізовано склад відпрацьованих газів суднових ДВЗ та вплив їх токсичних компонентів на довкілля.

REFERENCES

10. Fournier A. (2006). *Air Emission from Marine Vessels: Problems and Opportunities*, University of California Santa Barbara.

11. Голубев, И. Р., & Новиков, Ю. В. (1987). *Окружающая среда и транспорт: Учебное пособие*. Москва: Транспорт.

12. Никаноров, А.М., & Хоружая, Т. А. (2003). *Глобальная экология: Учеб, пособие.* Москва: Книга-сервис.

13.*Marine Engine IMO Tier ll and Tier lll* (2nd ed., Vol. Programme). (2009). MAN Diesel. Retrieved from https://marine.mandieselturbo.com/docs/librariesprovider6/marine-engine-programmes/mep2017_2web.pdf?

Pyrysunko M.A., Shevchenko H.V., Surhaiev A.V.

ANALYSIS OF CONCENTRATION HARMFUL SUBSTANCES IN THE WORKING GASES OF SHIP ICE

Abstract. *The intensive development of world shipping in the last decade has led to the construction of a qualitatively new fleet with powerful power plants, the operation of which is accompanied by an increase in its impact on the environment. The paper gives an analysis of the concentration of harmful substances in the exhaust gases of ship ICE.*
Keywords: *internal combustion engine; harmful substances; exhaust gases.*

Пирисунько М.А., Шевченко Г.В., Сургаев А.В.

АНАЛИЗ КОНЦЕНТРАЦИИ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ СУДОВЫХ ДВС

Аннотация. *Интенсивное развитие мирового судоходства в последнее десятилетие привело к строительству качественно нового флота с мощными энергетическими установками, эксплуатация которого сопровождается ростом его влияния на окружающую среду. В работе приведены анализ концентрации вредных веществ в отработанных газах судовых ДВС.*
Ключевые слова: *двигатель внутреннего сгорания; топливные добавки; альтернативное топливо.*

УДК 621.434.432

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЛНОВОГО ЭФФЕКТА В ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЕ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ МАЛЫХ ДОБАВОК ВОДОРОДА К ДИЗЕЛЬНОМУ ТОПЛИВУ

Шалапко Д.О. викладач, ХФ НУК ім. адм. Макарова, м. Херсон
Самойленко І.О., к.т.н., ст. викладач, ХФ НУК ім. адм. Макарова, м. Херсон
Галуненко Д.І., Дирів В.І. студенти, ХФ НУК ім. адм. Макарова, м. Херсон

***Аннотация**. В работе представлены результаты исследования одного из путей повышения эффективности дизельных двигателей, которым является добавление водорода к основному дизельному топливу. Создан экспериментальный стенд для исследования волнового эффекта в топливной аппаратуре. По результатам исследования установлены зависимости массовой доли добавки от частоты вращения коленчатого вала двигателя и давления подачи водорода.*

***Ключевые слова**: водород, двигатель внутреннего сгорания, добавки, волновой эффект.*

Постановка проблемы. Высокие требования к топливной экономичности и снижению токсичности выпускных газов дизельных двигателей обуславливает необходимость более широкого применения альтернативного топлива. Для транспортных и стационарных энергоустановок одним из основных типом двигателей остаются турбопоршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС). Одним из путей повышения эффективности таких двигателей может быть использование перспективных топливных добавок [1,3,5].

Среди известных способов осуществления добавок к основному топливу особый интерес представляет водород, так как согласно работам И.Л. Варшавского, В.А. Вагнера, А.Е. Свистулы, Н.Н. Патрахальцева и др. [2], даже минимальные добавки водорода (0,05…0,10% по массе) имеют положительное влияние на экологические и экономические показатели дизеля.

Данный способ является относительно простым в применении и не требует существенного изменения конструкции двигателя. Однако в литературе предложенный способ добавок мало изучен. Характеристики же топливной аппаратуры при малых добавках водорода к жидкому дизельному топливу на линии высокого давления еще менее исследованы. Это и предопределяет актуальность экспериментального исследования. Задачами работы: разработка физической модели волновых колебаний в топливной аппаратуре дизеля; создание экспериментального стенда для исследования волнового эффекта при малых добавках водорода в топливную магистраль высокого давления; получение зависимостей влияния малых добавок водорода на параметры топливной аппаратуры ДВС.

Экспериментальная установка

С целью детального изучения этих процессов была разработана экспериментальная установка ДВС-1-МДВ на базе топливной системы дизеля Д65 (4Ч11/13). Схема экспериментальной установки представлена на рис. 2, её внешний вид представлен на рис. 1 и рис. 4. Из баллона *1* объёмом 5 л (см. рис. 1) водород через редуктор *2* поступает в клапан добавления присадки *4*, который устанавливается перед штуцером штатной форсунки *12*, смонтированной на штанге и установленной распылителем в мерный стакан *11*. Топливный насос высокого давления *7* приводится в действие через муфту от трехфазного электродвигателя переменного тока *5*, работающего через частотный преобразователь для регулирования частоты вращения вала. На соединительной муфте ТНВД и электродвигателя установлен цифровой тахометр. Расход топлива через ТНВД измерялся по мерному стакану *11*. Для регистрации давления водорода установлен тензоэлектрический датчик *3* давления "ОВЕН ПД100-ДИ6,0".

Величина давления в топливной магистрали превращается в токовый сигнал динамичным волоконно-оптическим датчиком *13* давления для высокотемпературных измерений давления «Optrand AutoPSI-S2000» с верхним пределом измерений 200 МПа и выходным сигналом 0,5 ... 5,0 В. Это позволяет определить момент начала впрыска топлива, качественно оценить величину давления топлива и исследовать процессы в трубопроводе высокого давления.

Сигналы первичных датчиков от стенда ДВС-1-МДВ поступают в электронном виде к USB-осциллографу и в компьютеризированную систему *10* измерения и регистрации данных «IRIS».

На рис. 2 представлены диаграммы впрыска топлива с добавкой водорода (рис. 2, *а*) и без добавки (рис. 2, *б*), полученные экспериментальным путем. Анализ приведенных данных показывает, что при добавке газообразного водорода к топливу «сглаживается» эффект волновых колебаний в линии высокого давления, однако при этом заметно существенное снижение максимального давления впрыска топлива после начала

подачи добавки. Присутствие добавки водорода в размере υ=0,1 %, при серийном затяге пружины иглы форсунки $P_{зп}$=17,6 МПа, как видно по рис. 6, вызывает уменьшение максимального давления впрыска $P_{впр}$ на 20…30%. Уменьшение максимального давления впрыска можно объяснить за счет изменения физико-химических свойств топлива.

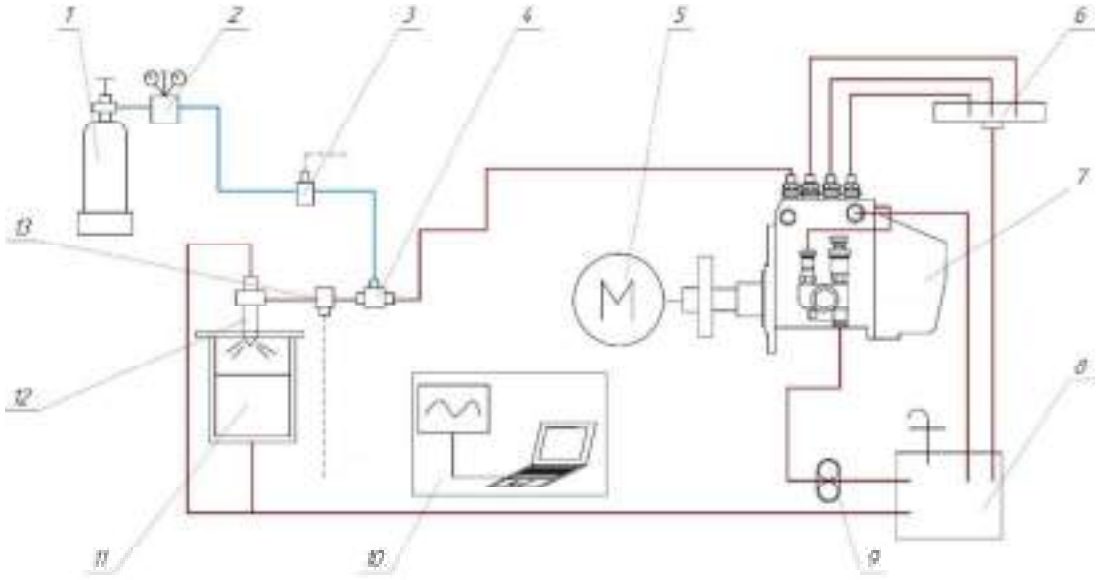


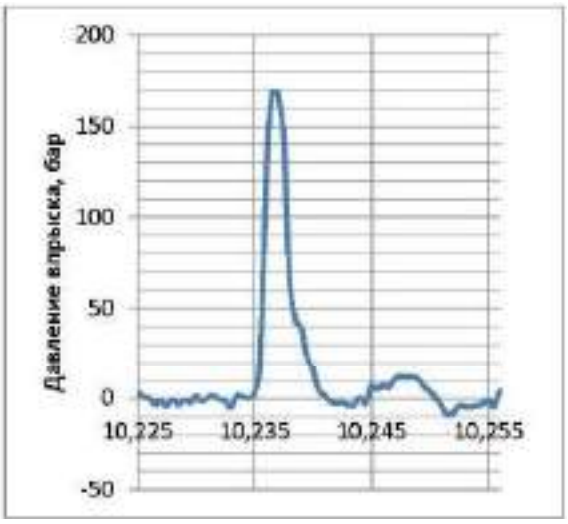
Рис. 1. Схема экспериментальной установки ДВС-1-МДВ:
1 - баллон со сжатым водородом; 2 - редуктор водородный промышленный; 3 - датчик давления; 4 - клапан добавления водорода в топливную магистраль высокого давления; 5 – электродвигатель; 6 - емкость сброса топлива; 7 – ТНВД; 8 - расходная цистерна; 9 - насос топливный подкачивающий; 10 - компьютерная система сбора и обработки данных измерений; 11 - емкость для впрыска; 12 – форсунка; 13 - датчик давления

В результате обработки полученных экспериментальных данных установлены зависимости подачи малой добавки водорода (по массе) от давления подачи и от частоты вращения коленчатого вала. При этом давление водорода изменялось в пределах 2…8 МПа, а частота вращения в диапазоне 60-100 % от номинальной ($n_{ном}$ = 1150 мин.$^{-1}$).

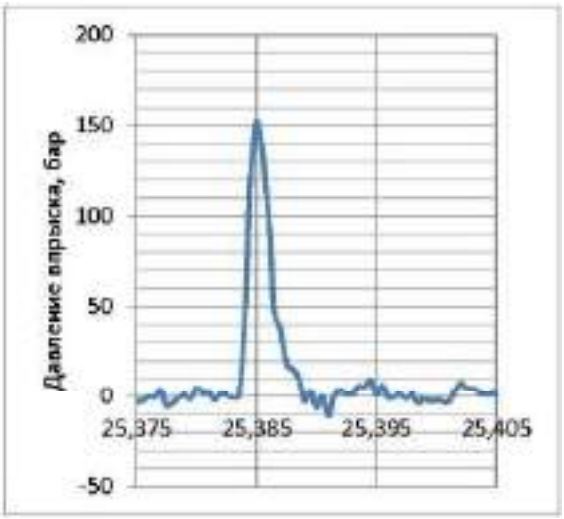
Анализ полученных результатов

Полученные результаты дают основание сделать вывод, что рациональное давление подачи добавки водорода во всем диапазоне допустимой частоты вращения коленчатого вала для дизеля лежит в диапазоне 5…8 МПа. Такие границы обусловлены, в первую очередь, рациональной концентрацией водорода и пределами его растворимости [4,5].

Следует отметить, что на данный момент остается еще недостаточно изученной качественная зависимость влияния добавки водорода на параметры экологичности и топливной экономичности ДВС. Это предопределяет задачу последующих экспериментальных исследований влияния доли добавки водорода на эффективный расход топлива, характеристики внутрицилиндровых процессов и концентрации загрязняющих веществ с ОГ двигателя.



а



б

без добавки водорода; *с добавкой*

Рис. 2. Диаграмма впрыска топлива (выделен единичный впрыск)

Выводы

6. Уточнена физическая модель волновых колебаний в топливной аппаратуре дизеля, которая обосновывает целесообразность и возможность использования добавок водорода в топливо на линии падения давления.

7. Создан экспериментальный стенд, включающий компьютерную систему сбора, регистрации и обработки данных измерений, позволяющий проводить исследования процессов в топливной магистрали ДВС высокого давления с добавлением водорода.

3. Получены зависимости массовой доли подачи водорода к основному топливу от давления подачи добавки и частоты вращения коленчатого вала двигателя. Установлено, что помимо давления подачи водорода, нагрузочный и скоростной режим работы дизеля оказывают одинаковое качественное влияние на процесс насыщения дизельного топлива водородом. При этом целесообразным является давление подачи водорода в пределах 5-8 МПа.

4. Определено, что добавка водорода в размере υ=0,1 %, при серийном затяге пружины иглы форсунки $P_{зп}$=17,6 МПа, вызывает уменьшение максимального давления впрыска $P_{впр}$ на 20…30% за счет изменения физико-химических свойств топлива.

REFERENCES*:*

6. Szwaja, S., & Grab-Rogalinski, K. (2009). Hydrogen combustion in a compression ignition diesel engine. *Int. J. Hydrogen Energy*, *34*(10), 4413-4421.

7. Матиевский, Д Д, & Вагнер, В А. (1985). Осуществление присадки водорода к топливу и ее влияние на показатели работы дизеля. *Двигателестроение*, *2*, 53-56.

8. Тимошевський, Б Г, Ткач, М Р, & Шалапко, Д О. (2016). Поліпшення робочих характеристик дизельних двигунів за допомогою додавання водню. *Водный транспорт*, *2*(25), 24-28.

9. Тимошевський, Б Г, Ткач, М Р, & Шалапко, Д О. (2017). Основні положення математичної моделі додавання водню на лінії високого тиску паливної апаратури. *Вісник Херсонського національного технічного університету*, *3*(62), 233-237.

10.Ткач, М Р, Тимошевський, Б Г, & Галинкін, Ю М. (2017). Утилизация теплоты вторичных энергоресурсов судовых малооборотных двигателей, работающих на альтернативном топливе. *Двигатели внутреннего сгорания*, *2*, 8-13.

Шалапко Д.О., Самойленко І.О., Галуненко Д. І., Дирів В.І.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ХВИЛЬОВОГО ЕФЕКТУ В ПАЛИВНІЙ АПАРАТУРІ ПРИ ВИКОРИСТАННІ МАЛИХ ДОБАВОК ВОДНЮ

***Анотація**. У статті представлені результати дослідження одного із шляхів підвищення ефективності дизельних двигунів, яким є додавання водню до основного дизельного палива. Створено експериментальний стенд для дослідження хвильового ефекту в паливній апаратурі. За результатами дослідження встановлено залежності масової частки добавки від частоти обертання колінчастого валу двигуна і тиску подачі водню.*

***Ключові слова:** двигун внутрішнього згоряння, водень, водневі добавки.*

Shalapko D., Samoylenko I., Galunenko D., Dyriv V.

AN EXPERIMENTAL STUDY OF A FUEL EQUIPMENT WAVE EFFECT WITH HYDROGEN SMALL ADDITIVES

***Abstract**. The paper presents one of the ways to increase the diesel engines efficiency, which is the addition of hydrogen to the diesel fuel. An experimental installation was created to study the wave effect in high pressure fuel line. Based on the results of the study, the dependencies of the mass fraction of the additive on the rotational speed of diesel engines crankshaft and pressure of the hydrogen supply were established.*

***Keywords:** internal combustion engine, hydrogen, hydrogen addition.*

УДК 621.43.018.3

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ МОД ЗІ ЗБІЛЬШЕНИМ ВІДНОШЕННЯМ S/D

Хоменко В.С., викладач
Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адм. Макарова
Шкворченко В.П. Челпанов А.О., студенти
Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адм. Макарова

***Анотація**. Використання довгоходових двигунів, як головних суднових, підвищує ефективність експлуатації суден через підвищення ККД їх пропульсивного комплексу і збільшення ККД самих двигунів. Підвищення ККД таких двигунів пояснюється декількома факторами, найважливішим з яких є зменшення теплових втрат за рахунок зменшення питомої поверхні охолоджування по відношенню до об'єму в період найінтенсивнішого тепловиділення.*

***Ключові слова**: довгоходові двигуни; об'єм циліндра; поверхня охолодження; форма камери стиснення; теплові втрати.*

Практично всі провідні фірми, що випускають суднові малообортові двигуни, перейшли до виробництва довгоходових, а деякі - до супердовгоходових двигунів, у яких хід поршня перевищує діаметр циліндра в чотири і більше разів.

Якщо мати на увазі тільки головні суднові двигуни з прямою передачею потужності на гвинт, то переваги, отримані від установки їх на судно очевидні: при збереженні середньої швидкості поршня знижується частота обертання гвинта, що сприяє зростанню ККД гвинта і, як наслідок, підвищення ефективності експлуатації судна [1].

Одночасно з підвищенням ККД пропульсивного комплексу судна для довгоходових двигунів характерно підвищення ефективного ККД самих двигунів.

Основних причин, що впливають на підвищення ефективності (ККД) двигуна з ростом відносини (S / D) є декілька:

- деяке збільшення механічного ККД двигуна за рахунок зниження тертя в підшипниках колінчастого вала при знижених частотах обертання;
- поліпшення процесів сумішоутворення і якості згоряння палива в умовах відносно високої камери згоряння при збереженні ступеня стиснення;
- зменшення тепловідводу через стінки циліндра.

На нашу думку, саме зменшення тепловідведення в період найбільш інтенсивного згорання палива призводить до підвищення індикаторного ККД.

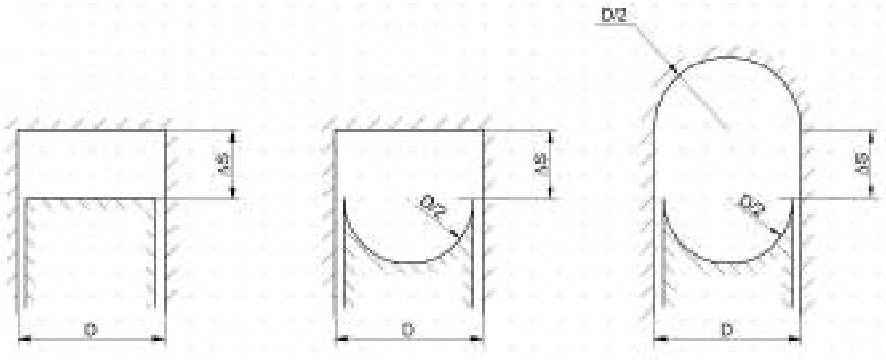
Мета нашої роботи полягала у визначенні умов, при яких теплові втрати через стінки циліндра будуть зведені до мінімуму.

Для того, щоб звести до мінімуму теплові втрати, необхідно забезпечити мінімальне співвідношення між поверхнею охолодження і об'ємом робочого тіла, який формується цією поверхнею. Мінімум цього співвідношення необхідно забезпечити в період найбільш інтенсивного тепловиділення, а саме - в районі точки «z» робочого циклу[2].

Простежимо, як змінюється питома площа охолодження при переміщенні поршня до ВМТ для найбільш типових форм камери стиснення:

- циліндрична камера;
- напівсферична камера;
- сферична камера.

На рис. 1 наведено схеми зазначених камер стиснення.



а б в

а – циліндрична; б – напівсферична; в – сферична.

Рис. 1. Схеми камер стиснення

Для кожної зі схем наведені формули, що визначають величину площі (F), яка формує об'єм робочого тіла і величину цього об'єму (V) при довільному і-тому положенні поршня [3]:

- для циліндричної камери

$$F_i = П \cdot D_i^2 (0{,}5 + \nu_i)$$

$$V_i = 0{,}785 \cdot D_i \cdot \Delta S_i$$

- для напівсферичної

$$F_i = 0{,}5 \cdot П \cdot D_i^2 + 0{,}25 \cdot П \cdot D_i^2 + П \cdot D_i^2 \cdot \Delta S_i$$

$$V_i = \frac{П \cdot D_i^3}{12} + \frac{П \cdot D_i^3}{4} + \frac{П \cdot D_i^3}{4} \cdot \Delta S_i$$

- для сферичної

$$F_i = П \cdot D_i^2 + П \cdot D_i^2 \cdot \Delta S_i$$

$$V_i = \frac{П \cdot D_i^3}{6} + \frac{П \cdot D_i^3}{4} \cdot \Delta S_i$$

Щоб простежити, як буде змінюватися співвідношення між площею тепловідводу і об'ємом робочого тіла в міру віддалення поршня від ВМТ, необхідно визначитися у виборі початкових умов, без чого розрахункове дослідження було б ускладнено.

Будемо вважати, що для всіх схем відправною точкою буде момент положення поршня при v_1. Відстань між кришкою циліндра і днищем поршня приймемо однаковими і рівними одиниці, тобто $v_1 = D_1 = \Delta S_1 = 1$.

Другою початковою умовою будемо вважати, що зміна ΔS відбувається зі збереженням сталості об'єму , тобто передбачається зміна діаметра циліндра.

При виконанні цих двох умов для кожної зі схем можна провести необхідні обчислення.
Для циліндричної камери стиснення
- і-тий діаметр циліндра

$$D_i = (\nu_i)^{-0,333}$$

- поверхня, що передає тепло

$$F_i = \Pi \cdot D_i^2 (0,5 + \Delta\nu_i)$$

- об'єм циліндра

$$V_i = \frac{\Pi D_i^3}{4} \cdot \nu_i$$

- питома поверхня, що передає тепло

$$\rho_i = \frac{F_i}{\nu_i} = 4 \cdot (0,5 + \nu_i) \cdot \nu_i^{-0,666}$$

Для напівсферичної камери стиснення, відповідно

$$D_i = \left(\frac{1,333}{0,333 + \nu_i} \right)^{0,333};$$

$$F_i = \Pi \cdot D_i^2 (0,75 + \Delta\nu_i)$$

$$\rho_i = \frac{0,75 + \Delta\nu_i}{\left(\frac{1,333}{0,333 + \nu_i} \right)^{0,333} \cdot (0,0833 + 0,25\nu_i)}$$

Для сферичної камери

$$D_i = \left(\frac{0,833}{0,333 + 0,5\nu_i} \right)^{0,333};$$

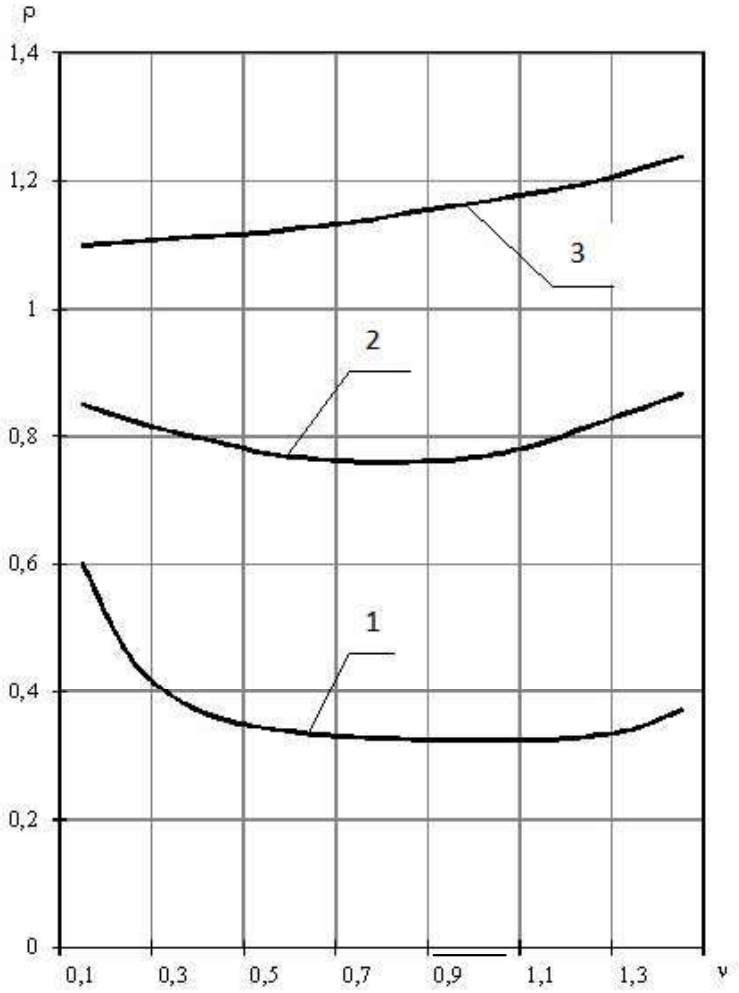
$$F_i = \Pi \cdot D_i^2 (1 + \Delta\nu_i);$$

$$V_i = \Pi D_i^3 \cdot (0,166 + 0,25 \cdot \nu_i);$$

$$\rho_i = \frac{1 + \Delta\nu_i}{\left(\frac{0,833}{0,333 + 0,5\nu_i} \right)^{0,333} \cdot (0,166 + 0,25\nu_i)}.$$

Задаваясь діапазоном можливих змін величини ν від 0,1 до 1,4 простежимо як буде змінюватися величина відносної поверхні охолодження ρ_i для кожного типу двигуна.

Результати розрахунків наведено на рис. 1.



1-для циліндричної камери згоряння; 2- для полусферичної камери згоряння; 3- для сферичної камери згоряння.

Рис. 2 Залежність відносної величин (ρ_i) питомої поверхні охолодження від співвідношення ($\nu = \frac{\Delta S}{D}$)

З отриманих залежностей випливає наступне:

1. для циліндричної камери стиснення величина ρ_i досягає мінімуму при $v_{опт} = 1$;
2. для напівсферичної камери стиснення - при $v_{опт} = 0,6$;
3. для сферичної камери стиснення функція ρ_i не мінімізується.

Найбільший тепловідвід від робочого тіла відбувається при максимальній температурі (T_z) і тиску (P_z), що відповідає району точки "z" циклу двигуна. Для точки "z" існують співвідношення

$$V_z = \rho \cdot V_c, \qquad V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1},$$

де ε - геометрична ступінь стиснення;

ρ - ступінь попереднього розширення;

V_c - робочий об'єм циліндра.

З урахуванням цього

$$\frac{S}{D} = \nu \cdot \frac{\varepsilon - 1}{\rho}$$

Остання формула дозволяє оцінити величину відношення (S/D), при якому слід очікувати мінімальні теплові втрати.

Висновки:

- Двигуни, що мають напівсферичну камеру стиснення, будуть найбільш ефективні при (S / D) = 4,66;
- Двигуни з циліндричною камерою стисненняменш перспективні, як довгоходові, через надзвичайно великих габаритів ((S / D) = 9,33);
- Двигуни зі сферичною камерою як довгоходові, безперспективні, тому що функція ρ_i не мінімізується. Найбільш перспективними для цієї групи будуть короткоходові двигуни.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Фомин, Ю.Я., Горбань, А.И., Добровольский, В.В., Лукин А.И. (1989). *Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник*. Ленинград: Судостроение.
2. Дьяченко, В.Г., Марченко, А.П.(Ред). (2008). *Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія*. Харків: НТУ «ХПІ».
3. Ткаченко, С.Г., Хоменко, В.С. (2002) О рациональном соотношении хода поршня (S) и диаметра цилиндра ($D_ц$) двигателей внутреннего сгорания. *Международный сборник научных трудов «Прогрессивные технологии и системы машиностроения»*, 22, 93-98.

KhomenkoV.,Shkvorchenko V., Chelpanov A.

FEATURES OF PROJECTING MODE WITH A REDUCED S/D RATIO

Abstract. *The use of long-range engines, as the main vessels, increases the efficiency of the operation of vessels through the increase in the efficiency of their propulsion complex and increase the efficiency of the engines themselves. The increase in the efficiency of such engines is due to several factors, the most important of which is to reduce the heat loss by reducing the specific surface of the cooling relative to the volume during the period of the most intense heat generation.*

Key words: *longitudinal engines; cylinder volume; cooling surface; compression cam shape; heat loss*

Хоменко В. С., Шкворченко В. П., Челпанов А. О.

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МОД С УВЕЛИЧЕННЫМ ОТНОШЕНИЕМ S/D

Аннотация. *Использование длинноходовых двигателей, как главных судовых, повышает эффективность эксплуатации судов из-за повышения КПД их пропульсивного комплекса и увеличение КПД самых двигателей. Повышение КПД таких двигателей объясняется несколькими факторами, важнейшим из которых является уменьшение тепловых потерь за счет уменьшения удельной поверхности охлаждения по отношению к объему в период интенсивного тепловыделения.*

Ключевые слова: *длинноходовые двигатели; объем цилиндра; поверхность охлаждения; форма камеры сжатия; тепловые потери.*

УДК 629.12.03

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК ВИСОКОТЕХНОЛОГІЧНИХ СУДЕН ВИКОРИСТАННЯМ ТЕРМОХІМІЧНОЇ УТИЛИЗАЦІЇ

Чередніченко О. К., канд. техн. наук, доцент
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, Миколаїв
oleksandr.cherednichenko@nuos.edu.ua

Анотація. *Розглянуто зміни, пов'язані з сучасними тенденціями 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. Результати досліджень можуть бути*

використані при проектуванні енергетичних установок перспективних суден та плавучих об'єктів нафтогазовидобутку.

***Ключові слова**:суднова енергетична установка; термохімічна утилізація; конверсія палива;синтез газ.*

Вступ. Попит людства на енергію для забезпечення найрізноманітніших потреб постійно зростає і буде зростати. Світова економіка продовжує рости, що частково обумовлено глобальним зростанням населення. Згідно з прогнозними даними BP Energy Outlook до 2035 року світове населення збільшиться до 8,7 мільярдів чоловік. Додатково 1,6 млрд. буде мати потребу в енергії. У той же час понад 80% зростання енергоспоживання стимулюється впливом на світову економіку великого і зростаючого середнього класу в країнах з економікою, що розвивається. Світове виробництво енергії буде зростати на 1,5% щорічно у найближчі 15 років.

Розвиток світової економіки формує зростаючий попит на нафту і газ. У той же час спостерігається зниження кількості перспективних материкових родовищ. Вектор видобутку вуглеводнів неухильно зміщується в область континентального шельфу. Процес видобутку нафти і газу з морського шельфу є енергоємним, а з ростом глибини видобутку витрати енергії все зростають. Для обслуговування морських родовищ потрібний численний і різноманітний за складом офшорний флот.

Зростання обсягів світової економіки викликає зростання світової торгівлі та, відповідно, головної компоненти транспортної системи – судноплавства. Згідно зі звітом UNCTAD понад 70% вартості світової торгівлі перевозиться на борту більш ніж 54 тисяч морських суден. Посилюється контроль за забрудненням моря при експлуатації суден. Вимоги законодавчих актів IMO (International Maritime Organization) жорстко регламентують викиди шкідливих речовин від об'єктів судноплавства.

Вартість судна дає уявлення про його складність і технологічність. Рівень комерційної вартості дозволяє оцінити масштаби інвестицій в застосування перспективних техніко-економічних рішень [1-3]. Судна, які створені із застосуванням інноваційних технологій можуть бути віднесені до групи високотехнологічних суден. В першу чергу це відноситься до офшорних суден, пасажирських суден (включаючи круїзні лайнери і пороми) та газовозів. Для таких суден питома вартість на тонну дедвейту більш ніж в 2,5 рази перевищує середнє значення.

Необхідність виконання вимог законодавчих актів IMO, щодо зниження впливу суднової енергетиці на навколишнє середовище визначає запит практики, спрямований на раціональне використання енергії палива в енергетичних установок високотехнологічних суден.

Термохімічні технології перетворення енергії є одним з перспективних напрямків, який дозволяє не тільки максимізувати показники ефективності використання потенціалу енергоносіїв, а й мінімізувати шкоду навколишньому середовищу від транспортних та технологічних установок суден та об’єктів океанотехніки [4,5,6].

На теперішній час важливим аспектам загальної проблеми удосконалення енергоперетворення в СЕУ присвячено роботи відомих організацій, вчених та фахівців, в першу чергу Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, але відсутні комплексні дослідження ефективності енергетичних установок морського виконання на базі утилізаційних термохімічних технологій. В окремих роботах розглянуто особливості використання в енергетичних установках термохімічних технологій, але комплекс питань, що входять до проблеми створення СЕУ на базі термохімічних технологій, на теперішній час не розглянуто. Недостатньо уваги приділено аналізу факторів, які впливають на ефективність суднової енергетичної установки з термохімічною утилізацією, яка працює на вуглеводневих та альтернативних суднових паливах, дослідженню ефективності схемних рішень суднових енергетичних установок на базі різноманітних теплових двигунів із застосуванням термохімічних технологій.

Таким чином, ***ціль роботи*** - дослідження ефективності процесів енергоперетворення в енергетичних установках з термохімічною утилізацією вторинних енергоресурсів для високотехнологічних суден є актуальною для суднобудування.

Основна частина. Концепція застосування термохімічної утилізації вторинних енергоресурсів суднових двигунів відповідає основним тенденціям розвитку суднових енергетичних установок, які наведені в аналітичному огляді Global Marine Technology Trends 2030 (за замовленням Lloyd's Register). Згідно з цим прогнозом, перспективними напрямами на найближчі 15 років є використання альтернативних видів палива; застосування дизель-електричних, комбінованих і гібридних установок; вдосконалення технологій утилізації вторинних енергоресурсів.

На підставі аналізу стану досліджень та розробок визначені основні шляхи вирішення науково-прикладної проблеми та сформульовано мету дослідження – підвищення ефективності енергетичних установок на базі теплових двигунів для високотехнологічних суден шляхом використання термохімічної утилізації.

На цій основі сформульовані завдання дослідження, які у укрупненому викладенні є такими:

– синтез схемних рішень та математичних моделей енергетичних установок з використанням термохімічних технологій утилізації вторинних енергоресурсів теплових двигунів для високотехнологічних суден;

– встановлення методами математичного моделювання закономірностей впливу схемних рішень установок з використанням термохімічних технологій та параметрів навколишнього середовища на показники ефективності з урахуванням взаємозв'язків термодинамічних, гідравлічних та технохімічних параметрів;

– визначення раціональних параметрів СЕУ на базі термохімічних технологій на основі комплексного дослідження методами математичного моделювання сумісного функціонування підсистем СЕУ високотехнологічних суден;

– створення моделей елементів та підсистем суднових енергетичних установок з використанням термохімічних технологій та дослідження параметрів робочих процесів суднових ДВЗ та ГТД при використанні продуктів конверсії вуглеводних та альтернативних палив.

Згідно з резолюціями ІМО для кожного нового судна необхідно визначати конструктивний індекс енергетичної ефективності судна EEDI. На основі аналізу технохімічних властивостей традиційних та альтернативних суднових палив оцінена перспективність використання цих енергоносіїв та існуючих технологій їх енергоперетворення відповідно до вимог Етапів 2 (2020-2024 рр.) та 3 (з 2025 р.) зі скорочення викидів парникових газів. Обґрунтована перспективність використання в суднових умовах палива з високим вмістом водню, що дає змогу отримати енергоносій, який найбільшою мірою відповідає вимогам ІМО щодо викидів. Порівняння характеристик та показників варіантів отримання та використання такого палива в суднових умовах, дало змогу зробити висновок про доцільність використання термохімічної утилізації тепла відпрацьованих газів з метою парової конверсії базових палив.

Шляхом математичного моделювання були визначені рівні температур, тиску та співвідношення пара/паливо для ефективної конверсії таких палив як етанол/біоетанол, метанол/біометанол, природний газ, нафтовий газ різного складу, газоподібне паливо на основі важких вуглеводнів (етан, пропан, бутан та інші) [7]. Визначено, що головними факторами, які впливають на ефективність енергетичної установки з термохімічною утилізацією є:

- температурний потенціал потоків енергоносіїв скидного тепла двигунів;
- залежність зміни коефіцієнта збільшення теплоти згорання базового палива від температури реакції (з урахуванням того, що при парової конверсії вуглеводневих палив зростання тиску процесу призводить до зміщення області ефективності конверсії в зону високих температур);
- витрати тепла відхідних газів, які необхідні для здійснення конверсії палива.

У подальшому, застосування основних положень системного підходу при формулюванні етапів комплексного дослідження дозволило виявити основні обов'язкові компоненти експериментального дослідження. Була адаптована методологія наукових досліджень на базі об'єктно-орієнтованих підходів на основі поєднання принципів стратегії функціональної декомпозиції з інкапсуляцією підсистем при експериментальних дослідженнях енергетичних установок високотехнологічних суден [8]. В процесі дослідження була задіяна комп'ютеризована система вимірювань параметрів, яка розроблена в Центрі Перспективних Енергетичних Технологій НУК. При експериментальному дослідженні процесів в елементах комбінованої дизель-газотурбінної енергетичної установки з термохімічною утилізацією тепла відхідних газів газотурбінного двигуна були модернізовані [9]:

– стенд парової конверсії, призначений для визначення основних параметрів процесу та характеристик термохімічного реактора;

– експериментальний стенд для вивчення особливостей робочих процесів двигунів внутрішнього згоряння на продуктах конверсії;

– експериментальна установка для дослідження процесів термохімічної конверсії вуглеводневого палива на основі біоетанолу вторинними енергоресурсами ГТД.

З метою ефективного та швидкодіючого визначення теплоти згоряння продуктів конверсії (ПК) був розроблений інноваційний спосіб та конструкція пристрою для вимірювання теплоти згоряння суміші газів парової конверсії [10].

Експериментальні дослідження підтвердили головні закономірності взаємодії параметрів процесів перетворень енергії при термохімічної утилізації тепла та показників елементів та підсистем енергетичних установок.

При математичному моделюванні процесів в енергетичних установках з термохімічною утилізацією для високотехнологічних суден установка розглянута як система, що є сукупністю підсистем, кожна з яких складається з взаємопов'язаних елементів (або їх груп), які забезпечують реалізацію функції відповідної підсистеми [11,12]. Підсистеми пов'язані потоками маси та енергії, що передаються відповідними енергоносіями.

Енергетична установка з термохімічною утилізацією теплоти може бути представлена у вигляді сукупності підсистем:

– енергетичної підсистеми, в якій хімічна енергія палива перетворюється в механічну, електричну і теплову енергію;

– підсистеми утилізації тепла, яка призначена для перетворення скидної теплоти енергетичної підсистеми в механічну, електричну і теплову енергії;

– технологічної підсистеми конверсії палива або перетворень енергії у металогідрідній установці.

Такий підхід дозволив реалізувати блочну схему для окремого моделювання елементів. В основу математичної моделі газотурбінного блоку покладено укрупнений розрахунок регенеративного ГТД з урахуванням втрат повного тиску у всіх елементах газоповітряного тракту і відборів повітря на охолодження лопаток турбіни. Для визначення гідравлічних опорів проведено моделювання процесів в теплообмінних апаратах при заданих в розрахунковій схемі параметрах. Модель камери згоряння заснована на комбінованої хімічної та фазової рівноваги, при цьому для визначення компонентного складу виконується мінімізація вільної енергії Гіббса для продуктів реакції. Витрати тепла відхідних газів, необхідні для здійснення конверсії палива визначені тепловим балансом термохімічного реактора.

Були розглянуті наступні варіанти енергетичних установок з термохімічною утилізацією тепла:

– установки з ТХР на базі ГТД простого циклу;

– газотурбінні установки зі спільною термодинамічною регенерацією та термохімічною утилізацією тепла [4,5,7];

– комбіновані дизель-газотурбінні установки (ДГТУ) з термохімічною утилізацією тепла відхідних газів ГТД шляхом парової конверсії палива [12,13,14];

– транспортні регенеративні газотурбінні установки з проміжним теплоносієм [15,16,17];

– дизельні установки на базі МОД з утилізаційною металогідридною установкою [18,19] .

З метою апробації запропонованих підходів до проектування суднових енергетичних установок були розроблені схемні рішення та за допомогою математичного моделювання визначені характеристики енергетичних установок з термохімічною утилізацією тепла для газовозів LNG, морських бурових платформ, суден FPSO, поромів та швидкісних суден Ropax.

Для газовозів LNG типу Q-max вантажомісткістю 250 тис. м^3 створено два варіанта енергетичної установки потужністю 42 МВт:

1. Одновальна установка з двохтактним двохпаливним малообертовим дизельним двигуном MAN 9G80ME-C9.5-GI та утилізаційною метал гідридною установкою. Потужність установки забезпечує приводи компресора системи подання випару вантажу та електричного генератора;
2. Двохвальна комбінована дизель-газотурбінна установка з термохімічною утилізацією. До складу установки входить газотурбогенератор на базі ГТД Siemens SGT 400, потужністю 12,9 МВт та два двохпаливних середньообертових дизельних двигуна Wärtsilä 16V50DF потужністю 15,6 МВт кожен.

Для газовозу LNG арктичного класу вантажомісткістю 170 тис. м^3 визначені раціональні параметри установки COGED +TCR потужністю 65,55 МВт. Установка складається з одного ГТД Siemens SGT 400 та п'яти ДВЗ фірми Wartsila: 12V50DF (3×11,7 МВт) та 9L50DF (2×8,775 МВт).

Для морської бурової платформи розглянуто три варіанта енергетичної установки з термохімічною утилізацією: на базі ГТД Siemens SGT 400 з двохступеневим реактором парової конверсії попутного газу; установка COGED+TCR на базі ГТД UGT2500 виробництва «Зоря»–«Машпроект» та двох ДВЗ фірми Wartsila 6L50DF; когенераційна установка на базі ГТД UGT25000 з частковою рециркуляцією відпрацьованих газів [20].

Для швидкісного порому типу Damen Fast Ferry 4212 швидкістю 40 вуз створена схема та визначені характеристики енергетичній установки з термохімічною утилізацією на базі регенеративного ГТД виробництва «Зоря»–«Машпроект» типу UGT3200RG, яка працює на продуктах конверсії метанолу.

Для порому горах типу Damen Fast Ropax 8521 вмисністю 600 пасажирів та 112 авто розглянуто два варіанта енергетичної установки з термохімічною утилізацією на базі регенеративного ГТД типу UGT3200RG та ГТД простого циклу UGT2500 виробництва «Зоря»–«Машпроект» з конверсією метанолу.

Розрахунки показують значне зниження досяжного конструктивного індексу енергетичної ефективності судна EEDI у порівнянні з базовими енергетичними установками. Отримані значення Attained EEDI відповідають перспективним вимогам IMO по EEDI, які набудуть чинності 1 січня 2025 року.

Висновки.

1. Використання термохімічних технологій в енергетичних установках високотехнологічних суден дозволяє підвищити ефективність перетворення первинної енергії у 1,05…1,15 рази відносно відомих схемних рішень.
2. Застосування в енергетичних установках високотехнологічних суден термохімічних технологій утилізації вторинних енергоресурсів теплових двигунів дозволяє знизити досяжний конструктивний індекс енергетичної ефективності судна Attained EEDI на 35-40% та забезпечити перспективні вимоги IMO з енергоефективності.
3. Реалізація виявлених закономірностей взаємного впливу відповідних схемних рішень енергетичних установок високотехнологічних суден, підсистем і устаткування та показників процесів термохімічних перетворень енергії вуглеводневих та альтернативних палив, дозволяє додатково підвищити енергетичну ефективність енергетичних установок в 1,03…1,07 рази у порівнянні з традиційними схемами СЕУ.

REFERENCES

[1] Gorbov, V.M., **Cherednichenko, O.** C. (2008). Obespechenie nadezhnosti i zhivuchesti SEU na gazoturboelektrokhodakh. *Visnyk SevDTU - SevGTU Journal*, 87, 51-55. [in Russian].

[2] Gorbov, V.M., Cherednichenko, O. C. (2008). Analiz i perspektivy ispolzovaniya otechestvennykh gazoturbinnykh dvigateley v sudovoy energetike. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya - Aerospace technic and technology,* 7 (54), 103-107. [in Russian].

[3] Gorbov, V.M., **Cherednichenko, O.** C. (2009). Analiz strukturnykh skhyem enyergyetichyeskikh ustanovok kruiznykh laynyerov. *Visnyk SevDTU - SevGTU Journal*, 97, 38-42. [in Russian].

[4] 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].

[5] 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].

[6] Cherednichenko, O. C., Serbin, S. I. (2018). **Analysis of Efficiency of the Ship Propulsion System with Thermochemical Recuperation of Waste Heat. *Journal of Marine Science and Application*, 17, 1, 122-130.**

[7] Cherednichenko, O. C. (2019). **Efficiency analysis of methanol usage for marine turbine power plant operation based on waste heat chemical regeneration. *Problemele Energeticii Regionale,*** 1, **102-111.**

[8] 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.

[9] 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].

[10] Cherednichenko, O. C., Tkach, M.R., Timoshevsky, B.G. (2017). Ukraine patent No. 114698. Retrieved from http://uapatents.com/5-114698-sposib-vimiryuvannya-teploti-zgoryannya-sumishi-gaziv-parovo-konversi-spirtiv-ta-pristrijj-dlya-jjogo-zdijjsnennya.html

[11] 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.

[12] 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].

[13] 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].
[14] 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].
[15] 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].
[16] Cherednichenko, O. C., Tkach, M.R. (2011). K vyboru parametrov promezhutochnogo teplonositelya regenerativnogo gazoturbinnogo tsikla. *Vestnik dvigatelestroeniya,* 2, 101-105.
[17] 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].
[18] 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.
[19] 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
[20] **Cherednichenko, O.** C., Dumo, D. V. (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].

Cherednichenko O. C.

Increase of efficiency of ship power plants of high-tech ships with application of thermochemical heat recovery system

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*

Чередниченко А.К.

Повышение эффективности энергетических установок высокотехнологических судов применением термохимической утилизации

Рассмотрены современные тенденции развития судовой энергетики, требования, предъявляемые к судовым энергетическим установкам в среднесрочной перспективе, подходы к оценке актуальности применения новых энергосберегающих технологий. Показано, что термохимические технологии позволяют расширить сферу применения альтернативных видов топлив и обеспечивают повышение эффективности и экологичности судовых энергетических установок. Результаты исследований могут быть использованы при проектировании энергетических установок перспективных судов и плавучих объектов нефтегазодобычи
Ключевые слова: *судовая энергетическая установка; термохимическая утилизация; конверсия топлива; синтез газ*

УДК 621.438

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ КАТЕРА НА ПОВІТРЯНІЙ ПОДУШЦІ ВОДОТОННАЖНІСТЮ 150 Т

Патлайчук В.М., канд. техн. наук, доцент, Гаращенко О.Ф., студент гр.6231мз
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, м. Миколаїв
rcvprc@gmail.com

Анотація. *Розроблена конструкція енергетичної установки катера на повітряній подушці водотоннажністю 150 т. Визначені енерговитрати на підтримку катера на поверхні води та для забезпечення горизонтального його переміщення. Виконаний аналіз залежності сумарного опору руху, розподілу складових опору руху катера та необхідної потужності головної енергетичної установки катера від його швидкості.*
Ключові слова: *енергетична установка; катер на повітряній подушці; опір руху; газотурбінний двигун; потужність.*

Головною перевагою суден на повітряній подушці, порівняно з водотоннажними суднами, є рух зі значною швидкістю при суттєво меншій необхідній потужності енергетичної установки. Чималі швидкості руху (35...40 вузлів та вище) таких суден зумовлюють їх високу енергонасиченність, яка для амфібійних катерів повинна становити не менше 50...100 кВт/т. З цієї причини удосконалення енергетичної установки такого судна з метою підвищення її ефективності, зниження розмірів та маси є актуальним і становить один з напрямків розвитку сучасної суднової енергетики.

Відповідно до поставленої мети були визначені завдання, об'єкт, предмет та метод дослідження. У ролі базової для проектування обрано конструкцію енергетичної установки катера на повітряній подушці проекту 12061 “Мурена” – швидкісного палубного катера амфібійного типу, який має повну водотоннажність – 150 т, найбільшу довжину – 32 м, найбільшу ширину – 15 м, швидкість повного ходу – 55 вузлів, дальність плавання – 200 миль, екіпаж – 12 чол.

Виходячи з аналізу вихідних даних до проектування та характеристик базового катера, зроблений висновок про те, що енергетична установка проектуємого катера повинна складатися з головної та допоміжної.

Головна установка має забезпечувати рух катера і його маневрування у всіх специфікаційних режимах. На практиці для суден на повітряній подушці у ролі головних, як правило, використовують конвертовані в суднові авіаційні газотурбінні двигуни (ГТД), спеціально створені легкі морські газотурбінні двигуни або в дуже рідких випадках високообертові дизельні двигуни [3].

При виборі типу головного двигуна особливу увагу приділяють ремонтопридатності енергетичної установки, і зокрема швидкості монтажу головного двигуна та інших основних агрегатів з метою їх заміни, що є важливим у зв'язку з обмеженими габаритами машинного відділення й великою щільністю розміщення механізмів.

Найбільш придатними для використання у ролі головних за вагою і габаритами є газотурбінні двигуни. Однак вони мають обмежений ресурс, порівняно високу вартість та потребують обов’язкового захисту від морської води, піску, пилу і т. п.

Позитивною якістю газотурбінних двигунів є те, що вони працюють на дизельному паливі, яке є менш вибухонебезпечним видом палива. Встановлення двигунів, які працюють на бензині, вкрай небажане через пожежну небезпеку. Ще однією перевагою ГТД перед іншими двигунами є швидкий запуск і вивід його на номінальний режим потужності протягом приблизно 60...120 с. Для порівняння, час запуску високообертового дизельного двигуна становить 5...6 хв [2].

Використання легких високообертових дизелів з водяним охолодженням поки що ускладнене також внаслідок необхідності створення повітряних охолоджувачів. Однак на суднах, не призначених для виходу на берег, катерні дизелі можна з успіхом використовувати.

Перевагами газотурбінних двигунів перед дизелями є високі значення агрегатної потужності (до 30 МВт і більше) і мала питома маса (0,15...0,50 кг/кВт). В той же час у існуючих ГТД питома витрата палива трохи перевищує цей параметр високообертових дизелів. Також зменшення потужності любого ГТД в порівнянні з номінальною призводить до значного збільшення питомої витрати палива. Газотурбінна установка суден на повітряній подушці повинна мати мінімальні масу, габарити та питому витрату палива на експлуатаційних

режимах, які відповідають крейсерській швидкості; простоту обслуговування й керування; гарну прийомистість та розвивати необхідну потужність.

Відносно невеликі маси газотурбінних двигунів дозволяють створювати енергетичні установки суден на повітряній подушці, які не перевищують 20 % водотоннажності й здатні надавати судну швидкість до 60 вузлів.

На величину повної маси енергетичної установки суден на повітряній подушці основний вплив має питома маса, величина якої в установках різних типів відрізняється в десятки разів. Тому, визначаючи тип двигунів для цього типу суден, необхідно віддавати перевагу більш легким, хоч вони й мають трохи підвищену витрату палива. Останнім часом збільшились вимоги щодо випускних газів та забруднення навколишнього середовища, що теж значною мірою вплинуло на вибір енергетичної установки при проектуванні. Газотурбінні двигуни мають такі параметри по шкідливим викидам: NO_x = 50 мг/м^3, CO_x = 150 мг/м^3, що набагато менше, ніж у високообертових дизелів, які дорівнюють 500 мг/м^3 по NO_x.

Умови експлуатації ГТД на суднах розглядаємого типу дуже важкі через часті зміни потужності від холостого ходу до номінального режиму, високі загрузки та напруження, що зумовлено більшою густиною повітря безпосередньо над водою і особливо внаслідок впливу морської води. Вологе повітря з домішками солей лужних металів сприяє посиленій корозії деталей і зниженню потужності в результаті засолення компресора. Отже, необхідно передбачати пристрої для сепарації повітря і спеціальні системи для очищення проточних частин двигунів від забруднення. Водовіддільники на повітрозаборному тракті можуть бути побудовані за принципом сітчатих фільтрів чи інерційних сепараторів, в яких вода відділяється за рахунок зміни напрямку руху повітря.

Зниження рівня шумності ГТД досягається застосуванням шумозахисних кожухів, які встановлені на спеціальні амортизовані опори, покриттям фундаментів звукоізолюючими матеріалами і т. д. Врахувавши навіть всі переваги та недоліки цих двигунів ми бачимо, що набагато доцільніше використовувати газотурбінні двигуни.

Застосовуючи ГТД на суднах на повітряній подушці, необхідно враховувати такі їх особливості [5]:

– зниження потужності двигуна при підвищенні температури навколишнього середовища;

– чутливість до можливих порушень у роботі повітрозабірників (наприклад, заліденіння);

– необхідність подачі значної кількості повітря до двигунів;

– порівняно високий рівень повітряної шумності;

– чутливість ГТД до забруднення палива і повітря, яке подається в камеру згоряння, пошкоджень компресора у випадку попадання сторонніх предметів (наприклад, кусків льоду) і т. п.

Відповідно до вищенаведеного, обираємо у ролі головної газотурбінну установку, яка поділяється на два симетрично розташовані газотурбінні агрегати (відповідно лівого та правого борту), кожен з яких роздає генеровану потужність за допомогою трансмісії відповідному повітряному гвинту й робочому колесу нагнітальної установки.

Допоміжна установка забезпечує живлення суднових споживачів електроенергією. До її складу входять два газотурбогенератора типу ГТГ-100К, два газотурбогенератора типу АИ-8 системи запуску та обслуговуючі їх системи [4].

Розраховані витрати потужності на підтримку катера над поверхньою води. Для забезпечення надлишкового тиску у повітряній подушці 3,1 кПа при витраті повітря 883 м^3/с потужність на створення подушки (з урахуванням втрат у роздавальному редукторі та редукторі нагнітача) має становити 3557 кВт.

За методикою, наведеною у роботі [1], виконаний розрахунок ходкості катера і потрібної потужності енергетичної установки для різних значень швидкості руху.

За результатами розрахунків побудовані графічні залежності сумарного опору руху катера, розподілу складових опору руху катера та необхідної потужності головної енергетичної установки катера від його швидкості.

Аналіз виконаних протягом проектування розрахунків дозволяє зробити такі висновки:

1. Необхідна потужність для створення повітряної подушки становить 20...35 % від загальної потужності головної енергетичної установки. Чим більшою є швидкість руху катера, тим меншою є її доля.

2. Збільшення швидкості катера веде до зростання опору його руху. При збільшенні швидкості від 40 до 60 вузлів опір руху зростає в 1,49 рази.

3. З усіх складових опору найбільшою є доля профільного аеродинамічного опору, яка зі збільшенням швидкості відповідно збільшується і складає від 33 до 47 % від сумарного опору.

4. Крім профільного аеродинамічного опору найсуттєвішим є вплив повітряного імпульсного опору та залишкового опору, кожен з яких становить близко 21...23 % від загального опору.

5. Збільшення опору руху катера внаслідок збільшення його швидкості призводить до зростання необхідної потужності головної енергетичної установки. (В розглянутому діапазоні швидкостей в 1,76 рази.)

REFERENCES

[1] Войткунский, Я. И. (Ред.). (1985). *Справочник по теории корабля: Управляемость водоизмещающих судов. Гидродинамика судов с динамическими принципами поддержания* (Т. 3). Ленинград: Судостроение.
[2] Колызаев, Б. А., Косоруков, А. И., & Литвиненко, В. А. (1980). *Справочник по проектированию судов с динамическими принципами поддержания*. Ленинград: Судостроение.
[3] Курзон, А. Г., Межерицкий, А. Д., Тихоплав, В. Ю., & Топунов, А. М. (1969). *Газотурбинные установки быстроходных судов*. Ленинград: Судостроение.
[4] Романовський, Г. Ф., Сербін, С. І., & Патлайчук, В. М. (2005). *Сучасні газотурбінні агрегати: Агрегати виробництва України та Росії* (Т. 1). Миколаїв: НУК.
[5] Романовський, Г. Ф., Сербін, С. І., & Патлайчук, В. М. (2016). *Газотурбінні агрегати: Загальна будова та класифікація* (Т. 1). Миколаїв: НУК.

Patlaichuk V. M., Garaschenko O.F.

Research of the parameters of the power plant of an hovercraft with a 150 tons displacement

Text of the annotation. *The design of the power plant of an hovercraft with a 150 tons displacement has been developed. The energy consumption for maintaining the boat on the water surface and for ensuring its horizontal displacement has been determined. The analysis of the dependence of the total resistance to movement, the distribution of the components of the resistance to the movement of the boat and the required power of the main power plant of the boat on its speed were made.*

Keywords*: power plant; hovercraft; resistance to movement; gas turbine engine; power.*

Патлайчук В. Н., Гаращенко А. Ф.

Исследование параметров энергетической установки катера на воздушной подушке водоизмещением 150 т

Текст аннотации. *Разработана конструкция энергетической установки катера на воздушной подушке водоизмещением 150 т. Определены энергозатраты на поддержание катера на поверхности воды и для обеспечения горизонтального его перемещения. Выполнен анализ зависимости суммарного сопротивления движению, распределения составляющих сопротивления движению катера и необходимой мощности главной энергетической установки катера от его скорости.*

Ключевые слова*: энергетическая установка; катер на воздушной подушке; сопротивление движению; газотурбинный двигатель; мощность.*

УДК 621.438

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПОЧАТКОВИХ ПАРАМЕТРІВ ГАЗУ ГТД НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ УТИЛІЗАЦІЙНОГО КОНТУРУ ДВОХ ТИСКІВ

Патлайчук В.М. канд. техн. наук, доцент, Рябченко О.В. студентка гр.6231мз
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, м. Миколаїв rcvprc@gmail.com

Анотація. *Для парогазових установок з утилізаційними контурами одного та двох тисків при різних значеннях початкової температури газу газотурбінного двигуна були виконані розрахунки теплової схеми котла-утилізатора, наближені розрахунки парових турбін, визначені економічні показники. Проведений аналіз одержаних протягом дослідження результатів.*

Ключові слова: *парогазова установка; газотурбінний агрегат; котел-утилізатор; парова турбіна; ефективність.*

Ефективним способом підвищення коефіцієнта корисної дії газотурбінної установки є утилізація тепла випускних газів в паротурбінному теплоутилізаційному контурі. Конструктивно найпростішою є схема

теплоутилізаційного контуру одного тиску. Через поверхні нагріву котла-утилізатора (економайзер, випарник, пароперегрівач) такої установки проходить однакова кількість робочого тіла (води і пари). При цьому виявляється її серйозний недолік, пов'язаний з необхідністю задоволення двох суперечливих вимог. З одного боку, котел-утилізатор повинен генерувати пару високих параметрів (в першу чергу, високої температури), для того щоб забезпечити високу економічність паротурбінного блоку. Однак запас теплової енергії, що міститься у випускних газах, може забезпечити ці параметри тільки при малих витратах живильної води. Але тоді ця витрата не може охолодити гази, що надходять у котел, до низької температури, і тому зменшується ККД котла-утилізатора (який і без того невисокий).

З іншого боку, пропуск великої кількості живильної води хоча і забезпечує низьку температуру вихідних газів котла і його високу економічність, але не дозволяє отримати високі параметри пари за ним.

Зазначений недолік може бути подоланий пропусканням через "хвостові" поверхні котла (за газом) більшої кількості води, а через вхідні – меншої. Конструктивно це призводить до створення теплоутилізаційних контурів двох та трьох тисків [1], [6].

У теплоутилізаційному контурі двох тисків конденсат з конденсатора парової турбіни насосом низького тиску подається в економайзер низького тиску (він же "газовий підігрівач конденсату"). Після цього частина конденсату (25...30 %) подається в сепаратор пари низького тиску, де випаровується [5]. Пара, що утворилася, пройшовши пароперегрівач низького тиску, надходить у циліндр низького тиску (ЦНТ) парової турбіни.

Інша частина конденсату (70...75 %) нагнітається насосом високого тиску в контур високого тиску котла-утилізатора, який складається з економайзера, випарника і пароперегрівача. Отримана пара надходить у циліндр високого тиску (ЦВТ) турбіни. Пройшовши ЦВТ, вона змішується з парою з контуру низького тиску, і сумарна витрата пари надходить у ЦНТ.

За описаною схемою виконана переважна більшість сучасних газотурбінних установок з паротурбінним теплоутилізаційним контуром, які мають ККД не менше 50...52 % [3].

Метою проведеного дослідження було визначення впливу початкових параметрів газу газотурбінного двигуна на ефективність застосування утилізаційного контуру двох тисків для парогазової установки, створеної на базі газотурбінного агрегата потужністю 110 МВт.

Відповідно до поставленої мети були визначені завдання, об'єкт, предмет та метод дослідження.

На першому етапі роботи проведена оптимізація параметрів термодинамічного циклу парогазової установки для початкової температури газу газотурбінного агрегата, яка змінювалась від 1100 до 1700 К.

Одержані протягом оптимізації значення міри підвищення тиску були надалі використані для детального теплового розрахунку газотурбінного агрегата, який для усіх варіантів мав однакову потужність на клемах генератора 110 МВт. Як прототип, приймалась конструкція двигуна ГТД 110 розробки підприємства ДП НВКГ "Зоря"-"Машпроект" (м. Миколаїв, Україна) [2].

На другому етапі для розроблених схем парогазових установок з утилізаційними контурами одного та двох тисків відповідно до початкової температури газу ГТД були виконані розрахунки кількох варіантів теплової схеми котла-утилізатора, наближені розрахунки парових турбін, визначені економічні показники парогазових установок в цілому. Окремо досліджувалась ефективність та параметри головних структурних елементів утилізаційного контуру – котла-утилізатора та парової турбіни.

Розрахунок параметрів парогазової установки одного тиску проводився для тиску генерованої пари 4 МПа. Парогазова установка двох тисків розраховувалась у всіх варіантах для тиску пари високого тиску 5 МПа та тиску пари низького тиску 0,5 МПа. Тиск в конденсаторі приймався рівним 5 кПа, температура живильної води – 60 ^{o}C [4].

Аналіз виконаних протягом проектування розрахунків дозволяє зробити такі висновки:

1) Збільшення початкової температури газу в ГТД внаслідок особливостей термодинамічного циклу призводить до зростання температури випускних газів та зменшення витрачаємої кількості атмосферного повітря.

2) Утилізація тепла випускних газів ГТД є ефективним засобом підвищення ККД та потужності енергетичної установки. У досліджуваному інтервалі параметрів застосування утилізаційного контуру призводило до зростання ККД та потужності установки (порівняно з агрегатом простого циклу) в 1,42...1,68 рази.

3) Утилізаційний контур двох тисків забезпечує більшу ефективність парогазової установки, ніж контур одного тиску. ККД установки із застосуванням цього контура збільшується на 3,6...5,1 абсолютних відсотка, генерована потужність – на 11...20 МВт.

4) Збільшення початкової температури газу в ГТД призводить до однозначного збільшення ККД парогазової установки, як одного, так і двох тисків. При цьому для генерованої потужності наблюдається

оптимум, що при незмінній потужності газотурбінного агрегата (110 МВт) пояснюється відповідним впливом потужності парової турбіни.

5) Із збільшенням початкової температури газу різниця між ефективністю утилізаційних контурів одного та двох тисків дещо зменшується.

6) Зростання початкової температури газу в ГТД через зменшення кількості витрачаємого атмосферного повітря і відповідного зменшення витрати газів призводить до зменшення кількості генерованої пари котлом-утилізатором.

7) Сумарна кількість генерованої пари котлом-утилізатором двох тисків є на 12...30 % більшою, ніж для котла-утилізатора одного тиску.

8) Внаслідок збільшення температури випускних газів ГТД ефективність котла-утилізатора зростає.

9) Ефективність котла-утилізатора двох тисків є в 1,15...1,29 рази вищою, ніж котла-утилізатора одного тиску. Їх ККД становив, відповідно, 0,792...0,876 та 0,614...0,765.

10) Для досліджуваних утилізаційних контурів внутрішній ККД парових турбін знаходився в межах від 0,847 до 0,875. Окремі частини цих турбін мали ефективність 0,884...0,899 (для високого тиску) та 0,820...0,852 (для низького тиску). Менша ефективність частин низького тиску пояснюється, головним чином, через їх роботу в області вологої пари.

11) Збільшення початкової температури газу в ГТД призводить до генерації котлом-утилізатором пари більш високих параметрів і через це до зростання ККД використовуємих парових турбін.

12) Збільшення температури генерованої котлом-утилізатором пари при незмінному тиску пари призводить до зменшення її вологості в останніх ступенях турбіни. В досліджуваному інтервалі параметрів вологість пари на виході з турбіни становила 9,2...14,1 %.

13) Потужність, генеруєма паровою турбіною утилізаційного контура, залежить від початкової температури газу ГТД неоднозначно, чим і пояснюється наявність оптимума на рис. 2.26. З одного боку, зростання температури газу веде до збільшення параметрів пари перед турбіною, зростання перероблюваного в ній теплоперепаду і збільшення її потужності (якісна складова). З іншого боку, зменшується витрата газу через котел-утилізатор, що веде до зменшення паропродуктивності котла-утилізатора і потужності парової турбіни (кількісна складова).

14) В цілому ефективність паротурбінної установки як для утилізаційного контуру одного тиску, так і для контуру двох тисків, із збільшенням початкової температури газу в ГТД зростає і становить від 0,303 до 0,370.

REFERENCES

[1] Романовський, Г. Ф., Ващиленко, М. В., & Сербін, С. І. (2003). *Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів*. Миколаїв: УДМТУ.

[2] Романовський, Г. Ф., Сербін, С. І., & Патлайчук, В. М. (2005). *Сучасні газотурбінні агрегати: Агрегати виробництва України та Росії* (Т. 1). Миколаїв: НУК.

[3] Романовський, Г. Ф., Сербін, С. І., & Патлайчук, В. М. (2016). *Газотурбінні агрегати: Загальна будова та класифікація* (Т. 1). Миколаїв: НУК.

[4] Трухний, А. Д., & Петрунин, С. В. (2001). *Расчет тепловых схем парогазовых установок утилизационного типа*. Москва: МЭИ.

[5] Цанев, С. В., Буров, В. Д., & Ремезов, А. Н. (2009). *Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций*. Москва: МЭИ.

[6] Kehlhofer, R., Rukes, B., Hannemann, F., & Stirnimann, F. (2009). *Combined-cycle gas & steam turbine power plants*. Tulsa: PennWell.

Patlaichuk V. M., Garaschenko O.F.

Research of the influence of gas turbine initial parameters on the effectiveness of two pressures utilization circuit

Text of the annotation. *For combined-cycle plants with utilization circuits of one and two pressures at different values of the initial gas turbine temperature calculations of the heat-recovery steam generator were carried out. Approximate calculations of steam turbines and economic indicators were determined. The analysis of the results obtained during the study was fulfiled.*

Keywords*: combined-cycle plant; gas turbine set; heat recovery steam generator; steam turbine; efficiency.*

Патлайчук В. Н., Рябченко О. В.

Исследование влияния начальных параметров газа ГТД на эффективность применения утилизационного контура двух давлений

Текст аннотации. *Для парогазовых установок с утилизационными контурами одного и двух давлений при различных значениях начальной температуры газа газотурбинного двигателя были выполнены расчеты тепловой схемы котла-утилизатора, приближенные расчеты паровых турбин, определены экономические показатели. Проведен анализ полученных в ходе исследования результатов.*

Ключевые слова*: парогазовая установка; газотурбинный агрегат; котел-утилизатор; паровая турбина; эффективность.*

УДК 629.083

ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ РОБОТИ ПРИЦЕЗІЙНИХ ПАР ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ СУДНОВИХ ДВЗ ЗА РАХУНОК ОБРОБКИ ІМПУЛЬСНИМ МАГНІТНИМ ПОЛЕМ

Уваров В.А., к.т.н., доцент,
Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адм. Макарова
Андрієвський В.В., Семенов С.С., студенти
Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адм. Макарова

Анотація. *У роботі представлена нова технологія обробки імпульсним-магнітним полем (ОІМП, напруженістю магнітного поля ≥ 10^6 А/м) виробів суднового машинобудування, підвергнутих гідроабразивному, кавітаційному та корозійно-механічному зношенню, з використанням оригінальних (визнаних винаходами) способів та устаткування.*

Отримані нові результати щодо формування топографії прецизійних поверхонь паливної апаратури двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ).

Ключові слова: ОІМП, ШХ15, паливна апаратура.

В умовах зростання інтенсивності експлуатації флоту тенденція нарощування потужності суднових двигунів, проблема підвищення їхньої надійності і ресурсу після ремонту здобувають особливу актуальність. У зв'язку з цим становить інтерес здатність палива до збереження і зниження зносу прецизійних поверхонь паливної апаратури (плунжер і втулка в паливному насосі, голка і корпус розпилювача у форсунці). Мається на увазі захист від електрохімічного і абразивного зношування паливної апаратури, в результаті якого або збільшується зазор між втулкою і плунжером, і як наслідок знижується тиск упорскування, зростає витік палива і погіршується якість його розпилу, або відбувається заклинювання і зависання плунжера у втулці і припинення подачі палива.

Як відомо, до складу механічних домішок дизельного палива входять, як правило, неорганічні й органічний складові, у тому числі мікроорганізми і бактерії [1, 2, 3]. Мікроорганізми змінюють склад палива і мастил, погіршуючи їх фізико-хімічні та експлуатаційні властивості. Для придушення їх життєдіяльності (переведення їх у стан звичайних механічних домішок) можна було б використати радіоактивні речовини, генератори надвисоких частот, джерела іонізуючих випромінювань. Однак це одночасно вимагає розробки цілого ряду захисних мір.

Формування прогнозів розвитку об’єктів техніки або технічного напрямку.

Дослідження інформації про можливий стан об’єкту у майбутньому та шляхах їх здійснення дозволяє використовувати її для загальних висновків при складанні моделі об’єкту прогнозування. З урахуванням успіхів та обмежень можливостей сучасної науки при складанні прогнозу можуть бути враховані наступні закономірності:

- Стійкість виробу до зовнішнього впливу підвищується, з урахуванням витримки його у магнітному полі. Причинною зміни стійкості виробу після МО є об’ємні структурні зміни
- Магнітна обробка (МО напруженістю магнітного поля ≥ 10^6 А/м) призводить до зміни структури не тільки феромагнітних матеріалів
- Оптимальний діапазон напруженості поля при МО від 240 до 1000 кА/м для феромагнетиків
- Упорядкування дефектів, включаючи їх винос на поверхню кристалів, змінює хімічний склад і як наслідок, експлуатаційні властивості поверхні

- МО змінює топографію (технологічну та експлуатаційну) поверхні виробу
- Область існування нерівноважних границь зерен охоплює температурний інтервал від 0,3 до 0,8 температури плавлення виробу
- Шляхом МО покращуються процеси збагачення корисних копалин
- Магнітна обробка покращує ефективність багатокомпонентних рідких систем (нафти та її похідних)
- Основними фізичними параметрами впливу при ОІМП є: напруженість магнітного поля, крутизна переднього фронту імпульса, частота слідування імпульсів та час обробки
- Специфіка впливу ОІМП виражається в її післядії
- Перебудова реальної структури матеріалу проходить на протязі декількох діб, та може бути прискорена тепловою активацією.

Оскільки, потрібно знайти не лише сукупність потрібних аналогічних рішень, що дозволяють одержати необхідний ефект, приведені закономірності можуть служити шляхами отримання такого ефекту при виконанні досліджень. Крім первинної інформації для оцінки науково-технічної значимості даного наукового напрямку використано і вторинну – опис патентів та авторських свідоцтв.

Практичну цінність в досліджуваних матеріалах, що використовуються в суднових ДВЗ представляє:

- упрочнюючий вплив МО на підвищення циклічної довговічності;
- зниження внутрішніх та втомлюючих напружень;
- зміна (покращення) топографії поверхні;
- дифузія до поверхні карбідних утворень елементів (вольфрам, молібден, вуглець…) як з навколишнього середовища, так і з внутрішніх шарів металу – тобто зміна хімічного складу поверхневого шару для зміни експлуатаційних властивостей поверхні;
- схеми МО в імпульсному режимі (ОІМП) – як, фактори що впливають на конструкторсько-технологічні та матеріалознавчі характеристики рушіїв та двигунів, визначаючих їх можливість чинити опір корозії, кавітаційно-ерозійному зносу
- підвищення ефективності багатокомпонентних рідких систем (нафтопродуктів) для підвищення ресурсу роботи двигунів.

Рішення проблем підвищення ресурсу СДВЗ, зниження питомої витрати палива тісно пов’язане з вдосконаленням паливної апаратури. Відмови паливної апаратури (заїдання плунжерних пар паливних насосів, загоряння соплових отворів і порушення рухомості голки розпилювача в форсунці) в експлуатації погіршують процес сумішоутворення і згоряння палива, викликають перебої у роботі двигунів. Наприклад, від шорсткості соплових отворів розпилювача залежить аеродинаміка розпилювання палива, збільшення діаметрального просвіту між корпусом та голкою розпилювача, шорсткість поверхні яких менше 1 мкм призводе до зниження щільності, підвищення витікання палива та зниження тиску впорскування [4]. До числа інших характерних відмов розпилювачів відноситься втомлююче руйнування металу та обрив виступаючої в камеру згоряння конічної частини розпилювача. Крім того, статистичний аналіз відмов паливної апаратури СДВЗ, а також причини заміни її елементів при ремонті пов’язані з підвищеними зносами, оскільки одні і ті ж матеріали відповідаючи стандартам відрізняються один від другого вмістом легуючих елементів і мають різну зносостійкість при однакових умовах експлуатації. Виходячи з вищенаведеного приймаємо ОІМП в якості фінішної обробки, забезпечуючої стосовно паливної апаратури:

- дифузію легуючих елементів до робочої поверхні, як із навколишнього середовища, так і з більш віддалених шарів металу;
- збільшення радіусів закруглень вершин і зменшення найбільшої висоти мікронерівностей Rmax, збільшення опорної довжини профіля tp;
- зменшення концентрації напруг і запасу надлишкової енергії;

Практично це означає:

- зміну хімічного складу та експлуатаційних властивостей приповехневого шару;
- округлення вершин мікронерівностей заважає умовам витоку зарядів з прецизійних поверхонь в парах типу «плунжер - втулка», в результаті чого гальмує процес розвитку електрохімічної корозії;
- підвищується ерозійна стійкість матеріалів, що знаходяться під напругою.

Правомірність вищенаведеного підтверджено дослідженнями. Наприклад фотоелектронна рентгеноспектроскопія (апаратура англ. фірми VG Scientific) зразків із сталі Р6М5 після ОІМП показує вагому зміну складу поверхневого шару матеріалу на глибину $500\ \overset{0}{A}$ в результаті чого підвищується склад елементів

W, V, Mo, Fe, C. Процентний склад хімічних елементів Р6М5 зафіксовано через 10 діб після ОІМП та відображено в таблиці 1.

Таблиця 1. Процентна зміна складу виробу по елементам

Рівень	C	O	W	V	Mo	Fe
На поверхні	119	86	88,9	89	95	85
На глибині 500 $\overset{0}{A}$	127	19	127	15 0	129	167

Парадоксальним є повне зникнення окислів металів, тим більше, повний розпад карбідів, одних із самих стійких сполук. Легуючі елементи по відношенню до кисню розміщені по активності у наступному порядку: V; Zn; Mn; Gr; Fe; W; Mo; Ni і дифузія їх до поверхні виробів (елементів паливної апаратури) гальмує хімічну взаємодію (створення окислів) з розчиненим в паливі киснем або з тим, що знаходиться у вільному стані і зменшує знос пар, що труться у вуглецево-водневих середовищах. При дослідженні мікрогеометрії поверхонь сталей ШХ15, Р18 що пройшли ОІМП було зафіксовано зменшення найбільшої висоти мікронерівностей Rmax. Однак в останньому випадку підвищення ерозійної стійкості матеріалів під навантаженням (потрібне моделювання робочих навантажень та ОІМП паливної апаратури) для зняття внутрішніх навантажень у цьому стані. Враховуючи, що моделювання легше всього проводити на випробувальних стендах, а елементи паливної апаратури (форсунки, розпилювачі…) можливо розмістити у виносних соленоїдах установок для ОІМП, розробка стенда конструктивних перешкод не чинить. Блочна компоновка універсального стенда виготовленого на базі установки ОІМП 101 та стенда для випробування форсунок показана на рис. 1. Елементи паливної апаратури (насосів, форсунок …) виготовляють з високолегованих якісних та інструментальних сталей типу ХМЮА, ШХ15 з високою твердістю, підвищеною зносостійкістю та малим коефіцієнтом лінійного розширення (деформація таких сталей після термообробки мінімальна). Для випробування в експлуатаційних умовах виконана обробка ІМП виготовлених по кресленню 1М.12.14.СБ розпилювачів форсунок для СДВ3 типу М400 по ГОСТ 4393-82-12ЧСН1А 18/20). Корпус та голка розпилювача із сталі 18Х24МА ГОСТ 4543-71, та сталі Р18 показані на рис. 2.

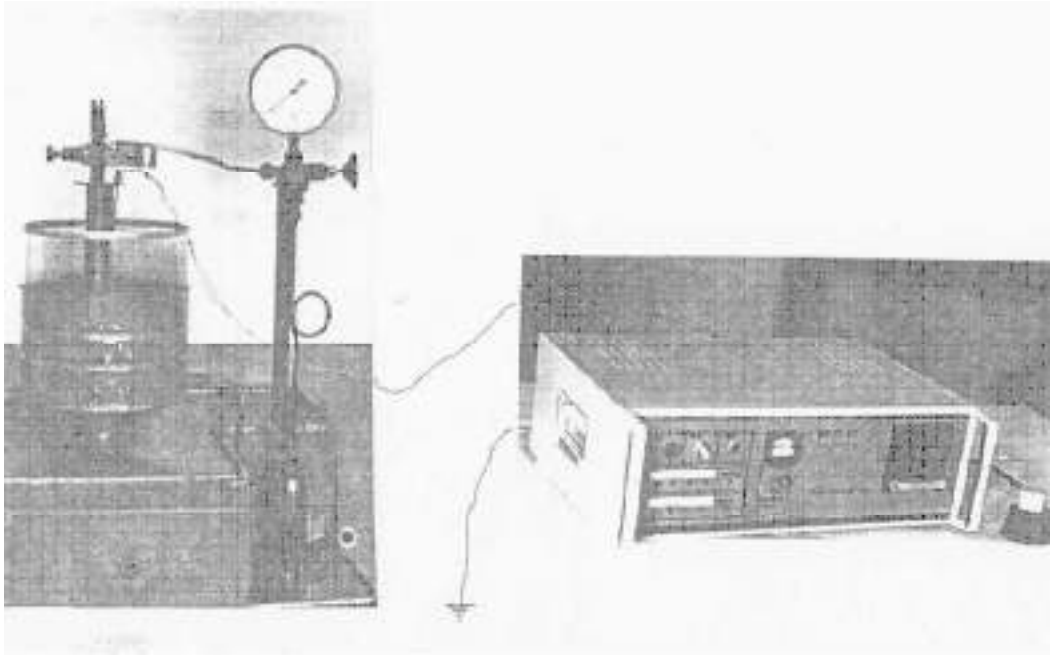


Рисунок 1. Стенд для магнітної обробки паливної апаратури

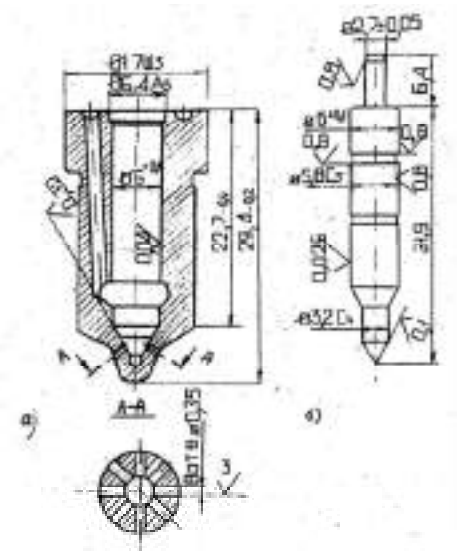


Рисунок 2. Корпус (а) та голка (б) розпилювача форсунки двигуна М400 (12ЧСН 18/20)

Для випробування на лівий моноблок двигуна М400 (12ЧСН 18/20) встановлювались форсунки (6 штук) з розпилювачами серійного виготовлення, а на правий моноблок форсунки з розпилювачами після ОІМП. Аналіз роботи форсунок на суднах з підводними крилами типу «Комета» показав через 600 годин роботи (після проведеної опресовки) на лівому мононблоці замінені всі форсунки, а на правому – дві, тобто 4 ще знаходяться у робочому стані.

Відомо, що після виготовлення деталей в них виникають концентрації поверхневих та внутрішніх напруг, до 60-80 % яких можливо зняти при ОІМП; при випробуваннях паливної апаратури на стенді ці напруги збільшуються у декілька разів і додатково усуваються концентрації динамічних напружень, що вперше реалізовано в нашому патенті UA106969U від 10.05.2016 року (рис. 3) [5], це дозволяє подовжити фактичний ресурс двигунів, який в значній мірі, залежить від технічного стану паливної апаратури.

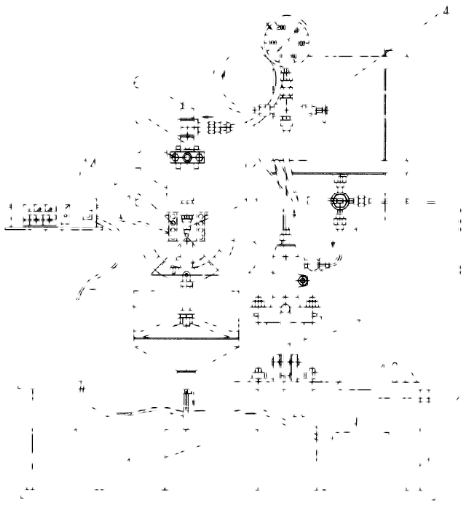


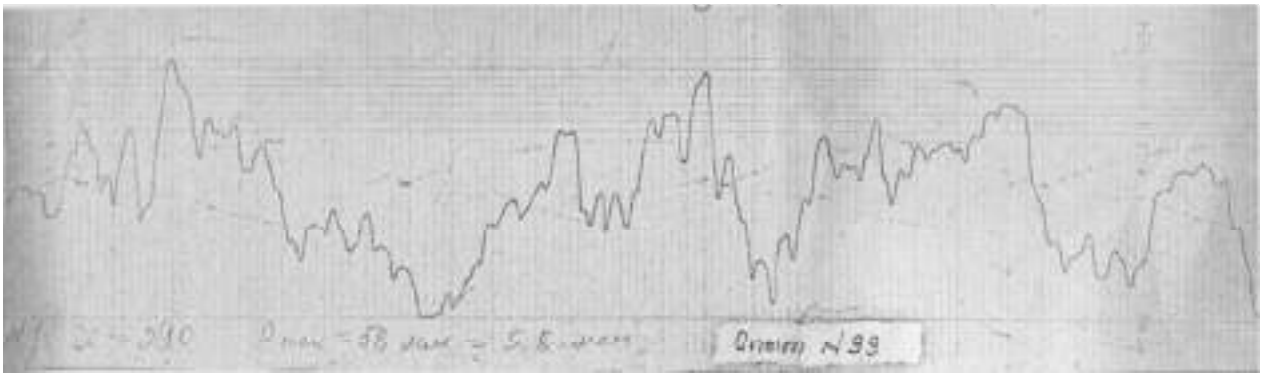
Рис. 3. Стенд для випробування паливної апаратури:

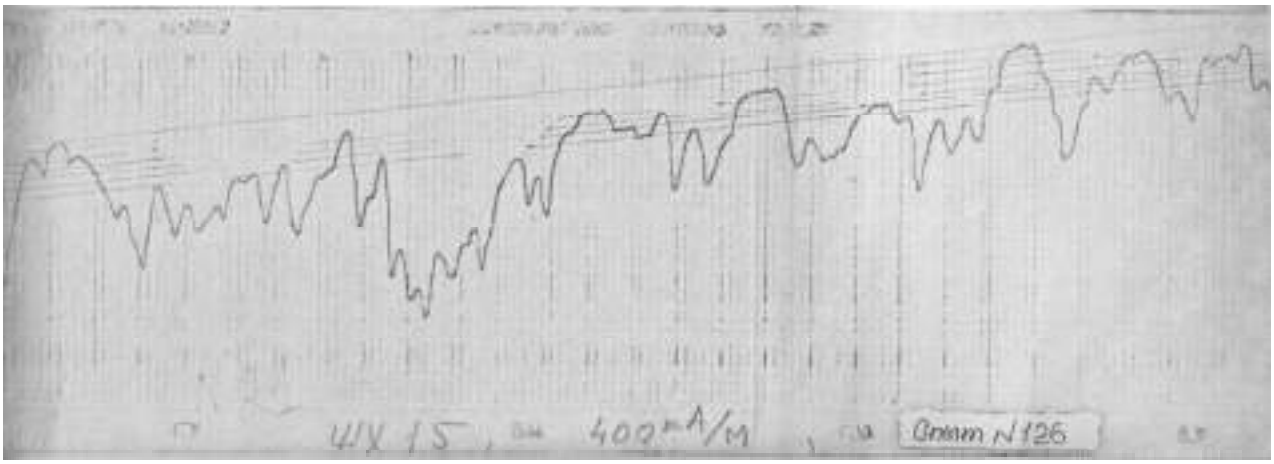
1 – стіл, 2 – насос паливний, 3 – важіль, 4 – бак витратний, 5 – манометр, 6 – кронштейн, 7 – лійка, 8 – кутомір, 9 – форсункоутримувач, 10 – форсунка, 11 – розпилювач, 12, 13 – трубопровід, 14 – джерело імпульсного магнітного поля, 15 – гнучкий електропровідник, 16 – соленоїд виносний, 17 – кріплення соленоїда, 18 – бак для зливу палива, 19 – соленоїд додатковий, 20 – ємність додаткова.

Аналіз профілограм дозволив встановити, що на однакових стадіях виготовлення параметри технологічної поверхні зразків зі сталі ШХ-15 після обробки ІМП (В = 0,1 Тл і В = 0,25 Тл) покращилися: середнє арифметичне відхилення профілю поверхні Ra зменшилася з 0,55 до 0,41 мкм , середній крок місцевих виступів профілю S збільшився з 19 до 32 мкм, а відносна опорна довжина профілю tp - з 65 до 80,4%. При цьому змінилася форма мікронерівностей (рис. 4). Сталося оплавлення вершин і заплавлення западин, що призвело до усунення концентраторів поверхневих напруг і зниження турбулізації потоку палива.

Такі зміни параметрів прецизійної поверхні можна пояснити наступним. Оскільки в роботі [1] показано, що розпилювач форсунки працює як коаксіальний конденсатор, в якому електричний розряд між прецизійними поверхнями (голки і корпусу розпилювача) супроводжується пробоєм шару діелектрика - дизельного палива, то округлення гострих виступів ускладнює умови поширення зарядів з поверхонь розпилювача і гальмує процес електрохімічної корозії [6].

а) Профілограма поверхні до ОІМП (ШХ15, ГП 400, ВП 10000)





б) Профілограма поверхні після ОІМП (ШХ15, ГП 400, ВП 10000)

Рисунок 4. Профілограми зразків поверхонь із ШХ15 до і після ОІМП

Висновки:

- Зниження зносу прецизійних поверхонь тертя паливної апаратури суднових дизелів в умовах судноремонтних підприємств після їх виготовлення або ремонту може бути забезпечено шляхом обробки їх імпульсним магнітним полем.
- Введення в дизельне паливо антимікробних присадок і подальша обробка його імпульсним магнітним полем надає паливу здатність до збереження від корозії прецизійних поверхонь паливної апаратури.
- Імпульсне магнітне поле проявляє себе як каталітичний фактор, що підсилює вплив антимікробних присадок і підвищує захисні властивості вуглеводневих рідин.
- Так як запобігти ураженню дизельного палива мікроорганізмами практично неможливо, тому повинні бути рекомендовані введення антимікробних присадок і подальша обробка отриманої паливної суміші ІМП.

- Обробка ІМП дизельного палива може бути використана в якості одного з варіантів на шляху створення єдиної робочої і консерваційної суміші, яку не треба зливати при зупинці ДВЗ або короткочасному виведенні суднових енергоустановок з експлуатації.
- Дослідження з метою отримання поглиблених даних про механізм дії ІМП, вивчення якого пов'язано також з фізико - хімією, реологією і гідродинамікою вуглеводневих рідин, розкриють додаткові резерви підвищення ефективності обробки дизельного палива імпульсним магнітним полем.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

10. Равич-Щербо, М.И., Новіков, В.В. (1975). *Фізична і колоїдна хімія.* М.: Вища школа
11. Лосиков, Б.В., Шехтер, Ю.Н., Чуршуков, Е.С. и др. (1964) *Ингибированные масла и топлива.* М.: "ЦНИИТЭ нефтегаз"
12. Литвиненко, С.Н. (1977) Захист нафтопродуктів від дії мікроорганізмів. М.: Хімія
13. Технологія застосування дизельних палив за ДСТ 305-82 із присадкою НГ-203Р по ТУ38.401.645-87 (1987).Київ. ПКБ "Укргипроречтранс".
14. Уваров, В.А. Стенд для випробування паливної апаратури (2016) Державний патент (№106969, МПК F02M65/00). Київ.
15. РД 5.0239-77. (1988) Шероховатость поверхности. Методы и средства измерения и контроля.

Uvarov V., Andryevskyi V., Semenov S

IMPROVING THE RESOURCE OF WORK OF PRECISION PAIRS OF THE FUEL EQUIPMENT OF MARINE ICE AT THE EXPENSE OF TREATMENT BY A PULSED MAGNETIC FIELD

***Abstract**. The paper presents a new processing technology of a pulsed magnetic field (OIMP, magnetic field strength ≥ 10^6 A / m) of shipboard engineering products subjected to water-jet, cavitation and corrosion-mechanical wear using original (recognized by inventions) methods and equipment.*

New results were obtained on the formation of the topography of the precision surfaces of the fuel equipment of internal combustion engines (ICE)

***Key words:** OIMP, steel SHH15, fuel equipment.*

Уваров В.А., Андриевский В.В., Семенов С.С.

ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА РАБОТЫ ПРЕЦИЗИОННЫХ ПАР ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ СУДОВЫХ ДВС ЗА СЧЕТ ОБРАБОТКИ ИМПУЛЬСНЫМ МАГНИТНЫМ ПОЛЕМ

***Аннотация**. В работе представлена новая технология обработки импульсным-магнитным полем (ОИМП, напряженностью магнитного поля ≥ 10^6 А / м) изделий судового машиностроения, подвергнутых гидроабразивному, кавитационному и коррозионно-механическому износу, с использованием оригинальных (признанных изобретениями) способов и оборудования.*

Получены новые результаты по формированию топографии прецизионных поверхностей топливной аппаратуры двигателей внутреннего сгорания (ДВС).

***Ключевые слова**: ОИМП, ШХ15, топливная аппаратура.*

Секція 5.
ХОЛОД НА ТРАНСПОРТІ, В ЕНЕРГЕТИЦІ, ТА АГРОПРОМИСЛОВОМУ КОМПЛЕКСІ

УДК 66.067.1.621.72

РАЦІОНАЛЬНЕ ТЕПЛОВЕ НАВАНТАЖЕННЯ СИСТЕМИ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ ЗА ТЕМПОМ ПРИРОЩЕННЯ РІЧНОЇ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ

Трушляков Є.І., к.т.н., професор, Радченко М.І., д.т.н, професор, Портной Б.С., аспірант, Зубарєв А.А., ст. викладач,
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна;
Кантор С.А., к.т.н.,
ПАТ "Завод "Екватор", Миколаїв, Україна
nirad50@gmail.com

Анотація. *Показано, що виходячи з різного темпу нарощування річного виробництва холоду (річної холодопродуктивності), обумовленого зміною теплового навантаження відповідно до поточних кліматичних умов, необхідно вибирати таке проектне теплове навантаження на систему кондиціювання повітря (встановлену холодильну потужність холодильних машин), яке забезпечує досягнення максимального або близького до нього річного виробництва холоду при відносно високих темпах його нарощування. З метою визначення встановленої холодильної потужності, яка забезпечує максимальний темп нарощування річної холодопродуктивності (річного виробництва холоду), проаналізовано залежність приросщення річної холодопродуктивності, віднесеної до встановленої холодильної потужності, від встановленої холодильної потужності. За результатами досліджень запропоновано метод визначення раціонального теплового навантаження системи кондиціювання повітря (встановленої – проектної холодопродуктивності холодильної машини) відповідно до змінних кліматичних умов експлуатації упродовж року, яке забезпечує близьке до максимального річне виробництво холоду при відносно високих темпах його нарощування.*

Ключові слова: *кондиціювання повітря, тепловикористовуюча холодильна машина, теплове навантаження, холодопродуктивність, кліматичні умови.*

Актуальність теми.

Сумісне виробництво енергії, тепла та холоду – перспективний напрям в сучасній енергетиці [1–2]. Як базові двигуни таких установок комбінованого виробництва енергії застосовуються двигуни внутрішнього згоряння (переважно газопоршневі) та газотурбінні. З підвищенням температури зовнішнього повітря $t_{зп}$ на вході термодинамічна ефективність теплових двигунів, і передусім газотурбінних, знижується. Підвищити ефективність ГТУ можна шляхом кондиціювання повітря (охолодження з осушенням) на вході тепловикористовуючими холодильними машинами (ТХМ), що утилізують теплоту відпрацьованих газів [1-2].

В найбільш поширених абсорбційних бромистолітієвих холодильних машинах (АБХМ) повітря охолоджують до температури $t_{п2} \approx 15$ °С за високої ефективності трансформації скидної теплоти в холод: їх тепловий коефіцієнт $\zeta = 0{,}7…0{,}8$. Більше зниження температури повітря до $t_{п2} = 10$ °С і нижче можливе в ежекторних холодильних машинах (ЕХМ), однак за менших теплових коефіцієнтів: $\zeta = 0{,}2…0{,}3$ [3]. Доцільним є двоступеневе охолодження повітря на вході ГТУ: до $t_{п2} = 15…20$ °С в АБХМ, а до $t_{п2} = 10$ °С в ЕХМ, в абсорбційно-ежекторних холодильних машинах (АЕХМ) [4].

Експлуатація систем кондиціювання повітря (СКП) на вході ГТУ характеризується як сезонними, так і добовими коливаннями температур, відповідно й теплових навантажень Q_0 ·на СКП і ТХМ. То ж важливо вибирати проектне теплове навантаження на СКП, тобто встановлену холодильну потужність (холодопродуктивність) ТХМ Q_0 , відповідно до змінних кліматичних умов.

Більшу частину року СКП працюють при знижених теплових навантаженнях, що призводить до непродуктивних витрат потужності ГТУ на подолання аеродинамічного опору повітроохолоджувачів (ПО) на вході ГТУ, а також додаткових капітальних витрат, зокрема вартість ТХМ завищеної потужності. То ж необхідно вибирати таке проектне теплове навантаження на СКП, яке забезпечує досягнення максимального або

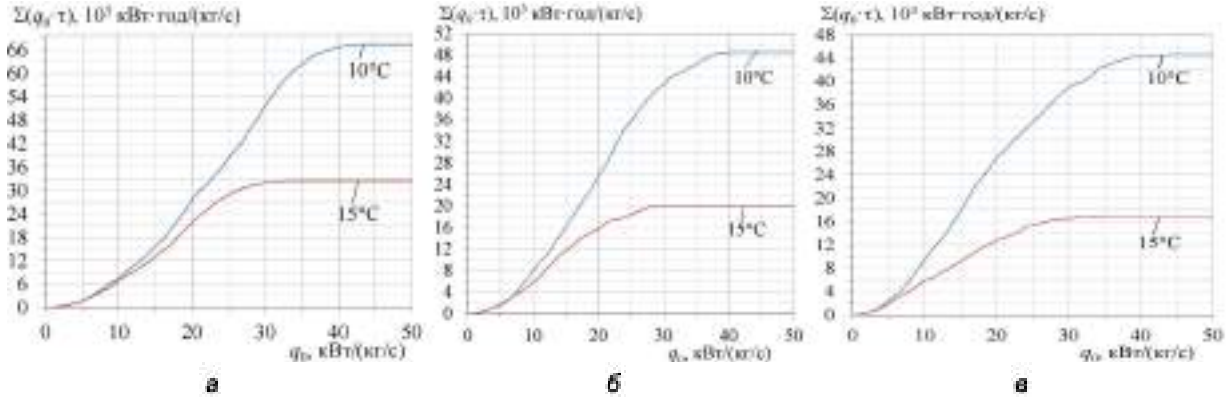
близького до нього ефекту у вигляді економії палива, збільшення виробництва енергії (механічної/електричної) за певний період, наприклад рік. Оскільки величина ефекту залежить від тривалості т застосування охолодження та обсягів споживання холоду, то непрямою його характеристикою можуть слугувати обсяги холоду, витраченого за рік на кондиціювання повітря на вході ГТУ, тобто річна холодопродуктивність СКП: $\sum(Q_0 \cdot \tau)$.

Мета дослідження – розробка методу визначення раціонального теплового навантаження системи кондиціювання повітря на вході ГТУ.

Результати дослідження.

Встановлена (проектна) питома холодопродуктивність ТХМ q_0, з одного боку, повинна покривати витрати холоду на кондиціювання повітря на вході ГТУ на протязі якомога більшого часу упродовж року, що забезпечувало б найбільшу річну холодопродуктивність (річне виробництво холоду) $\sum(Q_0 \cdot \tau)$. З іншого боку, вона не повинна бути завищеною, щоб більшу частину року СКП експлуатувалась при теплових навантаженнях, близьких до номінального (проектного), інакше матиме місце невисокий коефіцієнт використання ТХМ (експлуатація на часткових навантаженнях, далеких від проектного), а при занижених q_0, навпаки, – недоохолодження повітря на вході ГТУ при високих температурах $t_{нв}$.

На рис. 1 наведено значення питомої річної холодопродуктивності, тобто питомого річного виробництва холоду $\sum(q_0 \cdot \tau) = \sum(Q_0 \cdot \tau) / G_п$, де $G_п$ - витрата повітря, в залежності від встановленої питомої холодильної потужності (холодопродуктивності) ТХМ q_0 при температурах повітря $t_{п2}$ = 15 °С, охолодженого в АБХМ, та $t_{п2}$ = 10 °С для АЕХМ.



а *б* *в*

Рис. 1. Значення питомої (при $G_п$ = 1 кг/с) річної холодопродуктивності $\sum(q_0 \cdot \tau) = \sum(Q_0 \cdot \tau) / G_в$ в залежності від встановленої (проектної) питомої холодильної потужності ТХМ q_0 (при $G_п$ = 1 кг/с) при температурах охолодженого повітря $t_{п2}$ = 10 і 15 °С за 2017 р.: ***а*** – Тарутине, Одеська обл., ***б*** – Шебелинка, Харківська обл., ***в*** – Ковель, Волинська обл.

Як видно з рис. 1, для кліматичних умов експлуатації ГТУ при охолодженні повітря до температури $t_{п2}$ = 10 °С раціональною можна вважати проектну питому холодильну потужність ступінчастої АЕХМ (для $G_п$ = 1 кг/с) $q_0 \approx 34$ кВт/(кг/с), при якій темп нарощування річного виробництва холоду $\sum(q_0 \cdot \tau)$ зберігається достатньо високим, а при охолодженні повітря до $t_{в2}$ = 15 °С в АБХМ – відповідно $q_0 \approx 24$ кВт/(кг/с). Виходячи з раціональної питомої холодильної потужності вибирають повну встановлену холодильну потужність АЕХМ відповідно до витрати повітря $G_п$ через ГТУ: $Q_0 = G_п \cdot q_0$, кВт.

Для визначення встановленої холодильної потужності (питомої q_0 та повної $Q_0 = q_0 \cdot \tau$), яка забезпечує максимальний темп нарощування річної холодопродуктивності (річного виробництва холоду) необхідно проаналізувати залежність прирощення питомої (при $G_п$ = 1 кг/с) річної холодопродуктивності $\sum(q_0 \cdot \tau)$, віднесеної до встановленої питомої холодильної потужності ТХМ q_0, від встановленої питомої холодильної потужності q_0 (рис. 2).

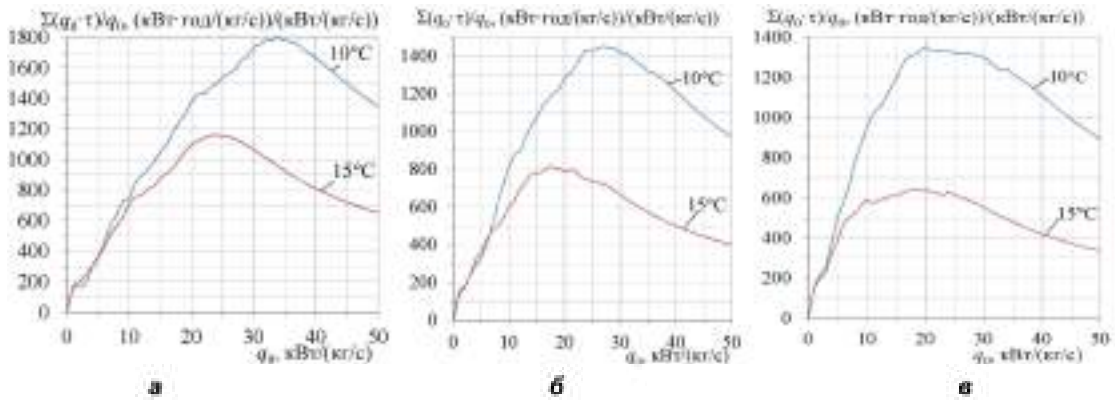


Рис. 2. Значення питомої (при $G_п$ = 1 кг/с) річної холодопродуктивності $\sum(q_0 \cdot т)$, віднесеної до встановленої питомої холодильної потужності q_0 ТХМ, $\sum(q_0 \cdot т)/q_0$ в залежності від встановленої питомої холодильної потужності q_0 при температурах охолодженого повітря $t_{п2}$ = 10 і 15 °С за 2017 р., ***а*** – Тарутине, Одеська обл., ***б*** – Шебелинка, Харківська обл., ***в*** – Ковель, Волинська обл.

Як видно з рис. 2, для кліматичних умов експлуатації ГТУ в межах України за 2017 р. максимальний темп прирощення річної холодопродуктивності $\sum(q_0 \cdot т)/q_0$ (екстремум графіка) при охолодженні повітря до $t_{п2}$ = 15 °С в АБХМ має місце при проектній питомій холодильній потужності q_0 = 12 – 16 кВт/(кг/с), а при його охолодженні до $t_{в2}$ = 10 °С в ступінчастій АЕХМ q_0 = 22 – 26 кВт/(кг/с). Відповідні повні встановлені холодильні потужності АБХМ і АЕХМ, $Q_0 = G_п \cdot q_0$, кВт, забезпечують максимальний темп прирощення річного виробництва холоду.

Оскільки величини встановленої питомої холодильної потужності q_0, які забезпечують максимальний темп прирощення річної холодопродуктивності $\sum(q_0 \cdot т)/q_0$ (рис. 2), менше їх величин, визначених відповідно до максимальної річної холодопродуктивності $\sum(q_0 \cdot т)$ на рис. 1, то при підвищених температурах зовнішнього повітря $t_{зп}$ матиме місце дефіцит холоду, тоді як при знижених температурах повітря $t_{зп}$, навпаки, його надлишок. То ж надлишок холоду, який утворюються в періоди знижених теплових навантажень, доцільно накопичувати в акумуляторі холоду та використовувати під час збільшених теплових навантажень.

Висновок. За результатами аналізу даних з річної холодопродуктивності (річного виробництва холоду) та її величини, віднесеної до встановленої холодильної потужності, в залежності від встановленої холодильної потужності холодильної машини запропоновано метод визначення раціонального теплового навантаження системи кондиціювання повітря, отже і встановленої – проектної холодопродуктивності холодильної машини, відповідно до змінних кліматичних умов експлуатації упродовж року, який забезпечує близьке до максимального річне виробництва холоду при відносно високих темпах його нарощування.

Список літератури

1. Marque, R.P. Thermodynamic analysis of trigeneration systems taking into account refrigeration, heating and electricity load demands [Text] / R.P. Marques, D. Hacon, A. Tessarollo, J.A.R. Parise // *Energy and Buildings*. – 2010. – Vol. 42. – P. 2323–2330.

2. Ortiga, J. Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network [Text] / J. Ortiga, J. C.Bruno, A. Coronas // *Applied Thermal Engineering*. – 2013. – Vol. 50. – P. 1536–1542.

3. Радченко, А. Н. Оценка потенциала охлаждения воздуха на входе газотурбинных установок трансформацией теплоты отработанных газов в теплоиспользующих холодильных машинах / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2014. – № 4 (111). – С. 56–59.

4. Радченко, А. Н. Метод выбора рациональной тепловой нагрузки абсорбционно-эжекторного термотрансформатора охлаждения воздуха на входе регенеративных ГТУ компрессорных станций [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2015. – № 5(122). – С. 61–64.

Trushliakov E.I., Radchenko M.I., Portnoi B.S., Zubarev A.A., Kantor S.A.

RATIONAL THERMAL LOAD OF AIR CONDITIONING SYSTEMS ACCORDING TO YEARLY COLING CAPACITY RATE

Abstract. *It is shown that, based on the varying rate of increment in the annual production of cold (annual refrigeration capacity) due to the change in the thermal load in accordance with current climatic conditions, it is necessary to select such a design thermal load for the air conditioning system (installed refrigeration capacity of chillers), which ensures the achievement of maximum or close to it annual production of cold at a relatively high rate of its increment. In order to determine the installed refrigeration capacity, which provides the maximum rate of increase in the annual refrigerating capacity (annual production of cold), the dependence of the increment on the annual refrigerated capacity, relative to the installed refrigeration capacity, on the installed refrigeration capacity, has been analyzed. Based on the results of the research, a method has been proposed for determining the rational thermal load of the air conditioning system (installed – the design refrigeration capacity of the chiller) in accordance with the changing climatic conditions of operation during the year, which provides nearby the maximum annual production of cold at relatively high rates of its growth.*

Key words: *air conditioning, waste heat recovery chiller, thermal load, refrigeration capacity, climatic conditions.*

Трушляков Е.И., Радченко Н.И., Портной Б.С., Зубарев А.А., Кантор С. А.

ТЕПЛОВАЯ НАГРУЗКА СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА СОГЛАСНО ТЕМПУ ПРИРАЩЕНИЯ ГОДОВОЙ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Аннотация. *Показано, что исходя из различного темпа приращения годового производства холода (годовой холодопроизводительности), обусловленного изменением тепловой нагрузки в соответствии с текущими климатическими условиями, необходимо выбирать такую проектную тепловую нагрузку на систему кондиционирования воздуха (установленную холодильную мощность холодильных машин), которая обеспечивает достижение максимального или близкого к нему годового производства холода при относительно высоких темпах его приращения. С целью определения установленной холодильной мощности, которая обеспечивает максимальный темп приращения годовой холодопроизводительности (годового производства холода), проанализирована зависимость приращения годовой холодопроизводительности, относительно установленной холодильной мощности, от установленной холодильной мощности. По результатам исследований предложено метод определение рациональной тепловой нагрузки системы кондиционирования воздуха (установленной – проектной холодопроизводительности холодильной машины) в соответствии с меняющимися климатическими условиями эксплуатации в течение года, которое обеспечивает близкое максимальному годовому производство холода при относительно высоких темпах его приращения.*

Ключевые слова*: кондиционирование воздуха, теплоиспользующая холодильная машина, тепловая нагрузка, холодопроизводительность, климатические условия.*

УДК 621.575:620.91: 621.565.8

РАЗРАБОТКА СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ НА БАЗЕ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

Титлов А.С., доктор технических наук, профессор[1],
Цой А.П., кандидат технических наук, доцент[2]
Алимкешова А.Х.[2], Джамашева Р.А.[2],
[1] Одесская национальная академия пищевых технологий; [2] Алматинский технологический университет
[1] Украина, Одесса; [2] Республика Казахстан, Алматы
[1] ORCID: http://orcid.org/0000-0003-1908-5713, [1] E-mail: titlov1959@gmail.com,
[2] E-mail: teniz@bk.ru

Аннотация. *Выполнен анализ возможностей использовать ночное радиационное излучение (НРО) для дополнительного отвода тепла от элементов системы жидкостного охлаждения. Для повышения энергетической эффективности автономных систем охлаждения предложено использовать абсорбционные водоаммиачные холодильные машины и парокомпрессионные холодильные машины, которые позволят в светлое время суток создавать запасы холода в системе холодоаккумуляции.*

Ключевые слова: *ночное радиационное охлаждение, солнечная абсорбционная водоаммиачная холодильная машина, охлаждение молока*

ВВЕДЕНИЕ

Несмотря на высокие темпы индустриализации и электрификации в современном мире, во многих странах имеется значительное количество территорий, где или отсутствуют источники электроснабжения, либо их качество неудовлетворительно. Одним из таких примеров являются фермерские и крестьянские хозяйства, которые находятся в местах заготовки и первичной обработки продукции животного и растительного происхождения.

Особенно остро стоят проблемы качественного обеспечения первичной холодильной обработки мясных и молочных продуктов в соответствии с технологическими требованиями. И, если в регионах с холодным климатом можно еще использовать известные издавна технологии применения водного льда [1], то в странах с умеренным и тропическим климатом нужно применять только искусственное охлаждение.

Из всего спектра современного холодильного оборудования для решения задач автономного искусственного охлаждения наиболее эффективными, с энергетической точки зрения, во-первых, являются парокомпрессионные холодильные машины (ПКХМ), работающие от дизель-генераторов или солнечных батарей [2].

Во-вторых – теплоиспользующие абсорбционные холодильные машины, источником тепловой энергии для которых служат потоки нагретых газов или жидкостей [3, 4]. Как показал сопоставительный анализ, для условий работы в автономном режиме можно использовать только водоаммиачные абсорбционные холодильные машины (АВХМ).

В последнее время, в связи с требованием энергоэффективности и сокращением времени использования синтетических холодильных агентов (фреонов) холодильным системам, наблюдается стабильный интерес к пассивным способам охлаждения. Одним из таких способов является охлаждение за счет радиационного излучения в космическое пространство. Любая поверхность, обращенная к ночному небу, при определенных условиях может излучать больше тепловой энергии, чем получать обратно от окружающей среды [5]. Данный эффект носит название ночного радиационного охлаждения (НРО) и за счет него можно поддерживать температуру теплоносителя ниже температуры окружающего воздуха.

Использование НРО в значительной степени определяется особенностями климата того или иного региона. В определенных климатических условиях холодильные системы, использующие радиационное излучение будут работать более эффективно, чем в других. Влияние климата на работу систем данного типа исследовавалось в работах [6–8].

Установлено, что на возможность использования НРО влияют такие атмосферные параметры, как скоростью ветра, влажность воздуха, прозрачность атмосферы для инфракрасного излучения в диапазоне от 8 до 13 микрометров [8].

Исследования работы холодильных систем, использующих НРО, проводились во многих регионах планеты с различными климатическими условиями. Это и северные районы Таиланда с влажным жарким климатом [9] и Копенгаген, Милан, Афины [10]. Изучались режимы охлаждения офисных помещений во время теплого периода года (с 1-мая по 30-сентября). Исследована возможность охлаждения материала с фазовым переходом для аккумулирования холода, создаваемого при помощи НРО. В Австралии [11] стоимость системы охлаждения пытались снизить путем совмещения системы НРО с солнечными батареями (фото-вольтажными панелями).

Цель исследования – разработать схемы и конструкции автономных систем охлаждения на базе ПКХМ и АВХМ с использованием альтернативных возобновляемых источников энергии.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЦИКЛОВ АБСОРБЦИОННЫХ ВОДОАММИАЧНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Циклы АВХМ реализуются в насосной и безнасосной схеме [12]. Насосные схемы имеют более высокую энергетическую эффективность, но имеют в своем составе циркуляционный насос и не автономны. Безнасосные схемы автономные, но недостаточно эффективны. Рабочее тело насосных АВХМ – водоаммиачный раствор (ВАР), безнасосных – ВАР с добавкой инертного газа (водорода). Одной из особенностей АВХМ является взаимозависимость температур в характерных процессах цикла – температуры греющей среды t_h, температуры охлаждающей среды t_w, температуры объекта охлаждения t_{ob}. Из трех температур произвольно могут быть заданы только две [13].

Как показывает практика, работа холодильной установки должна обеспечивать заданный уровень охлаждения (t_{ob}), а сама установка работать в соответствующих климатических условиях, то есть при заданной

температуре охлаждающей среды t_w [13]. Поэтому, реальным праметром, который может изменятся является только температура греющего источника t_h . Для работы с низкопотенциальными источниками тепловой энергии разработан алгоритм расчета циклов АВХМ насосного типа.

При проведении расчетов циклов АВХМ была разработана подсистема библиотечных функций термодинамических и теплофизических свойств чистого аммиака и ВАР, основанная на использовании стандартных функций аппроксимации (линейной либо сплайновой) системы MathCAD [14].

Исходными данными для расчета являются: а) температура охлаждающей среды t_w; б) температура объекта охлаждения t_{ob}; в) перепады температур на элементах, которые не явно учитывают условия теплообмена и недорекуперацию тепла: Δt_h, – перепад температур между слабым ВАР и греющим источником тепла генератора; Δt_{WK}, Δt_{WA}, Δt_{WD} – температурный напор в конденсаторе, абсорбере, дефлегматоре с охлаждающей средой; Δt_{TO} температурный напор между потоками слабого и крепкого ВАР на холодном конце РТР; г) холодопроизводительность испарителя Q_o.

Варьируемым параметром является температура греющего источника тепла t_h.

Актуальность исследования связана с тем, что не все режимы работы АВХМ могут быть организованы при недостаточно высокой температуре греющего источника. Так, например, уровень температур охлаждения в испарителе требует соответствующего уровня давления P_o и в испарителе, и в абсорбере. Равновесная температура крепкого ВАР в абсорбере $t''_{кр.А}$ должна быть выше температуры охлаждающей среды, чтобы обеспечить отвод теплоты абсорбции. Массовая доля аммиака в крепком ВАР $\xi'_{кр}$ определяется значениями P_o и $t''_{кр.А}$, а для организации процесса абсорбции необходима некоторая зона дегазации – разность массовых долей аммиака в крепком $\xi'_{кр}$ и слабом $\xi_{сл}'$ ВАР. В свою очередь массовая доля аммиака в слабом ВАР $\xi_{сл}'$ *определяется* значениями давления конденсации-генерации P_o и температурой греющего источника t_h.

Алгоритм поиска рабочих режимов АВХМ состоял в следующем.

На первом этапе задавались температуры объекта охлаждения t_o = минус 30 °С; минус 15 °С; минус 5 °С. Для каждого значения t_{ob} проводился расчет с фиксированным значением tw с диапазоном 25…43 °С с шагом в 1 °С. Для заданных значений t_{ob} и t_w проводился расчет кратности циркуляции с переменной t_h с шагом в 1 °С.

В случае, если численные значения кратности циркуляции ВАР положительны, то делается вывод, о том, что режим работы АВХМ может быть реализован, а в противном случае – режим работы не существует.

Анализ этих результатов показывает, что АВХМ в системе с солнечным коллектором на воде в качестве теплоносителя может найти применение только в системах кондиционирования воздуха при температуре охлаждающей среды не выше 36…37 °С.

Для работы в системах охлаждения с температурами до минус 30 °С необходима температура греющей среды 140…150 °С. Как показал анализ при низких температурах охлаждающей среды и греющего источника зона дегазации может иметь отрицательные значения, т.е. цикл АВХМ не может быть реализован.

Анализ полученных результатов расчета позволяет сделать следующие выводы.

Во-первых, в диапазоне расчетных параметров имеет место максимум энергетической эффективности АВХМ. Наиболее явно наличие максимума для условий работы при температурах охлаждающей среды 20–32 ºС и низких температурах объекта охлаждения (минус 25 ºС).

При снижении температур объекта охлаждения максимум энергетической эффективности смещается в область высоких температур греющей среды, а его численные значения уменьшаются.

Так, например, при температуре охлаждающей среды 26 ºС и температуре объекта охлаждения минус 5 ºС максимум теплового коэффициента цикла имеет место при температуре объекта охлаждения 110 ºС, при минус 15 ºС – при 120 ºС, при минус 25 ºС – при 140 ºС, соответственно значения теплового коэффициента составляют: 0,53; 0,44; 0,34.

Анализ результатов расчета показал, что такой ход расчетных зависимостей объясняется следующим.

В области низких температур греющей среды (до максимума теплового коэффициента) – высокой кратностью циркуляции ВАР между генератором и абсорбером (от 6 до 112), которая обусловлена узкой областью дегазации ($\Delta\zeta$=0, 006…0,033).

В области высоких температур греющей среды (после максимума теплового коэффициента) – увеличением доли воды в паровом потоке водоаммиачной смеси, выходящем из генератора. Так, например, при температуре охлаждающей среды 26 ºС и температуре объекта охлаждения минус 5 ºС рост доли пара воды в смеси составляет от 0,036 до 0,408, т.е. более, чем в 10 раз.

В первом случае имеют место дополнительные теплопритоки в генератор с потоком крепкого ВАР.

Во втором случае, несмотря на снижение кратности циркуляции ВАР, тепловая нагрузка в генераторе увеличивается из-за дополнительных энергетических затрат на выпаривание абсорбента – воды. Рост тепловой нагрузки дефлегматора при этом также увеличивается более, чем в 10 раз (при температуре охлаждающей среды 26 ºС и температуре объекта охлаждения минус 5 ºС – от 0,024 кДж/кг до 2,200 кДж/кг).

Уменьшение теплового коэффициента цикла АВХМ при снижении уровня температур объекта охлаждения объясняется тем, что для таких режимов требуется ВАР с повышенной долей абсорбента. Так, например, при температуре охлаждающей среды 26 ºС снижение температуры объекта охлаждения от минус 5 ºС до минус 25 ºС требует снижение доли аммиака в слабом ВАР от 0,439 до 0,129. При этом, несмотря на снижение тепловой нагрузки генератора из-за уменьшения кратности циркуляции жидкости, опережающее неблагоприятное воздействие на энергетическую эффективность цикла АВХМ оказывает процесс дополнительного выпаривания пара воды из ВАР.

В расчетном диапазоне во всех случаях увеличение температуры греющего источника приводит к резкому уменьшению мощности циркуляционного насоса, перекачивающего крепкий раствор из абсорбера в генератор. Как показали расчеты, при температурах греющего источника от 90 ºС до 130 ºС (в зависимости от температуры охлаждающей среды) мощность циркуляционного насоса имеет максимальное значение. В дальнейшем с ростом температуры греющего источника наблюдается ее асимптотическое снижение и медленное уменьшение. Наибольшие изменения при этом происходит при повышенных температурах охлаждающей среды (32 ºС). Такой ход зависимостей объясняется увеличением зоны дегазации в абсорбере при снижение массовой доли аммиака в слабом ВАР.

Таким образом, результаты моделирования позволяют определить наиболее энергетически выгодные режимы работы АВХМ с различными источниками тепловой энергии (температуры от 47 до 140 °С) и проводить разработку систем охлаждения для широкого диапазона температур охлаждения (минус 30…15 °С).

РАЗРАБОТКА АВТОНОМНОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭФФЕКТА НОЧНОГО РАДИАЦИОННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Система на базе ПКХМ

Рассмотрим для примера, технологию НРО в системе охлаждения молока на фермах (рис. 1).

В ночное время, когда отсутствует солнечная радиация, жидкий хладоноситель 4 с низкой температурой замерзания подается с помощью насоса 3 к теплорассеивающей панели 9. Панель 9 устанавливается под открытым небом и сбрасывает тепло в космическое пространство за счет радиационного инфракрасного излучения, а в атмосферный воздух за счет конвективного теплообмена. При отсутствии тепловой нагрузки температура хладоносителя и атмосферного воздуха выравнивается. При дальнейшей циркуляции наблюдается эффект НРО и хладоноситель охлаждается ниже температуры атмосферного воздуха до 5-10 °С [15].

Хладоноситель 4 далее поступает в бак-аккумулятор 5 и охлаждает бак 7 с молоком 6. Если хладоноситель 4 не может охладить молоко до требуемой температуры, то подключают ПКХМ 1. Испаритель 2 ПКХМ 1 охлаждает хладоноситель 4 и молоко 6 до нужной температуры. Мешалка 8 интенсифицирует процесс охлаждения молока 6. После охлаждения молока 6 до требуемой температуры, открывается запорный вентиль 11 и производится слив продукта в бак 10.

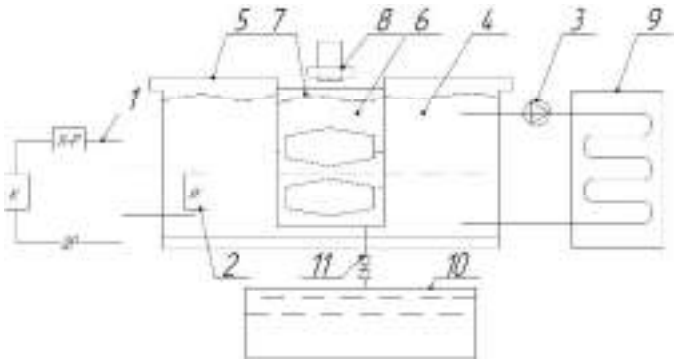


Рис. 1. Система охлаждения молока с использованием НРО и ПКХМ: 1 – ПКХМ, 2 – испаритель ПКХМ, 3 – насос хладоносителя, 4 – хладоноситель, 5 – бак-аккумулятор холода, 6 – молоко, 7 – емкость для молока, 8 – мешалка, 9 – теплорассеивающая панель, 10 – бак для охлажденного молока, 11 – запорный вентиль

При включении в схемы систем охлаждения ПКХМ необходимо оценить их энергетическую эффективность при работе в широком диапазоне температур атмосферного воздуха. Следует оценить возможность применения разрешенных в настоящее время холодильных агентов для условий работы ПКХМ в составе систем охлаждения молока с эффектом НРО. Для этого был выполнен расчет термодинамических параметров простейшего цикла ПКХМ без регенеративного теплообменника и переохлаждения жидкости перед дросселированием. При расчете использованы рабочие тела ПКХМ: R134a; R717 (аммиак); R22; R600 (изобутан); R744 (CO_2). Температура кипения рабочих тел ПКХМ принималась равной t_o = 0 °C, а температура конденсации варьировалась: t_k = 10; 20; 30; 40 °C. При расчете использовался классический алгоритм [16] с определением в характерных точках цикла температур, давлений кипения (P_o) и конденсации (P_k) и расчете удельной холодопроизводительности (q_o), удельной работы сжатия в компрессоре (l), холодильного коэффициента (ε).

Анализ результатов расчета показывает, что: а) снижение уровня температур атмосферного воздуха от 40 °C до 10 °C благоприятно сказывается на энергетической эффективности циклов ПКХМ, так, в среднем имеет место рост холодильного коэффициента в 4-6 раз, а для аммиака – в 17,3 раза; б) максимальная энергетическая эффективность цикла ПКХМ среди рассмотренных рабочих тел отмечена у аммиака.

СИСТЕМА НА БАЗЕ АВХМ

Система охлаждения (рис. 2–4) содержит теплоизолированную емкость 1 с крышкой 2. В нижней части емкости 1 установлен канал с запорным вентилем 3 для периодического отвода охлажденного продукта. Сбор и хранение охлажденного молока осуществляется в емкости 4.

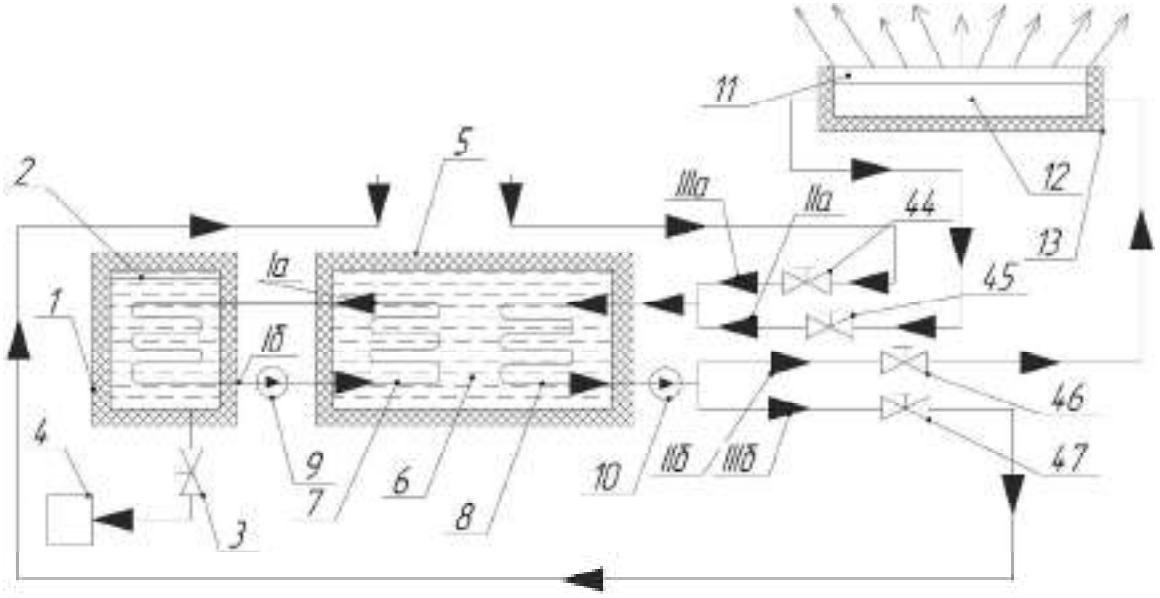


Рис. 2. Схема системы охлаждения молока с теплорассеивающей панелью: 1 – емкость с молоком, 2 – крышка, 3 – запорный вентиль, 4 – емкость для молока, 5 – бак-аккумулятор ледяной воды, 6 – ледяная вода, 7 – теплообменник с водой, 8 – теплообменник с рассолом, 9 – циркуляционный насос ледяной воды, 10 – насос для рассола, 11 – теплорассеивающая панель, 12 – система каналов, 13 – теплоизоляционное покрытие, 44, 45, 46 и 47 – вентили

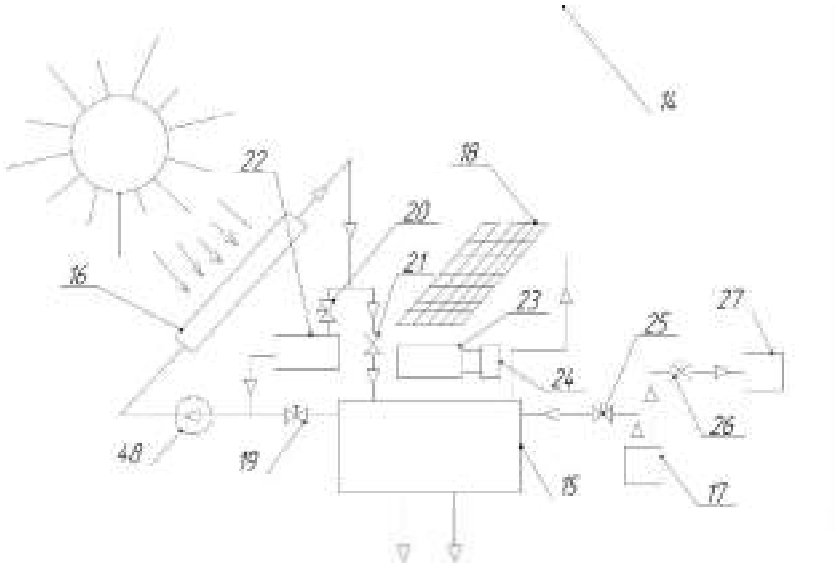


Рис. 3. Система генерации искусственного холода: 14 – холодильная система, 15 – АВХМ, 16 – солнечный коллектор, 17 – генератор топочных газов, 18 – солнечные батареи, 19, 20 и 21 – запорные вентили, 22, 24 и 27 – потребители тепла, 23 – система преобразования постоянного тока, 25 и 26 – запорно-регулирующие вентили, 48 – циркуляционный насос

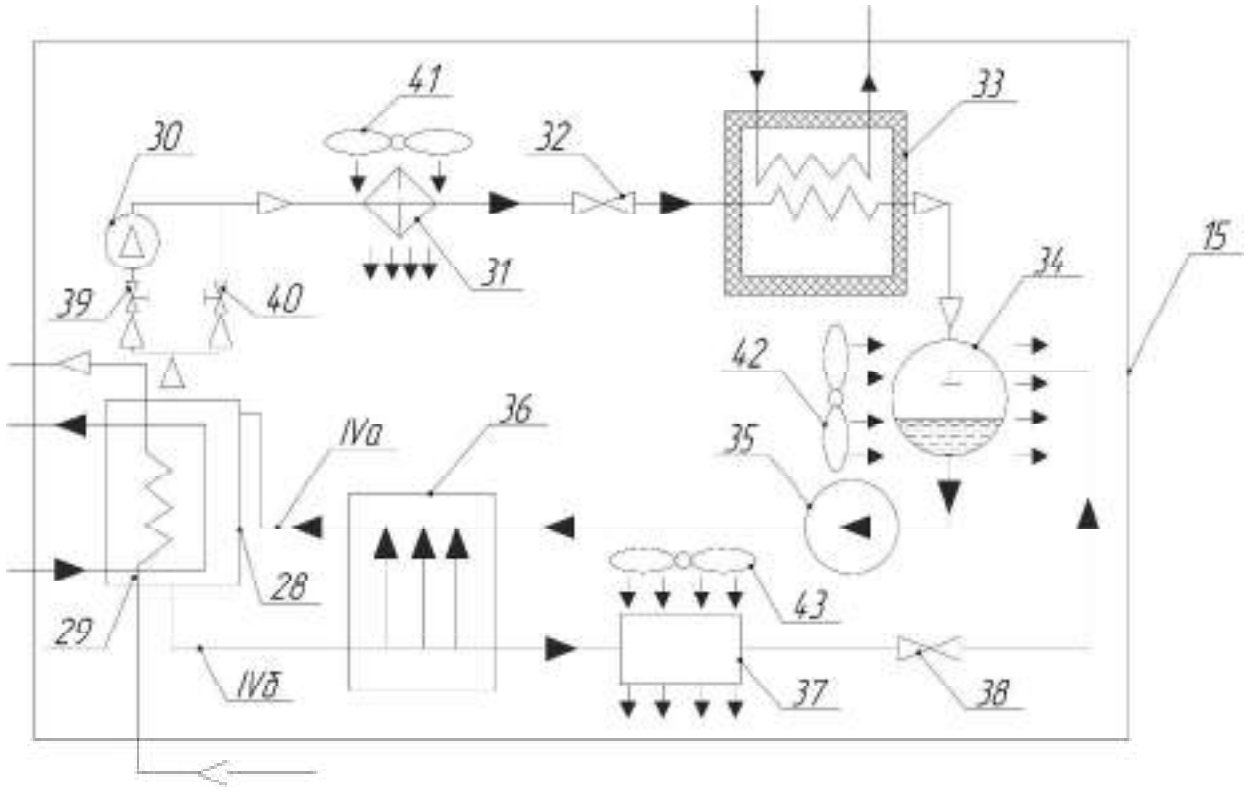


Рис. 4. Схема АВХМ с бустер-компрессором в составе системы охлаждения молока: 28 – генератор, 29 – ВАР, 30 – бустер-компрессор, 31 – конденсатор с воздушным охлаждением, 32 – дроссельное устройство жидкого аммиака, 33 – рассольный испаритель, 34 – абсорбер с воздушным охлаждением, 35 – циркуляционный насос крепкого ВАР, 36 – регенеративный теплообменник растворов, 37 – воздушный охладитель слабого ВАР, 38 – дроссельное устройство слабого ВАР, 39 и 40 – запорные вентили, 41,42 и 43 – воздушные вентиляторы теплорассеивающих элементов АВХМ

«Ночной» режим охлаждения молока.

Для охлаждения рассола используется теплорассеивающая панель 11, обеспечивающая охлаждение рассола на 5…10 °С ниже атмосферного воздуха.

Такой режим охлаждения может быть эффективно использован в зимнее время и переходные периоды года (весна-осень) без холодильной системы.

Рассол при помощи насоса 10 прокачивается по теплообменнику 8 при открытых вентилях 46 и 45 и закрытых вентилях 44 и 47. За счет радиационного охлаждения пластины 11 производится охлаждение рассола в каналах 12.

В «ночном» режиме используется как естественный холод атмосферы Земли, так и радиационное излучение в космическое пространство, а электрическая энергия используется только для работы циркуляционного насоса 10.

Выводы

1. Разработана методика моделирования режимов АВХМ и проведен анализ полученных результатов в широком диапазоне рабочих термодинамических параметров (температура окружающей среды – 17…47 °С, температура объекта охлаждения – минус 30…15 °С).

В основе методики лежит оригинальный алгоритм поиска минимально необходимой температуры греющей среды в зависимости от температур объекта охлаждения и охлаждающей среды реальной АВХМ. Показано, что при реализации традиционных циклов АВХМ имеются режимы с максимальной энергетической эффективностью в практических диапазонах температур охлаждающей среды (от 10 до 32 ºС) и объектов охлаждения (от минус 25 до минус 5 ºС). Для достижения таких оптимальных режимов необходимо соответствующая комбинация состава крепкого ВАР и температуры греющего источника.

2. Разработаны перспективные схемы автономных систем охлаждения на базе ПКХМ и АВХМ с использованием альтернативных возобновляемых источников энергии, в том числе и с использованием технологии НРО.

При разработке изучены особенности работы ПКХМ в условиях низких температур атмосферного воздуха (до 10 °С). Показаны значительные энергетические преимущества при работе конденсатора ПКХМ в условиях низких температурах атмосферного воздуха. В качестве рабочего тела ПКХМ рекомендован аммиак (R717), обеспечивающий максимальную энергетическую эффективность среди рассмотренных аналогов: R134a, R22, R600 (изобутан), R744 (CO_2).

При работе в системах охлаждения АВХМ с солнечными коллекторами с водой, в качестве теплоносителя, предложена схема с бустер-компрессором перед конденсатором.

Список литературы

[1] Босин И.Н. (1993). *Охлаждение молока на комплексах и фермах*. М.: Колос.

[2] Перельштейн Б.Х. (2008). *Новые энергетические системы.* Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-т.

[3] Морозюк Л.И. (2014). Теплоиспользующие холодильные машины – пути развития и совершенствования. *Холодильна техніка та технологія, 5(151),* 23-29. doi:http://dx.doi.org/10.15673/0453-8307.5/2014.28695.

[4] Титлов А. С., Сагала, Т. А., Артюх, В. Н., & Дьяченко Т. В. (2017). Анализ перспектив использования пароэжекторной и абсорбционной холодильных установок для охлаждения технологического газа и получения жидкого углеводородного топлива. *Холодильная техника и технология 53(6),* 11-18. doi:https://doi.org/10.15673/ret.v53i6.920.

[5] Kimball B.A. (1985). Cooling performance and efficiency of night sky radiators. *Solar Energy, 34, 1*, *Elsevier Science Ltd. Printed in the U.S.A.,*19-33.

[6] Цой А.П., Грановский А.С., Цой Д.А., Бараненко А.В. (2015). Влияние климата на работу холодильной системы, использующей эффективное излучение в космическое пространство. *Холодильная техника, 1,* 43–47.

[7] Yong C. et al., (2015). Performance analysis on a building-integrated solar heating and cooling panel. *Renewable Energy,74,* 627-632.

[8] Zhiguang Zhou, Xingshu Sun, Peter Bermel. (2016). *Radiative cooling for thermophotovoltaic systems. Infrared Remote Sensing and Instrumentation XXIV*, San Diego, California, August 28, 2016.

[9] Prommajak T., Phonruksa J., Pramuang S. (2008). Passive cooling of air at night by the nocturnal radiation in Loei, Thailand. *Int. J. Renew. Energy, 3, 1,* 33–40.

[10] Eleftherios Bourdakis, Ongun B. Kazanci, Bjarne W. Olesen, F. Grossule (2016). *Simulation Study of Discharging*

PCM Ceiling Panels through Night - time Radiative Cooling. ASHRAE Annual Conference, St. Louis, 2016.

[11] Imroz Sohel M., Zhenjun Ma, Paul Cooper, Jamie Adams, Lloyd Niccol and Stefan Gschwander. (2014). *A Feasibility Study of Night Radiative Cooling of BIPVT in Climatic Conditions of Major Australian Cities*. *Asia – Pacific solar research conference, November 2014.*

[12] Осадчук Е.А., Титлов А.С., С.Ю. Мазуренко С.Ю. (2014). Определение энергетически эффективных режимов работы абсорбционной водоаммиачной холодильной машины в системах получения воды из атмосферного воздуха. *Холодильна техніка та технологія, 4,* 54–57.

[13] Титлов А.С. (2006). Научно-технические основы энергосбережения при проектировании холодильных аппаратов с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами. *Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій, 29*, 194–200.

[14] Осадчук Е.А., Титлов А.С. (2011). Аналитические зависимости для расчета термодинамических параметров и теплофизических свойств водоаммиачного раствора. *Наукові праці ОНАХТ, 39,* 178–182.

[15] Цой А.П., Грановский А.С., Мачуев Ю.И., Филатов А.С. (2015). Обзор проведенных экспериментальных исследований эффективного излучения холодильной системы в космическое пространство. *Вестник МАХ, 3.* 28–33.

[16] Мартыновский В.С., Мельцер Л.З., Минкус Б.А. (1982). *Холодильные машины: справочник*. М.: Легкая и пищевая пром-ть.

Titlov A., Tsoy A., Alimkeshova A., Jamasheva R.

Development of cooling systems based on renewable sources of heat energy

Text of the annotation*. The analysis of the possibilities of using nighttime radiation (NRA) for additional heat removal from the elements of the liquid cooling system was performed. To increase the energy efficiency of autonomous cooling systems, it was proposed to use absorption water-ammonia chillers and vapor compression chillers, which will allow to create cold reserves in the cold-accumulation system during daylight hours.*

Keywords: *night radiation cooling, solar absorption water-ammonia chiller, milk cooling*

Тітлов О. С., Цой О. П., А. Х. Алімкешова А. Х., Джамашева Р. А.

Розробка систем охолодження на базі поновлюваних джерел теплової енергії

Текст анотації*. Виконано аналіз можливостей використовувати нічний радіаційне випромінювання (НРО) для додаткового відводу тепла від елементів системи рідинного охолодження. Для підвищення енергетичної ефективності автономних систем охолодження запропоновано використовувати абсорбція водоаміачних холодильні машини і парокомпресійні холодильні машини, які дозволять в світлий час доби створювати запаси холоду в системі холодоаккумуляції.*

Ключові слова: *нічний радіаційне охолодження, сонячна абсорбційна водоаміачних холодильна машина, охолодження молока*

УДК 621.436.13

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ МОД ОХЛАЖДЕНИЕМ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩЕЙ УСТАНОВКОЙ

к.т.н. *Андреев А.А., к.п.н. доцент Андреева Н.Б.,*
Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова

Проблема снижения топливной экономичности при повышенных температурах наружного воздуха и забортной воды особенно остро стоит в высоконаддувных судовых длинноходовых МОД, степени повышения давления воздуха в которых $\pi_к$ = 3…4,5, в перспективе $\pi_к$ = 5, а температура наддувочного воздуха достигает 220…260 °С, соответственно возрастают и потери теплоты с охлаждающей наддувочный воздух водой и выпускными газами.

Прежде чем оценивать эффективность охлаждения наддувочного воздуха в теплоиспользующей системе охлаждения, проанализируем возможность интегрирования такой системы в систему наддува судового МОД.

Исследуемая система на базе эжекторного термотрансформатора представлена на рис. 1, что позволяет судить о конструктивных особенностях интегрирования эжекторного термотрансформатора в систему наддува судового МОД.

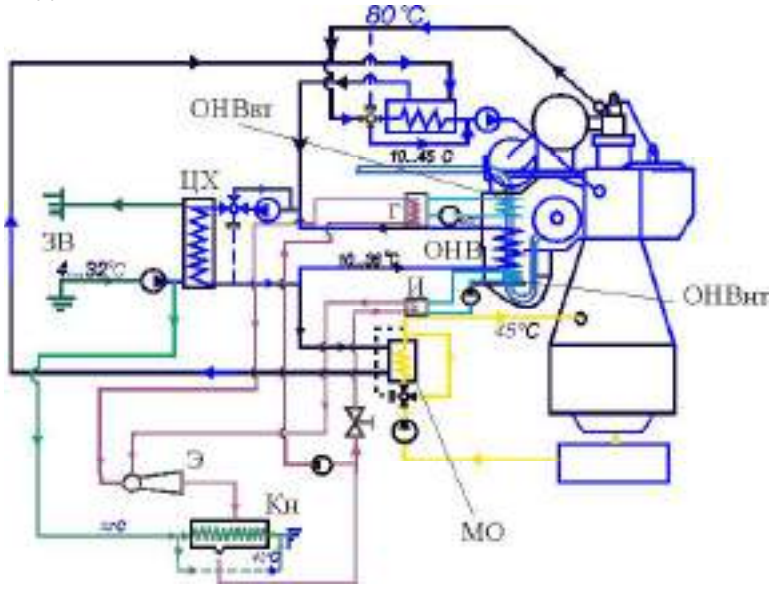


Рисунок 1. Исследуемая система охлаждения МОД на базе эжекторного термотрансформатора.

Как видно, в теплоиспользующей системе охлаждения используются теплообменники – штатные ОНВ: высоко-, средне- и низкотемпературные ОНВ ($ОНВ_{вт}$, $ОНВ_{ст}$ и $ОНВ_{нт}$), а наличие промежуточного водяного контура, к которому подключают теплообменники с фазовым переходом низкокипящего рабочего тела исключает необходимость вторжения в тракт наддувочного воздуха вообще.

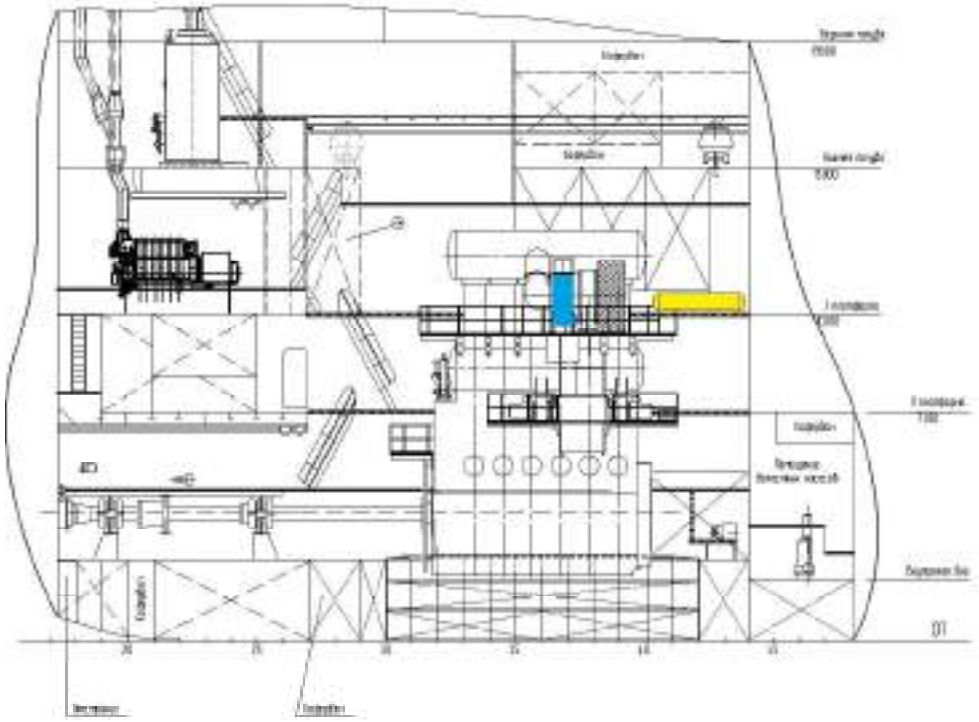


Рисунок 2. Компоновка теплоиспользующей системы охлаждения для МОД в машинном отделении балкера (вид на левый борт).

Благодаря дополнительному охлаждению воздуха в штатном ОНВ (в качестве второй, промежуточной, ступени) трехступенчатая трехконтурная система охлаждения обеспечивает максимальную глубину охлаждения наддувочного воздуха – намного ниже температуры $t_{зв}$ забортной воды. Однако ее недостатком является зависимость глубины охлаждения воздуха от температуры $t_{зв}$, хотя при наличии промежуточной ступени охлаждения наддувочного воздуха забортной водой генерируемого в эжекторном термотрансформаторе холода достаточно для глубокого охлаждения воздуха при повышенных температурах $t_{зв}$.

Реальный эффект от охлаждения наддувочного воздуха зависит от меняющихся в течение рейса температуры наружного воздуха, которая определяет его тепловой потенциал как источника теплоты, и забортной воды, от которой зависит потенциально возможная глубина охлаждения воздуха, и, собственно, потребность в применении машинного холода в дополнение к охлаждению забортной водой.

Достоверность теоретических результатов обеспечивалась сопоставлением результатов расчета по математической модели процессов охлаждения наддувочного воздуха в эжекторном термотрансформаторе с данными по тепловым нагрузкам и количеству влаги, выпадающей в процессе охлаждения воздуха, а также применением для оценки влияния охлаждения наддувочного воздуха на показатели МОД (удельный расход топлива) программы "Mandieselturbo". Результаты расчетов также подтверждены данными ходовых испытаний МОД в широком диапазоне изменения эксплуатационных условий.

Таким образом, по результатам исследования вопросов, связанных с особенностями конструкции ОНВ и термотрансформатора, совместной эксплуатацией ОНВ и термотрансформатора (выпадение влаги и ее отведение), применением низкокипящих рабочих тел в термотрансформаторе, с учетом современных технологических возможностей и накопленного опыта эксплуатации термотрансформаторов на низкокипящих рабочих телах можно сделать вывод о работоспособности системы наддува судового МОД с термотрансформатором.

1. Установлено, что охлаждение наддувочного воздуха МОД в теплоиспользующей системе охлаждения, утилизирующей теплоту наддувочного воздуха, обеспечивает снижение его температуры до 15…25 ºС и сокращение удельного расхода топлива на 1,5…2,5 г/(кВт·ч) по сравнению с его охлаждением забортной водой.

2. Предложены схемно-конструктивные решения системы охлаждения наддувочного воздуха для МОД и разработаны рекомендации их проэктирования, что обеспечивает эффективную эксплуатацию МОД при повышенных внешних температурах; предложены схемно-конструктивные решения системы охлаждения наддувочного воздуха для МОД и разработаны рекомендации их проэктирования, что обеспечивает эффективную эксплуатацию МОД при повышенных внешних температурах.

УДК: 66.014+001.18+338.3

ВПЛИВ ХОЛОДИЛЬНОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ НА ДОВКІЛЛЯ

Талибли Руслан Емінович Аспірант[1], Хмельнюк Михайло Георгійович д.т.н. проф[2].
Одеська національна академія харчових технологій[1]; Одеська національна академія харчових технологій[2]
Україна, Одеса[1]; Україна, Одеса[2]
ruslantalibli@gmail.com1; hmel_m@ukr.net2

Анотація. В даному дослідженні розглянуто вплив сектору холодильної промисловості на довколишнє середовище, який включає в себе: кондиціювання повітря теплові насоси та криогенну техніку. Розглянуто вплив прийнятої у 2016 році Кігалійської поправки внесеної до Монреальського протоколу. Розглянуто вплив поступового скорочення виробництва і споживання хлорфторвуглеців (ХФУ). Враховано вплив непрямих викидів парникових газів. Проведено оцінку впливу охолодження на зміну клімату.
Ключові слова: Монреальський протокол; Кігальйська поправка; Холодильна промисловість; Парникові гази; Прямі викиди; Непрямі викиди;

Вступ

Холодильна промисловість у даний період часу нараховує 3 мільярди систем що працюють на холодоагентах [1].

Холодильна промисловість включає в себе кондиціонування повітря, теплові насоси, та криогенну техніку. На ці сектора сумарно приходиться 7.8% світових викидів парникових газів. Серед цих викидів 37% складають прямі викиди хлорфторвуглеводи (ХФВ), гідрофторвуглеводи (ГФВ), а 63% - непрямі викиди пов'язані з виробництвом і транспортуванням енергії яку використовують холодильні системи. Очікується що об'єм холодильної промисловості буде збільшуватися що в свою чергу призведе до збільшення викидів парникових газів. З прийняттям у 2016 році Кігалійської поправки очікується поступове скорочення виробництва та зменшення споживання речовин які можна охарактеризувати як парникові гази та речовини що збільшують парниковий ефект.

Основна частина

1.1 Прямі і непрямі викиди парникових газів.

Прямі викиди виникають під час робіт з технічного обслуговування або коли термін служби холодильного обладнання минув, але вони також можуть бути викликані витоками під час роботи. Непрямі викиди виникають в результаті виробництва енергії, необхідної для роботи систем охолодження. Викиди CO2 в основному утворюються при спалюванні різних видів палива. Викиди метану (CH4) в утворюються при видобутку вугілля, а також в основному здобиччю природного газу. Викиди закису азоту (N2O) значно генеруються при спалюванні вугілля.

Існують і інші джерела непрямих викидів, такі як рефрижераторні транспортні та адсорбційні системи, які використовують спалювання палива в якості джерела тепла. Однак з урахуванням кількості одиниць обладнання які знаходяться в експлуатації, викиди з цих систем незначні в порівнянні з іншими видами викидів від обладнання.

Далі наведено коротку характеристику цілей Монреальського і Кіотського протоколів.

Таблиця 1: Короткий виклад цілей Монреальського [2, 3] і Кіотського [4] протоколів.

Монреальський протокол:
• Припинити виробництво і споживання ХФУ до 1996 року для розвинених країн і до 2010 року для країн, що розвиваються (Лондонська поправка, 1990 рік). • Припинити виробництво і споживання ГХФУ до 2020 року для розвинених країн і до 2030 року для країн, що розвиваються (Монреальська поправка, 2007). • Скорочення виробництва і споживання ГФУ на 85% до 2036 році для розвинених країн і на 80 або 85% у 2045 році або у 2047 році для країн, що розвиваються (Поправка Кігалі, 2016 рік).
Ріо-де-Жанейрська конвенція і Кіотський протокол:
• Мета: «Стабілізувати концентрації парникових газів (ПГ) в атмосфері на рівні, що запобігає антропогенним порушення, які можуть поставити під загрозу кліматичну систему». •Знизити споживання та виробництво 6 парникових газів: CO2 (діоксид вуглецю), CH4 (метан), N2O (закис азоту), HFC (гідрофторвуглеці), PFC (перфторуглероди) і SF6 (гексафторид сірки). • Паризька хартія стосується цих 6 парникових газів.

У таблиці 2 перераховані парникові гази, розглянуті у цьому дослідженні. потенціал глобального потепління [5] дані на столітній період, ґрунтуючись на часі життя в верхніх шарах атмосфери. Прямі оцінки викидів враховують, що ХФУ, ГХФУ і ДФУ використовуються не у холодильній промисловості.

Таблиця 2: Список ПГ, що викидаються холодильною промисловістю.

Речовина		GWP100	Тривалість життя (в роках)
Прямі викиди			
CFC	CFC-11	4.660	45.0
	CFC12	10.200	100.0
	CFC-115	7.670	1,020
HCFC	HCFC-22	1.760	11.9
	HCFC-123	79	1.3
	HCFC-124	527	5.4
HFC	HFC-32	677	5.2
	HFC-125	3.17	28.2
	HFC-134a	1.3	13.4

	HFC-143a	4.8	47.1
	HFC-152a	138	1.5
	CO_2	1	-
	CH_4	28	12.4
	N_2O	265	121

2. Оцінка впливу холодильної промисловості на зміну клімату

2.1 Оцінка впливу парникових газів від холодильної промисловості на сонячну радіацію.

Оцінка впливу холодильної промисловості на зміну клімату визначається декількома параметрами: Сонячною радіацією, яка визначається швидкість зміни кількості сонячної радіації на одиницю площі земної кулі [6], виміряну в верхній частині тропосфери і розраховану у вати на квадратний метр (Вт/м^2). Та, потенціалом глобального потепління (ПГП) який визначається як інтегроване за часом глобальне середнє радіаційне випромінювання внаслідок імпульсного випромінювання маси газу щодо імпульсного випромінювання рівної маси еталонного газу CO2 [7]. Крім того, були розроблені інші показники, такі як GTP, і GTP і TEMP [8, 9, 10, 11, 12], але не було досягнуто консенсусу з питання заміни показана GWP (ПГП) [13].

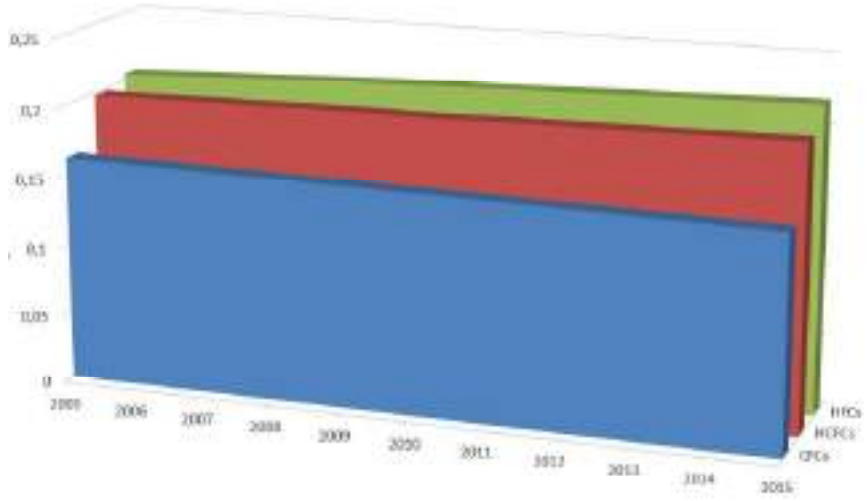
На малюнку 1 показано, що на частку ХФУ припадає більша частина радіаційного впливу від холодоагентів (69% в 2015 році – 0.16 Вт.м^2). На перший погляд це може по-здаватися дивним, враховуючи, що ХФУ регулюється Монреальським протоколом з 1987 року і що з 2010 року їх виробництво було припинено в усіх країнах. З іншого боку, це має сенс, якщо враховувати атмосферний час життя ХФУ. Викиди ХФУ досягли свого піку в 1990-х роках, але продовжують складати значну частину бюджету радіаційного впливу сьогодні. Проте, їх вплив зменшується. Це ясно показує позитивний вплив Монреальського протоколу.

При цьому справедливо припустити, що ХФУ буде і надалі складати значну частину загального радіаційного впливу [14] протягом багатьох десятиліть. У разі ГХФУ можна відзначити невелике збільшення значень радіаційного впливу. Очікується, що він стабілізується в 2020 році, а потім зменшиться [14] в результаті поступової відмови від Монреальського протоколу і в зв'язку з їх відносно коротким терміном служби (близько 10 років).

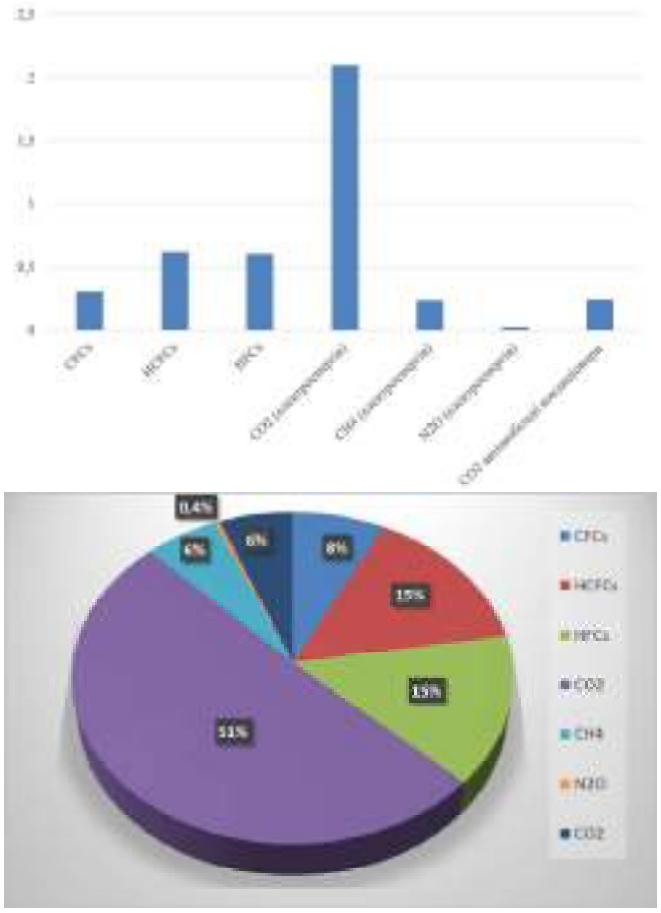
2.2. Глобальні викиди парникових газів

Мета цього розділу - кількісно оцінити загальний вплив усіх поточних викидів, створюваних холодильною промисловістю.

У 2014 році малюнок 2, ДФУ і ГХФУ генерували приблизно однакову кількість викидів (0,6 од. до еквіваленту до CO2.).



Малюнок 1 Зміни в загальному радіаційному впливі Вт/м^2 ХФУ, ГХФУ і ДФУ (для холодильної промисловості в цілому) з 2005 по 2015 року. Поточні тенденції в даний час показують зменшення викидів ГХФУ [15] в результаті Монреальського протоколу і збільшення викидів ДФУ [16]. По-кільки правила ДФУ, впроваджені в декількох країнах, є недавніми, їх вплив набагато менше. Коли мова йде про ХФУ, їх сумарні викиди становлять 0,31 Гт CO2 екв., Що на 96% нижче рівня викидів на початку 1990-х років [5].



Малюнок 2: Викиди різних ПГ (в еквіваленті до CO2) в 2014 році і розподіл кожного з них.

2.2 Регіональні викиди

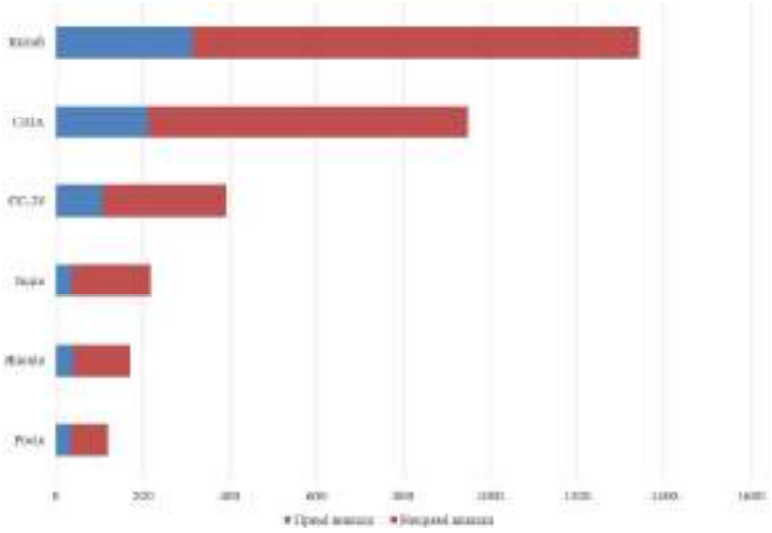
У цьому розділі ми наводимо оцінки регіональних і національних викидів парникових газів, що виникають в результаті роботи холодильної промисловості. Ці оцінки засновані на даних регіональних і національних доповідей Рамкова конвенція зміни клімату ООН (РКЗК ООН) [17] в рамках Кіотського протоколу і конкретних досліджень по деяким країнам.

Китай [18, 19,] і США [20, 21] генерують найбільшу кількість викидів ПГ, при 1000 Мт,CO2 екв і 750 Мт,CO2 екв відповідно (Малюнок 3). Це становить майже 43% світових викидів в секторі холодильного обладнання. Європейський Союз [22,23], друга за величиною економічна зона (з точки зору валового внутрішнього продукту (ВВП)) в світі після Сполучених Штатів, генерує викиди ПГ в 2,6 рази менше, ніж США, незважаючи на велику чисельність населення. Слід також зазначити, що Індія [20, 21], друга за чисельністю населення країна в світі, має відносно низькі викиди - всього 180 Мт,CO2 екв. Це свідчить про відсутність широко поширеного охолодження в країні на сьогоднішній день. Але ці викиди, як очікується, зростуть в найближчому майбутньому через значне збільшення попиту на охолодження. Щоб краще зрозуміти використання холодильного обладнання та відповідні викиди, коисно проаналізувати викиди на душу населення (Малюнок 4).

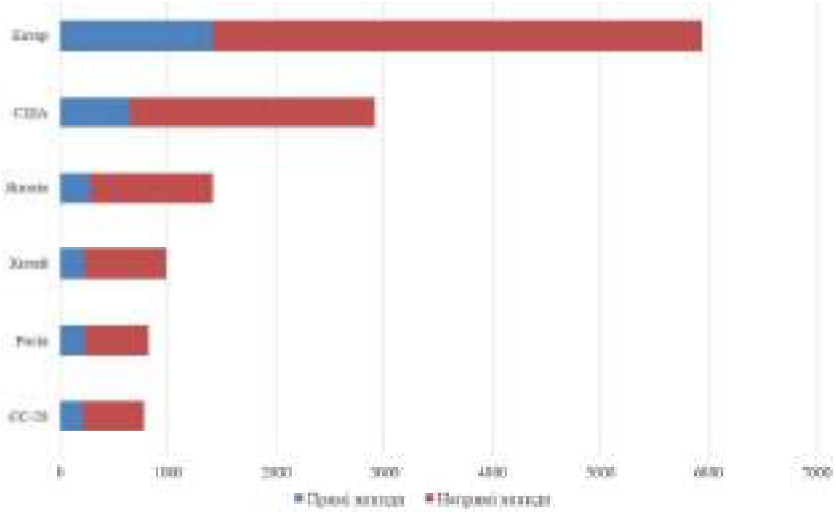
Висновки

Без реалізації Кігалійской поправки викиди ГФУ в секторі холодильного обладнання зростуть до 3-4 Гіга тон CO2екв в 2050 році. Однак, згідно з оцінками IIR, в разі реалізації Кігалійской поправки викиди ГФУ складуть приблизно 0,7 Гт CO2-екв в 2050 році після того, як вони досягли піку в 1,5 Гт CO2-екв в кінці 2020-х років. В цілому, за пери-од 2015-2050 рр. Це означає скорочення сукупних викидів ДФУ на 44-51%. З поправкою Кігалі ми отримаємо сукупну кількість викидів в 39 Гт CO2 екв. Без Кігалійской поправки загальна сума зросте до 70-80 Гт CO2-екв. Важливо підкреслити той факт, що, регулюючи використання ДФУ, Поправка Кігалі запобіжить істотному підвищенню середньої температури від 0.1, °C÷0.3 ,°C до 2100 року. Слід зазначити, що часто згадуваний показник 0.5, °C це переоцінка. Цей результат має бути розглянутий в перспективі з метою

Паризької угоди, яке має обмежити підвищення середньої глобальної температури набагато нижче 2, °C що є вище того результату який прогнозувався у доіндустріальний період.



Малюнок 3. ***Викиди парникових газів по регіонах в Mm,CO2 екв.***



Малюнок 4. ***Викиди парникових газів на одиницю населення по регіонах в Mm,CO2 екв.***

REFERENCES

[1] IIR, COULOMB Didier, DUPONT Jean-Luc, PICHARD Audrey. The Role of Refrigeration in the Global Economy. 29th Informatory Note on Refrigeration Technologies [online]. 2015. Available on: <http://www.iifiir.org/userfiles/file/publications/notes/NoteTech_29_EN.pdf> (Accessed 14/06/2019)

[2] CLARK Ezra, WAGNER Sonja. The Kigali Amendment to the Montreal Protocol: HFC Phase Down. *OzonAction Fact Sheet* [online]. 2016. Available on: <http://bit.ly/OzonAction-FactSheet-Kigali> (Accessed 14/06/2019)

[3] IIR. Summary sheet on the Montreal Protocol. *IIR Summary Sheet* [online]. 2017. Available on: <http://bit.ly/IIR-Summary-Montreal-EN> (Accessed 14/06/2019)

[4] IIR. Summary sheet on the Kyoto Protocol. *IIR Summary Sheet* [online]. 2017. Available on: <http://www.iifiir.org/userfiles/file/webfiles/regulation_files/Kyoto_EN.pdf> (Accessed 14/06/2019)

[5] WMO, UNEP, National OCEANIC AND ATMOSPHERIC ADMINISTRATION, NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION, EUROPEAN COMMISSION. *Scientific Assessment of Ozone Depletion: 2014* [online]. WMO Global Ozone Reasearch and Monitoring Project - Report No. 56. Geneva, 2014. 92 pages. Available on: <http://bit.ly/WMO-Scientific-Assessment> (Accessed 14/06/2019)

[6] SOLOMON Susan, QIN Dahe, MANNING Martin, et al. *Climate Change 2007 - The physical science basis* [online]. Contribution of working group I - Fourth assessment report - Frequently asked questions. Geneva, 2007. 43 pages. Available on: <https://www.ipcc.ch/pdf/assessment-report/ar4/wg1/ar4-wg1-faqs.pdf> (Accessed 14/06/2019)
[7] MYRHE Gunnar, SHINDELL Drew, BRÉON François-Marie, et al. Anthropogenic and natural radiative forcing [online]. In: *Climate Change 2013 - The Physical Science Basis*. Genève, 2013. Available on: <http://bit.ly/GIEC-Anthropogenic-Natural-Radiative-Forcing> (Accessed 14/06/2019)
[8] TANAKA Katsumasa, O'NEILL Brian, ROKITYANSKIY Dmitry et al. Evaluating global warming potentials with historical temperature. *Climatic Change* [online]. 2009. Available on: <http://bit.ly/Evaluating-GWP-with-Historical-Temperature> (Accessed 14/06/2019)
[9] FUGLESTVEDT Jan, SHINE Keith, BERNTSEN Terje, et al. Transport impacts on atmos-phere and climate: Metrics. *Atmosheric Environment* [online]. 2010. Available on: <https://doi.org/10.1016/j.atmosenv.2009.04.044> (Accessed 14/06/2019)
[10] PETERS Glen, AAMAAS Borgar, BERNTSEN Terje, et al. The integrated global temperature change potential (iGTP) and relationships between emission metrics. Environmental Research Letters. [online]. 2011. Available on: <http://bit.ly/IGTM-and-relationships-between-emission-metrics> (Accessed 14/06/2019)
[11] EKHOLM Tommi, LINDROOS Tomi J., SAVOLAINEN Ilkka. Robustness of climate metrics under climate policy ambiguity. *Environmental Science & Policy* [online]. 2013. Available on: <http://dx.doi.org/10.1016/j.envsci.2013.03.006> (Accessed 14/06/2019)
[12] KUIJPERS Lambert. The use of the gwp indicator in refrigerant selection. In: *Proceedings of the Ammonia Refrigeration Technology Conference, April 14-16 2011, Ohrid, Macedonia.* [online]. Available on: <http://bit.ly/Kuijpers-Fridoc-2011-EN> (Accessed 14/06/2019)
[13] KUIJPERS Lambert. The use of the gwp indicator in refrigerant selection. In: *Proceedings of the Ammonia Refrigeration Technology Conference, April 14-16 2011, Ohrid, Macedonia.* [online]. Available on: <http://bit.ly/Kuijpers-Fridoc-2011-EN> (Accessed 14/06/2019)
[14] RIGBY Matt, PRINN R. G., O'DOHERTY S., et al. Recent and future trends in synthetic greenhouse gas radiative forcing. *Geophysical Researc Letters* [online]. 2014. Available on: <http://doi.wiley.com/10.1002/2013GL059099> (Accessed 14/06/2019)
[15] MONTZKA Stephen A., MCFARLAND M., ANDERSEN S. O., et al. Recent trends in global emissions of hydrochlorofluorocarbons and hydrofluorocarbons: reflecting on the 2007 adjust-ments to the Montreal Protocol. *Journal of Physical Chemistry A* [online]. 2011. Available on: <http://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/jp5097376> (Accessed 14/06/2019)
[16] VELDERS Guus, FAHEY David, DANIEL John, et al. Future atmospheric abundances and cli-mate forcings from scenarios of global and regional hydrofluorocarbon (HFC) emissions. *Atmosheric Environment* [online]. 2014. Available on: <https://doi.org/10.1016/j.atmosenv.2015.10.071> (Accessed 14/06/2019)
[17] UNFCCC. National Reports. In: *UNFCCC website* [online]. Available on: <http://unfccc.int/national_reports/items/1408.php> (Accessed 14/06/2019)
[18] LI Zhifang, BIE Pengju, WANG Ziyuan, et al. Estimated HCFC-22 emissions for 1990-2050 in China and the increasing contribution to global emissions. *Atmoshere Environment* [online]. 2016. Available on: <http://dx.doi.org/10.1016/j.atmosenv.2016.02.038> (Accessed 14/06/2019)
[19] FANG Xuekun, VELDERS Guus, RAVISHANKARA A. R., et al. Hydrofluorocarbon (HFC) Emissions in China: An inventory for 2005-2013 and projections to 2050. *Environmental Science & Technology* [online]. 2016. Available on: <http://pubs.acs.org/doi/pdf/10.1021/acs.est.5b04376> (Accessed 14/06/2019)
[20] SIMMONDS Paul, DERWENT R. G., MANNING A. J., et al. USA Emissions estimates of CH3CHF2, CH2FCF3, CH3CF3 and CH2F2 based on in situ observations at Mace Head. *Atmospheric Environment* [en ligne]. 2015. Available on: <http://dx.doi.org/10.1016/j.atmosenv.2015.01.010> (Accessed 14/06/2019)
[21] MILLET Dylan, ATLAS Elliot, BLAKE Donald, et al. Halocarbon emissions from the United States and Mexico and their Global Warming Potential. *Environmental Science & Technology* [online]. 2009. Available on: <http://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/es802146j> (Accessed 14/06/2019)
[22] GRAZIOSI F., ARDUINI J., FURLANI F., et al. European Emissions of the powerful greenhouse gases hydrofluorocarbons inferred from atmospheric measurements and their comparison with annual national reports to UNFCCC. *Atmosheric Environment* [online]. 2017. Available on: <http://dx.doi.org/10.1016/j.atmosenv.2017.03.029> (Accessed 14/06/2019)

[23] GRAZIOSI F., ARDUINI J., FURLANI F., et al. European emissions of HCFC-22 based on eleven years of high frequency atmospheric measurements and a Bayesian inversion method. *Atmospheric Environment* [online]. 2015. Available on: <http://dx.doi.org/10.1016/j.atmosenv.2015.04.042> (Accessed 14/06/2019)

Талыблы Руслан Эминович Аспирант, Хмельнюк Михаил Георгиевич

ВЛИЯНИЕ ХОЛОДИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ НА ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ

Аннотация.
В данном исследовании рассмотрено влияние сектора холодильной промышленности на окружающую середу, который включает в себя: кондиционирование воздуха, тепловые насосы и криогенную технику. Рассмотрено влияние принятой в 2016 году Кигалийськой поправки внесенной в Монреальского протокола. Рассмотрено влияние постепенного сокращения производства и потребления хлорфторуглеродов (ХФУ). Учтено влияние косвенных выбросов парниковых газов. Проведена оценка влияния охлаждения на изменение климата.
Ключевые слова. Монреальский протокол; Кигалийська поправка; Холодильная промышленность; Парниковые газы; Прямые выбросы; Косвенные выбросы;

Talybly Ruslan Eminovich Graduate student; Khmelniuk Mikhail Georgievich

INFLUENCE OF THE REFRIGERATING INDUSTRY ON ENVIRONMENT

Abstract
This study examined the impact of the refrigeration industry sector on the environment, which includes: air conditioning, heat pumps and cryogenic equipment. The impact of the 2016 Kigali Amendment introduced in the Montreal Protocol was considered. The effect of a gradual reduction in the production and consumption of chlorofluorocarbons (CFCs) is considered. The effect of indirect greenhouse gas emissions has been taken into account. An assessment of the effects of cooling on climate change has been carried out.
Keywords: Montreal Protocol; Kigali amendment; Refrigeration industry; Greenhouse gases; Direct emissions; Indirect emissions;

УДК 621.577.4

ТЕПЛОНАСОСНА СИСТЕМА ПОВІТРЯНОГО ОПАЛЕННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЇ З ВИКОРИСТАННЯМ ВІДПРАЦЬОВАНОГО ПОВІТРЯ

Безродний М.К. д.т.н., професор[1], Притула Н.О. к.т.н.[1], Опанасюк І. Ю. студент[1]
[1] НТУУ "КПІ ім. Ігоря Сікорського", м. Київ, Україна.
m.bezrodny@kpi.ua, npritula@ukr.net, iraopanasyk97@gmail.com

Анотація. *Проведено термодинамічний та числовий аналіз енергетичної ефективності теплонасосної системи повітряного опалення та вентиляції з рекуператором теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря. Отримано комплекс рівнянь, що характеризують термодинамічний стан теплонасосної системи, та питомі затрати зовнішньої енергії на опалення і вентиляцію.*
Ключові слова*: теплонасосна сисема опалення та вентиляції; повітряний тепловий насос; рекуператор; рециркуляція відпрацьованого повітря.*

На сьогоднішній день, виходячи зі збільшення використання невідновлювальних джерел енергії, що призводить до зменшення їх у світі, все більше країн переходять на відновлювальні джерела енергії. Основною проблемою сучасності є економія природних ресурсів Землі, та використання екологічно безпечної альтернативи. Утилізація теплоти вентиляційного повітря – найбільш реальний спосіб використання низькопотенціальних вторинних енергоресурсів. Його варто розглядати як головне джерело зниження експлуатаційних витрат на теплову обробку зовнішнього припливного повітря в системах опалення, вентиляції і кондиціонування повітря приміщень [1-4].

Завдяки малій різниці температур відпрацьованого та припливного повітря досягається висока енергетична ефективність використання теплових насосів в системах повітряного опалення і вентиляції приміщень при помірних температурах навколишнього повітря. Однак, при пониженні температури зовнішнього

повітря ефективність простих теплонасосних систем суттєво зменшується, що обумовлює застосування більш складних схем. Їх можна реалізувати на основі поєднання теплового насоса з наступними способами утилізація теплоти вентиляційних викидів, а саме: рециркуляцією частини витяжного повітря та застосуванням рекуперативних теплообмінників-утилізаторів [6-7].

Визначено, що навіть при високих значеннях коефіцієнта рекуперації температура скидного повітря на виході із рекуператора суттєво перевищує температуру навколишнього середовища, це свідчить про апріорну ефективність теплонасосно-рекуперативних систем опалення та вентиляції. У свою чергу, коли повітря, що видаляється з приміщення, має досить високу температуру і не має у своєму складі шкідливих речовин, частина його у зимовий період не викидається назовні, а після очищення підмішується до припливного повітря для його підігріву, і отримана суміш подається у приміщення. Таким чином, за рахунок рециркуляції повітря досягається економія вартості установки й зменшення експлуатаційних затрат, оскільки зменшуються затрати на нагрів навколишнього повітря. Такі поєднання теплового насоса з засобами раціонального використання теплоти відпрацьованого вентиляційного повітря знаходять все більш широке застосування. Однак, кількісна оцінка енергетичної ефективності таких систем недостатньо висвітлена у літературі і потребує чіткого визначення.

Ціллю роботи є: аналіз термодинамічної ефективності теплонасосної системи повітряного опалення та вентиляції з рекуператором та рециркуляцією відпрацьованого повітря та розміщенням камери змішування перед конденсатором теплового насоса. Така схема не потребує перегріву повітря після конденсатора відносно заданої температури на вході в приміщення і, таким чином, покращує умови роботи теплового насосу.

В роботі [8] розглянуто ТНС повітряного опалення та вентиляції з використанням рекуператора теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря з камерою змішування, встановленою безпосередньо перед приміщенням (рис.1). При застосуванні часткової рециркуляції повітря в такій схемі зменшується витрата повітря через випарник та конденсатор теплового насоса, внаслідок чого має місце зменшення температури повітря на виході з випарника та значне підвищення температури на виході з конденсатора ТН для отримання повітря з заданою температурою на вході в опалювальне приміщення. Це у свою чергу призводить до погіршення температурних умов роботи ТН, що проявляється в суттєвому зменшенні коефіцієнта трансформації ТН.

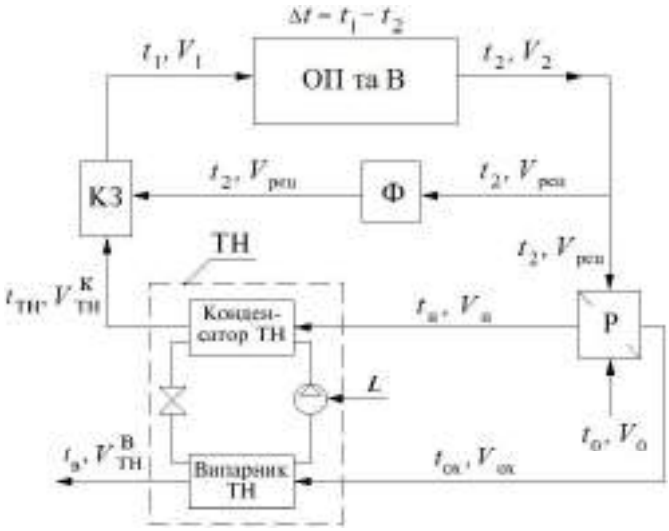


Рис. 1. ТНС повітряного опалення та вентиляції з використа–нням рекуператора теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря: ОП та В – об'єкт опалення та вентиляції; Р – рекуператор; Ф – фільтр; КЗ – камера змішування; ТН – тепловий насос.

Як показано в роботі [8] одночасне застосування рециркуляції повітря в теплонасосно-рекураторній схемі опалення та вентиляції дає позитивний ефект тільки при відносно невисоких значеннях коефіцієнта рекуперації, а при високих значеннях ($\eta_p = 0,8$) схема з рециркуляцією поступається своєю ефективністю більш простій схемі тільки з рекуператором. В зв'язку з цим прийнята до розгляду схема, яка зображена на рис.2.

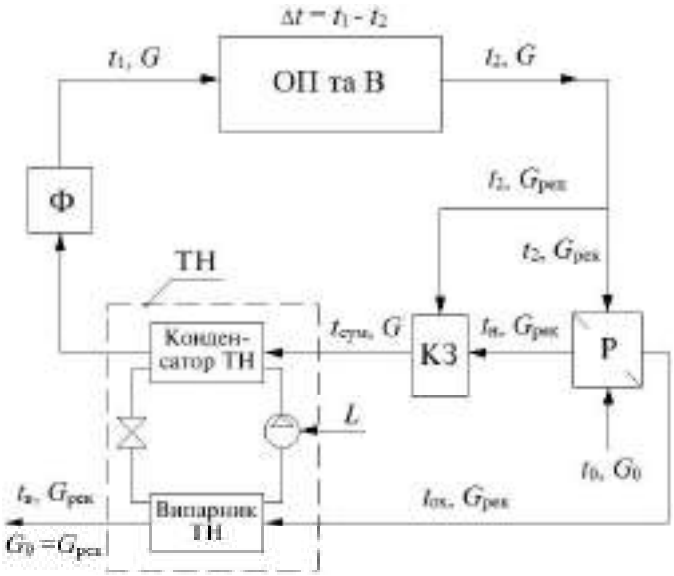


Рис. 2. Схема з частковою рециркуляцією та розміщенням камери змішування перед конденсатором ТН: ОП та В – об'єкт опалення та вентиляції; ТН – тепловий насос; Р – рекуператор; Ф – фільтр; К3 – камера змішування.

В схемі передбачена утилізація відпрацьованого вентиляційного повітря двома шляхами: шляхом часткової рециркуляції і рекуперації в теплообміннику-утилізаторі. Для цього, як видно з рис. 2, загальний потік відпрацьованого вентиляційного повітря з параметрами t_2, G після об'єкту опалення та вентиляції розділяється на два потоки. Перший потік з масовою витратою $G_{рек}$ направляється до теплообмінного апарату (рекуператора–утилізатора), у якому повітря з навколишнього середовища t_0 нагрівається до температури $t_н$ за рахунок охолодження відпрацьованого повітря до температури $t_{ох}$. Другий потік направляється у камеру змішування (К3), де змішується зі свіжим повітрям. Після чого повітря з температурою $t_{сум}$ направляються до конденсатора ТН. Охолоджене відпрацьоване повітря після рекуператора спрямовується до випарника ТН, де воно охолоджується і на виході має температуру $t_в$.

При такому компонуванні обладнання суміш повітря нагрівається у конденсаторі ТН до заданої температури t_1 на вході в приміщення і після очищення у фільтрі подається до приміщення.

Проведено термодинамічний аналіз вказаної системи за певних заданих умов навколишнього середовища, умов роботи обладнання та інших параметрів, які характеризують об'єкт опалення та вентиляції. Для порівняння двох шляхів утилізації теплоти відпрацьованого вентиляційного повітря, було розглянуто два режими роботи прийнятої до розгляду схеми (рис.2). Перший – з рециркуляцією відпрацьованого повітря, а другий – з рекуператором - утилізатором.

Отримано графіки зміни параметрів системи в залежності від температури зовнішнього повітря і параметрів теплоутилізаційних пристроїв відпрацьованого повітря.

При порівнянні двох способів утилізації теплоти відпрацьованого вентиляційного повітря (шляхом рециркуляції і рекуперації) виявлено, що перевагу слід віддавати рекуперації, оскільки вона створює більш сприятливі умови для роботи теплового насоса і забезпечує більш високу енергетичну ефективність всієї теплонасосної схеми повітряного опалення та вентиляції.

Додаткове застосування рециркуляції в теплонасосно-рекуператорній схемі опалення та вентиляції дає значний позитивний енергетичний ефект тільки при невисоких значеннях коефіцієнта рекуперації, зі збільшенням якого енергетичний ефект зменшується.

Теплонасосно-рекуператорна схема опалення та вентиляції з рециркуляцією відпрацьованого повітря має максимальний енергетичний ефект при розміщенні камери змішування потоків відпрацьованого та свіжого повітря перед конденсатором теплового насоса.

Список літератури:

1. Гершкович В. Ф. (2009). Особенности проектирования систем теплоснабжения зданий с тепловыми насосами. Киев: Украинская Академия Архитектуры ЧП "Энергоминимум". – 60 с.
2. Hadorn J.-C. (2015). Solar and Heat Pump Systems for Residential Buildings. London: Ernst & Young. –274 p.
3. Безродний М.К., Притула Н.О. (2016) Термодинамічна та енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання . Київ: НТУУ «КПІ». – 272 с.

М.К. Безродный, Н.А. Притула, И.Ю. Опанасюк.

ТЕПЛОНАСОСНАЯ СИСТЕМА ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ОТРАБОТАННОГО ВОЗДУХА

Аннотация. *Проведен термодинамический и численный анализ энергетической эффективности теплонасосной системы воздушного отопления и вентиляции с рекуператором теплоты и рециркуляцией отработанного воздуха. Получено комплекс уравнений, характеризующих термодинамическое состояние теплонасосной системы, и удельные затраты внешней энергии на отопление и вентиляцию.*

Ключевые слова: *теплонасосная система отопления и вентиляции; воздушный тепловой насос; рекуператор; рециркуляция отработанного воздуха.*

M.K. Bezrodny, N.O. Prytula, I.Yu. Opanasyuk

HEAT PUMP SYSTEM FOR AIR HEATING AND VENTILATION WITH USED EXHAUST AIR

Background. *Thermodynamic and numerical analysis of the energy efficiency of the heat pump system of air heating and ventilation with the heat recuperator and the recirculation of exhaust air was carried out. A complex of equations describing the thermodynamic state the heat pump system and the specific energy consumption of heating and ventilation are obtained.*

Keywords: *heat pump system of heating and ventilation; air heat pump; recuperator; recirculation of exhaust air.*

УДК 62.768+62.747+62.744

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ТЕПЛОНАСОСНО-АДСОРБЦІЙНОЇ СХЕМИ КОНСЕРВУВАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

Безродний М.К. д.т.н., професор, Майстренко О.О.
НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського»; НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського»
Україна, Київ; Україна, Київ
m.bezrodny@kpi.ua; maistrenko1010@gmail.com

Анотація. *В статті представлена розробка теплонасосно-адсорбційної схеми консервування енергетичного обладнання. Представлена технологічна схема та показники її роботи. Отримані результати свідчать про високу енергоефективність схеми, разом з тим створена схема забезпечує повний захист металевих поверхонь від дії корозії.*

Ключові слова*: захист металевого обладнання від корозії, консервування енергетичного обладнання, осушення повітря, адсорбційний осушувач.*

Вступ. Захист металевих конструкцій від корозії - актуальна проблема сучасної енергетики. Необхідно запобігати корозії енергетичного обладнання в періоди часу, коли воно не використовуються. При відсутності заходів зі збереження обладнання термін його експлуатації знижується та зростають фінансові витрати на ремонтні роботи і амортизаційні відрахування [1].

Волога повітря спричиняє надзвичайно високу швидкість корозії металевого обладнання. Але за низької відносної вологості повітря (нижче 40%) процеси корозії майже зупиняються і не руйнують метал.

Відомим ефективним методом для забезпечення низької відносної вологості повітря на вході в об'єкт осушування є використання адсорбційних осушувачів повітря. Разом з тим слід відмітити, що енергетична ефективність таких осушувачів досить низька внаслідок повної втрати теплоти зволоженого регенераційного повітря, що викидається в атмосферу.

Мета роботи. Метою проведеної роботи є поєднання адсорбційного осушувача повітря з теплонасосною установкою для утилізації теплоти відпрацьованого регенераційного повітря після абсорбційного ротора [2]. Дані дії викликані високими витратами електроенергії на підігрів регенераційного повітря в звичайних адсорбційних осушувачах, що в свою чергу збільшує фінансові витрати на виведення енергетичного обладнання в резерв.

Загальна частина. Для забезпечення високого осушення повітря, як консервуючого агенту, використовується селікагелевий адсорбційний ротор, а для підігріву і високоефективного регенерування теплоти регенераційного повітря застосовано тепловий насос, що суттєво зменшує споживання електричної

енергії в порівнянні з електричним нагрівом. На рис.1. представлена теплонасосно-адсорбційна схема консервування енергетичного обладнання. Зовнішнє повітря (0) з температурою t_0, вологовмістом d_0 і масовою витратою G_0 подається в камеру змішування, де змішується з рециркуляційним регенераційним повітрям (6), яке надходить після випарника теплового насоса з температурою $t_в$, вологовмістом $d_в$ і, масовою витратою $G_в$. Після змішування повітряна суміш (7) подається в конденсатор теплового насоса, де підігрівається до температури t_3 (т.3) і подається в ротор для його регенерації і видалення адсорбованої вологи. Після проходження через ротор регенераційне повітря (4) з температурою t_4 та вологовмістом d_4 розділяється на два потоки, один з яких викидається в оточуюче середовище (8), а інший направляється на випарник (5), де охолоджується і частково осушується. Після випарника теплового насоса рециркуляційне повітря подається в камеру змішування, де змішується зі свіжим повітрям.

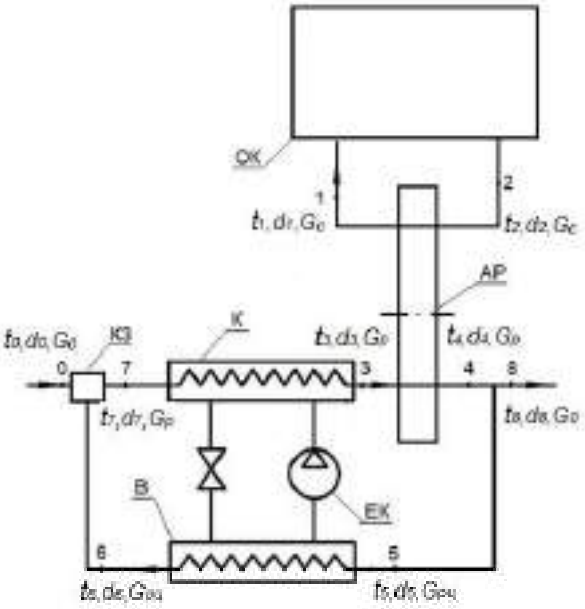


Рис. 1. *Принципова теплонасосно-адсорбційна схема осушування повітря в системі консервування металевого обладнання: К – конденсатор ТН; В – випарник ТН; ЕК – компресор; АР –адсорбційний ротор; КЗ- камера змішування; ОК – об'єкт консервування.*

Термодинамічний аналіз представленої на рис. 1 схеми дозволив отримати систему взаємопов'язаних рівнянь для параметрів вологого повітря в її вузлових точках в функції від параметрів зовнішнього атмосферного повітря при різних значеннях регенераційного повітря на вході в адсорбційний ротор. На основі числової реалізації цієї системи рівнянь були отримані графічні залежності коефіцієнта енергетичної ефективності роботи схеми (енергетичного ккд) від вищезазначених заданих параметрів повітря (атмосферного та на вході в ротор), що являє собою відношення теплоти, використаної на випаровування вологи, до затраченої електричної енергії на функціонування схеми осушення повітря.

На рис.2 представлений графік залежності енергетичного ккд системи від температури зовнішнього повітря (горизонтальна вісь) та температури повітря на вході в адсорбційний ротор (після конденсатора ТН). Із наведеного вище графіку можна зробити висновок, що застосування теплового насосу для підігріву регенеративного повітря є доцільним. Витрати електроенергії на осушення робочого повітря зменшуються від 2 до 7 разів в порівнянні з базовою схемою без теплового насоса.

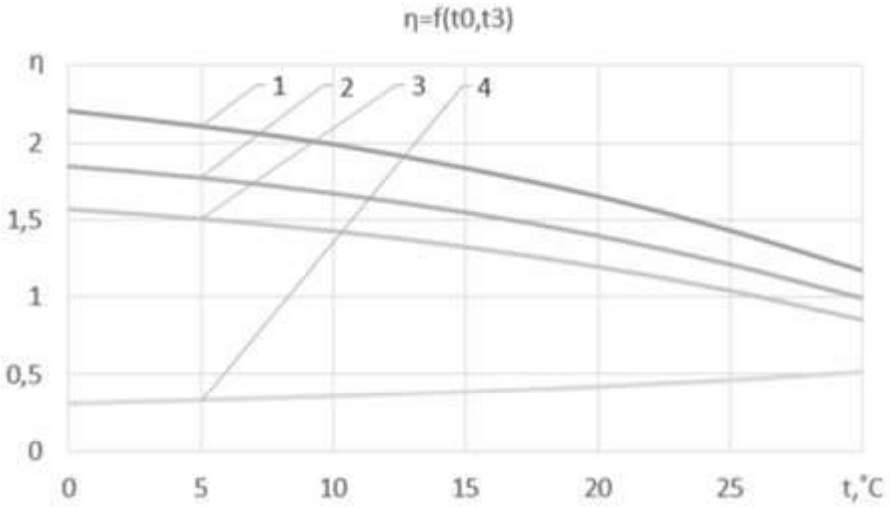


Рис.2. *Залежність коефіцієнта енергетичної ефективності η від температури свіжого повітря та температури регенераційного повітря після конденсатора: 1- $t_к$=60^{0}C, 2- $t_к$=65^{0}C, 3- $t_к$=70^{0}C, 4- система без теплового насосу.*

Висновки. Розрахунки представленої вище схеми показують, що ефективність теплонасосно-адсорбційної схеми в 2-7 разів вища в порівнянні з базовою, з використанням електричного нагрівача. Особливістю схеми є те, що чим нижча температура свіжого повітря, тим більш ефективною є її робота, оскільки суттєво знижуються енерговитрати на процес консервування енергетичного обладнання. В базовій схемі витрати електричної енергії при зменшенні температури свіжого повітря навпаки зростають.

Список літератури:

1. Майстренко О. О., Безродний М. К., Шаповал Б. А. (2018). Консервування енергетичного обладнання методом продувки сухим повітрям. *Енергетика та електрифікація*, 4, 3–5.

2. Безродний М. К., Пуховий І. І., Кутра Д. І. (2013). *Теплові насоси та їх використання*. Київ: НТУУ"КПІ".

3. Старцев В. И., Кострыкина Е. Ю., Модестова Т. Д. (1997) *МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО КОНСЕРВАЦИИ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ*. Москва: СПО ОРГРЭС.

REFERENCES

1. Maistrenko O.O., Bezrodny M.K., Shapoval B.A. (2018). Conservation of energy equipment by purging with dry air. *Power engineering and electrification*, 4, 3-5.

2. Bezrodny M.K., Puhovyi P.P., Kutra D.S. (2013). *Heat pumps and their use*. Kyiv: NTUU “KPI”.

3. Starcev V.I. (1997). *Methodical instructions on conservation of heat and energy equipment*. Moscow: Spo Orhres.

Bezrodny Mykhailo, Maistrenko Oleksandr

Thermodynamic analysis of the heat pump and adsorption scheme for the conservation of energy equipment

Summary. *The article presents the development of heat pump and adsorption scheme for conservation of energy equipment. The technological scheme and indicators of its work are presented. The obtained results testify to the high energy efficiency of the circuit, however, the scheme created provides full protection of metal surfaces from corrosion.*

Key words: *protection of metal equipment from corrosion, canning of power equipment, air drainage, adsorption dehumidifier.*

Безродный М.К., Майстренко А.А.

Термодинамический анализ теплонасосно-адсорбционной схемы консервированя энергетического оборудования

Аннотация. *В статье представлена разработка теплонасосно-адсорбционной схемы консервирования энергетического оборудования. Представлена технологическая схема и показатели ее работы.*

Полученные результаты свидетельствуют о высокой энергоэффективности схемы, вместе с тем созданная схема обеспечивает полную защиту металлических поверхностей от воздействия коррозии.
Ключевые слова: *защита металлического оборудования от коррозии, консервирования энергетического оборудования, осушения воздуха, адсорбционный осушитель.*

УДК 66.067.1.621.72

ВИЗНАЧЕННЯ ВСТАНОВЛЕНОЇ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ СИСТЕМИ КОНДИЦІЮВАННЯ ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ ЗА ПОТОЧНИМИ ТЕПЛОВИМИ НАВАНТАЖЕННЯМИ

Є.І. Трушляков, к.т.н., професор, А.М. Радченко, к.т.н., доцент, А.А. Зубарєв, ст. викладач, В.С. Ткаченко, аспірант,
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна;
Я. Зонмін, доцент,
Цзяньсуньський університет науки і технології, Цзеньцзянь, КНР
С.Г. Фордуй, к.т.н., доц., технічний керівник напряму енергоресурсів та енергозбереження
PepsiCo, Inc., CTS ESSA, Київ, Україна
nirad50@gmail.com

Анотація. *Ефективність застосування систем кондиціювання зовнішнього повітря залежить від того, наскільки повно використовуються встановлені холодильні потужності в конкретних кліматичних умовах, тобто за більш повного навантаження і тривалого часу упродовж року. За показник кількісної оцінки ефективності використання холодильної потужності систем кондиціювання повітря взято виробництво холоду – кількість виробленого холоду відповідно до його поточних витрат на кондиціювання повітря, яка в свою чергу залежить від поточних витрат холодопродуктивності та тривалості роботи системи кондиціювання за цих витрат і представляє собою їх добуток. Вочевидь, що максимальна величина поточної кількості виробленого/витраченого холоду свідчить про ефективне використання встановленої холодильної потужності. Однак, оскільки поточні витрати холодопродуктивності та їх тривалість, тобто кількість виробленого/витраченого холоду, залежать від змінних поточних кліматичних умов, то вони теж характеризуються значними коливаннями, що ускладнює вибір встановленої холодопродуктивності системи кондиціювання повітря. Вочевидь, якщо визначати кількість виробленого/витраченого холоду за його поточними величинами і нарощуванням упродовж року, то можна суттєво спростити вибір встановленої холодопродуктивності. При цьому поточна кількість виробленого/витраченого холоду спричиняє зміну темпу прирощення річного виробництва холоду зі зміною встановленої холодопродуктивності і максимальному темпу відповідає встановлена холодопродуктивність, яка забезпечує її ефективне використання. Виходячи з різного темпу прирощення річного виробництва холоду зі збільшенням встановленої холодопродуктивності системи кондиціювання повітря, обумовленого зміною теплового навантаження відповідно до поточних кліматичних умов упродовж року, вибирають таку величину проектного теплового навантаження на систему кондиціювання повітря (встановлену холодопродуктивність), яка забезпечує максимальний або близький до нього темп прирощення річного виробництва холоду, а відтак і максимальну ефективність використання встановленої холодильної потужності.*
Ключові слова*: кондиціювання повітря, холодопродуктивність, поточна кількість витраченого холоду, річна витрата холоду, кліматичні умови.*

Актуальність теми.

Тепловологісна обробка зовнішнього повітря здійснюється в центральних системах кондиціювання та при їх сумісній роботі з місцевими рециркуляційними системами [1–3]. Ефективність застосування систем кондиціювання повітря (СКП) залежить від того, наскільки повно використовуються встановлені холодильні потужності в конкретних кліматичних умовах, тобто за більш повного навантаження і тривалого часу упродовж року. За показник кількісної оцінки ефективності використання холодильної потужності СКП правомірно взяти

виробництво холоду – кількість виробленого холоду відповідно до його поточних витрат на кондиціювання повітря, яка в свою чергу залежить від поточних витрат холодопродуктивності Q_0 ·та тривалості т роботи системи кондиціювання за цих витрат і представляє собою їх добуток. Кількість холоду, виробленого/витраченого за рік: $\sum(Q_0 \cdot \tau)$, кВт·год, де Q_0 – поточна холодопродуктивність (теплове навантаження СКП); т – тривалість роботи СКП. Основні положення методології вибору встановленої (проектної) холодопродуктивності СКП в умовах нерівномірних теплових навантажень розглянуті в роботах [4].

Вочевидь, що максимальна величина поточної кількості виробленого/витраченого холоду свідчить про ефективне використання встановленої холодильної потужності. Однак, оскільки поточні витрати холодопродуктивності та їх тривалість, тобто кількість холоду, залежать від змінних поточних кліматичних умов, то вони відзначаються значними коливаннями, що ускладнює вибір встановленої холодопродуктивності системи кондиціювання повітря.

Вочевидь, якщо визначати кількість виробленого/витраченого холоду за його поточними величинами і нарощуванням упродовж року, то можна суттєво спростити вибір встановленої холодопродуктивності. При цьому поточна кількість виробленого/витраченого холоду спричиняє зміну темпу приросту річного виробництва холоду зі зміною встановленої холодопродуктивності і максимальному темпу відповідає встановлена холодопродуктивність, яка забезпечує її ефективне використання.

Мета роботи – розробити підхід до визначення встановленої холодопродуктивності (проектного теплового навантаження) в конкретних кліматичних умовах упродовж року, яка забезпечує максимальне виробництво холоду відповідно до його поточного споживання.

Результати дослідження.

Для оцінки тривалості використання СКП за різної встановленої питомої холодопродуктивності $q_0 = Q_0 / G_п$, що припадає на одиницю витрати повітря $G_п$ = 1 кг/с,·упродовж року були побудовані її залежності від проектної питомої холодопродуктивності q_0 для кліматичних умов України (на прикладі м. Миколаїв) та КНР (м. Пекін), наведені на рис. 1.

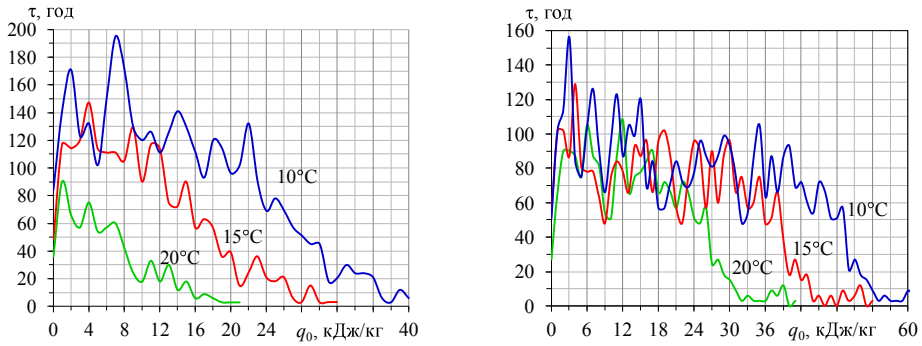


Рис. 1. Тривалість т кондиціювання повітря при різній питомій холодопродуктивності q_0 і температурах охолодженого повітря $t_{п2}$=10, 15 і 20°С упродовж 2017 р.: ***а*** – м. Миколаїв, Україна; ***б*** – м. Пекін, КНР

Як видно з рис. 1, більшу частину часу (максимальні значення тривалості т) упродовж року СКП експлуатується при низькій холодопродуктивності q_0, що пояснюється помірними температурами зовнішнього повітря $t_{зп}$, близькими до температур охолодженого в СКП повітря $t_{п2}$ =10, 15 і 20 °С, що не потребує значних витрат холодопродуктивності. Зі зниженням $t_{п2}$ від 20 до 10 °С максимальні значення тривалості т зростають і зміщуються у бік більших значень холодопродуктивності q_0.

При цьому максимальне виробництво холоду q_0·т при охолодженні зовнішнього повітря до температур $t_{п2}$ = 10, 15 і 20 °С має місце в діапазоні значень проектної питомої холодопродуктивності q_0 = 6…14 кДж/кг ($t_{п2}$ = 20 °С), q_0 = 11…16 кДж/кг ($t_{п2}$ = 15 °С) і q_0 = 18…22 кДж/кг ($t_{п2}$ = 10 °С) на рис. 2,а. Для більш теплого клімату (м. Пекін) максимальні величини виробництва холоду q_0·т та відповідні значення проектної питомої холодопродуктивності q_0 суттєво зростають: q_0 =26…38 кДж/кг при $t_{п2}$ = 15 °С і q_0 =35…41 кДж/кг при $t_{п2}$ = 10 °С (рис. 2,б).

Відповідні величини питомого виробництва холоду $q_0 \cdot т/(q_0 \cdot т)_{max}$, віднесені до його максимального значення упродовж року $(q_0 \cdot т)_{max}$, наведені на рис. 3

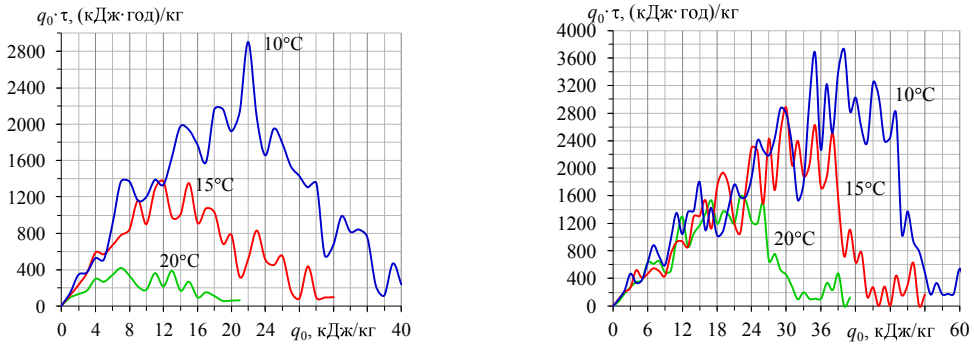


Рис. 2. Питоме виробництво холоду q_0·т для кондиціювання зовнішнього повітря при різних значеннях проектної питомої холодопродуктивності q_0 і температурах охолодженого повітря $t_{п2}$=10, 15 і 20°С упродовж 2017 р.: ***а*** – м. Миколаїв, Україна; ***б*** – м. Пекін, КНР

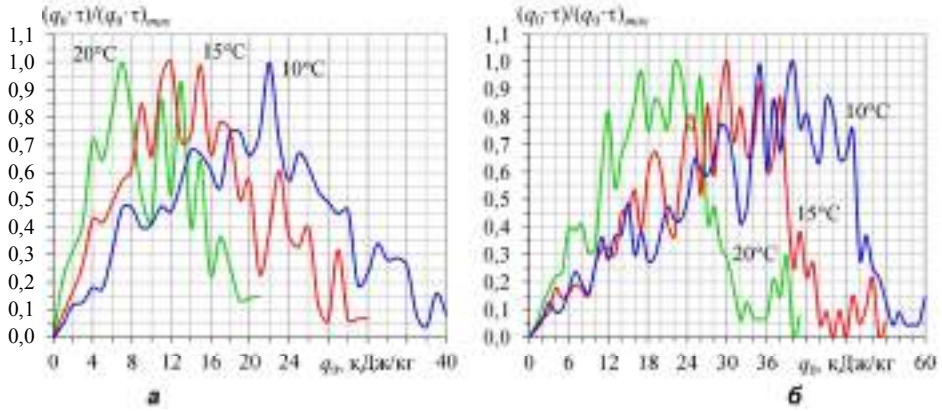


Рис. 3. Питоме виробництво холоду q_0·т/(q_0·т)$_{max}$, віднесене до його максимального значення упродовж року (q_0·т)$_{max}$, при різних значеннях проектної питомої холодопродуктивності q_0 і температурах охолодженого повітря $t_{п2}$=10, 15 і 20°С упродовж 2017 р.: ***а*** – м. Миколаїв, Україна; ***б*** – м. Пекін, КНР

Як видно з рис. 3, раціональні значення проектної питомої холодопродуктивності q_0 при охолодженні повітря до температури $t_{п2}$ = 15ºС лежать в діапазонах: 11…15 кДж/кг (м. Миколаїв) і 31…33 кДж/кг (м. Пекін), а при охолодженні повітря до температури $t_{п2}$ = 10ºС: 21…23 кДж/кг і 36…42 кДж/кг відповідно. При цьому поточна кількість виробленого/витраченого холоду q_0·т характеризується значними коливаннями, що ускладнює вибір встановленої холодопродуктивності СКП q_0 .

Якщо визначати кількість виробленого/витраченого холоду за нарощуванням упродовж року (сумуванням його поточних значень): Σ(q_0·т) , то можна суттєво спростити вибір встановленої холодопродуктивності q_0 . При цьому поточна кількість виробленого/витраченого холоду q_0·т спричиняє зміну темпу приросту річного виробництва холоду Σ(q_0·т)/q_0 зі зміною встановленої холодопродуктивності, і максимальному темпу Σ(q_0·т)/q_0 відповідає встановлена холодопродуктивність, яка забезпечує її ефективне використання (рис. 4).

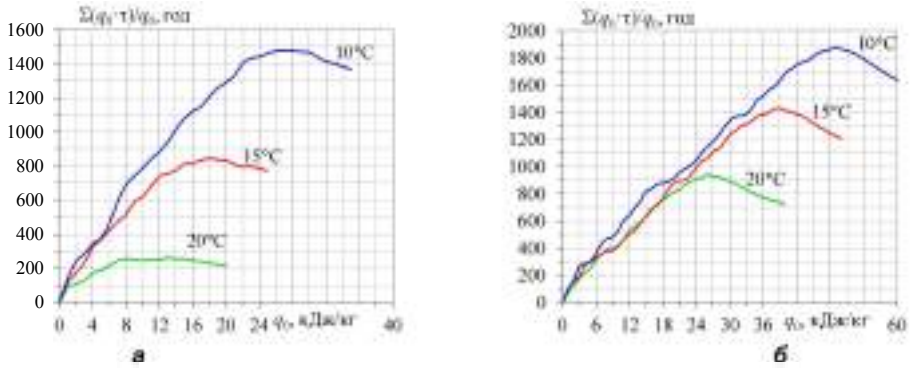


Рис. 4. Залежність річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0$, віднесеного до встановленої питомої холодопродуктивності q_0 , від встановленої питомої холодопродуктивності q_0 при температурах охолодженого повітря $t_{п2}$=10, 15 і 20°С упродовж 2017 р.: ***а*** – м. Миколаїв, Україна; ***б*** – м. Пекін, КНР

З рис. 4 видно, що значення проектної питомої холодопродуктивності q_0 при охолодженні повітря до температури $t_{п2}$ = 15ºС становлять: близько 18 кДж/кг (м. Миколаїв) і 38 кДж/кг (м. Пекін), а при $t_{п2}$ = 10ºС: близько 26 кДж/кг та 41 кДж/кг відповідно.

Висновок. Досліджено ефективність використання встановленої холодопродуктивності СКП для різних кліматичних умов (України на прикладі м. Миколаїв та КНР, м. Пекін), як показник запропоновано застосовувати кількість виробленого холоду відповідно до його витрати на охолодження повітря.

Поточна кількість виробленого холоду характеризується значними коливаннями, що ускладнює вибір встановленої холодопродуктивності СКП. Запропоновано кількість виробленого холоду визначати за нарощуванням упродовж року (сумуванням його поточних значень), що дає можливість вибрати встановлену холодопродуктивність СКП, яка забезпечує її ефективне використання з максимальним темпом прирощення річного виробництва холоду.

Список літератури

1. Obara, S. Distributed energy systems [Text] / S. Obara // GA, USA: *Nova Science Publishers Inc*. – 2009.

2. Carvalho, M. Modeling simple trigeneration systems for the distribution of environmental loads [Text] / M. Carvalho, M. A. Lozano, L. M. Serra, V. Wohlgemuth // *Environmental Modelling & Software*. – 2012. – № 30. – pp. 71–80.

3. Коченков Н.В., Коченков В.Н., Шакиров Я.А., Александрова А.П. Энергоэффективные режимы совместного функционирования центральной системы кондиционирования и местной рециркуля-ционной системы охлаждения // *Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и конди-ционирование»*. 2016. № 4 (16). С. 43–46.

4. Радченко, А. М. Ефективність охолодження повітря на вході газотурбінної установки в умовах помірного і субтропічного клімату [Текст] / А. М. Радченко, Я. Зонмін, С. А. Кантор, Б. С. Портной // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2018. – № 6(150). – С. 34 – 38.

Trushliakov E.I., Radchenko A.M., Zubarev A.A., Tkachenko V.S., Zongming Y., Forduy S.G.

DETERMINING COOLING CAPACITY OF AMBIENT AIR CONDITIONING SYSTEM ACCORDING TO CURRENT HEAT LOADS

Abstract. *The efficiency of the use of outdoor air conditioning systems depends on how full the installed cooling capacity is used, that is, with a more complete load and for as long as possible yearly duration in actual climatic conditions. The production of cold is taken as a criteria of a quantitative evaluation of the efficiency of using the cooling capacity of air conditioning systems – the amount of cold produced in accordance with its current demand for air conditioning, which in turn depends on the current consumption of cooling capacity and its duration and equals to their multiplication. It is obvious that the maximum value of the current amount of cold produced/consumed indicates an effective use of the installed cooling capacity. However, since the current demands of cooling capacity and their duration, that is, the amount of cold produced/consumed, depend on the changing current climatic conditions, they are characterized by significant fluctuations, which makes it difficult to choose the installed cooling capacity of the air conditioning system. Obviously, if we determine the amount of cold produced/consumed by its current values and*

summarized during the year, it is possible to significantly simplify the choice of the installed cooling capacity. At the same time, the current amount of cold produced/consumed causes a change in the rate of increment of the annual cold production with a change in the installed cooling capacity, and the maximum rate corresponds to the installed cooling capacity, which provides its efficient use. Proceeding from a different rate of increment of annual cold production with an increase in the installed cooling capacity of the air conditioning system due to a change in heat load in accordance with current climatic conditions during the year, the value of design heat load on the air conditioning system (installed cooling capacity) that provides maximum or close to it the rate of increment of the annual production of cold, and hence the maximum efficiency use of installed cooling capacity is chosen.
Key words: *air conditioning, cooling capacity, current cold demand, annual cold production, climatic conditions.*

Трушляков Е.И., Радченко А.Н., Зубарев А. А., Ткаченко В.С., Фордуй С.Г., Зонмин Я.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВСТАНОВЛЕННОЙ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА ПО ТЕКУЩИМ ТЕПЛОВЫМ НАГРУЗКАМ

Аннотация. *Эффективность применения систем кондиционирования наружного воздуха зависит от того, насколько полно используются установленные холодильные мощности, то есть при более полной нагрузке и в течение как можно более длительного времени в течение года, в конкретных климатических условиях. В качестве показателя количественной оценки эффективности использования холодильной мощности систем кондиционирования воздуха взято производство холода – количество произведенного холода в соответствии с его текущим расходованием на кондиционирование воздуха, которое в свою очередь зависит от текущих затрат холодопроизводительности и продолжительности работы системы кондиционирования при этих затратах и представляет собой их произведение. Очевидно, что максимальная величина текущего количества производимого/затраченного холода свидетельствует об эффективном использовании установленной холодильной мощности. Однако, поскольку текущие затраты холодопроизводительности и их продолжительность, то есть количество производимого/затраченного холода, зависят от меняющихся текущих климатических условий, то они характеризуются значительными колебаниями, что затрудняет выбор установленной холодопроизводительности системы кондиционирования воздуха. Очевидно, если определять количество производимого/затраченного холода по его текущим величинам и наращиванию в течение года, то можно существенно упростить выбор установленной холодопроизводительности. При этом текущее количество производимого/затраченного холода вызывает изменение темпа приращения годового производства холода с изменением установленной холодопроизводительности, и максимальному темпу соответствует установленная холодопроизводительность, которая обеспечивает ее эффективное использование. Исходя из разного темпа приращение годового производства холода с увеличением установленной холодопроизводительности системы кондиционирования воздуха, обусловленного изменением тепловой нагрузки в соответствии с текущими климатическими условиями в течение года, выбирают такую величину проектного тепловой нагрузки на систему кондиционирования воздуха (установленную холодопроизводительность), которая обеспечивает максимальный или близкий к нему темп приращение годового производства холода, а значит и максимальную эффективность использования установленной холодильной мощности.*
Ключевые слова*: кондиционирование воздуха, холодопроизводительность, текущие затраты холода, годовые затраты холода, климатические условия.*

УДК 536.423.16

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА В КОНТАКТНЫХ АППАРАТАХ

Бушманов В.М. аспирант, Когут В.О. к.т.н. доцент, Жихарева Н.В. к.т.н. доцент, Хмельнюк М.Г. д.т.н. професор
ОНАПТ
Украина Одеса
vvypio@gmail.com

Анотация. *Получена модель расчета, благодаря которой возможно получить достоверные данные процесса теплообмена в контактном теплообменнике в котором жидкость вступает в контакт с газом путем впрыска в газовую среду. Эти данные можно использовать в расчетах такого рода контактных теплообменником и интенсифицировать их работу.*
Ключовые слова: *контактный теплообмен; испарение; интенсификация теплообмена.*

Вступление

Теплообменные аппараты (теплообменники) представляют собой устройства, предназначенные для передачи тепла от одной рабочей среды (теплоносителя) к другой. Теплоносители могут быть газообразными, жидкими и твердыми. Теплообменники имеют различные назначения: в них могут протекать процессы нагревания, охлаждения, кипения, конденсации, расплавления, затвердевания, а также сложные термохимические процессы – выпаривание, ректификация, полимеризация, вулканизация и многие другие. По характеру обмена теплом теплообменные аппараты разделяются на поверхностные и смесительные (контактные). Контактные теплообменники предназначены для нагрева и охлаждения различного рода жидких, газовых, твердых рабочих тел, конденсации паров, испарения (выпаривания) и кристаллизации. Их широко используют в промышленности. Например, их применяют для нагрева (охлаждения) воды газами и растворами; для нагрева (охлаждения) растворов с целью последующей кристаллизации растворенного компонента; для нагрева и охлаждения агрессивных растворов промежуточными теплоносителями, а также твердых частиц и тел газами и жидкостями. Контактные теплообменники используют в энергетических установках различных типов (для нагрева воды перед деаэрацией, в системах регенерации энергии в паротурбинных блоках и др.); в установках деминерализации и очистки сточных промышленных вод; в коммунальном хозяйстве для нагрева воды продуктами сгорания.

В этой работе преимущественно рассматриваются теплообменники использующие принцип непосредственного впрыска жидкости в движущуюся газовую среду. В зависимости от технологического процесса горячим телом может выступать газ или жидкость. Принципиальным в процессе теплообмена является наличие разницы температур.

Один из важных параметров контактного теплообмена это площадь поверхности раздела фаз которая является Площадью контакта теплообмена. В случае разбрызгивания жидкости площадь контакта это поверхность каждой капли. В процессе ТО жидкость испаряется в следствии чего масса капель уменьшается и уменьшается их размер и площадь контакта. Так же когда жидкость разбрызгивается в движущийся поток капли в процессе движения вибрируют деформируются и распадаются в следствие чего площадь контакта так же меняется

Классификация контактных теплообменников. Во многих отраслях промышленности – химической, металлургической, пищевой и других – широко применяют контактные теплообменные аппараты (контактные теплообменники). В этих аппаратах процесс подвода или отвода тепла при нагреве или охлаждении газов, жидкостей, твердых тел осуществляется при непосредственном контакте теплоносителей, без соприкосновения их с теплопередающей поверхностью.

Преимущества контактных теплообменников по сравнению с поверхностными (снижение металлоемкости и коррозионно-эрозионного износа, повышение надежности, отсутствие отложений, возможность существенного повышения температуры нагрева теплоно- сителей и др.) обусловливают все более широкое применение этих аппаратов в промышленности и перспективность использования их в объектах новой техники.

Температура на входе в устройство T1
Температура на выходе из устройства T2
Объёмный поток на входе в устройство Q1
Объёмный поток на выходе из устройства Q2

Объёмный расход впрыскиваемой жидкости QN

T1>T2

Q1<Q2

Q2= Q1+QN

На размер движущейся в потоке капли влияет большое количество параметров. Таких как изначальный диаметр капли. Свойства жидкости на которые так же влияет температура, скорость движения. Эти параметры объединяются в один через безразмерный коэффициент Число Вебера.

Исходя из экспериментальных данных о изменениях формы капли при различных значениях числа Вебера можно выделить определенные формы характерные для этих значений.

Расчитывая площади капель для различных чисел вебера можно найти тот режим течения при котором площадь капель будет наибольшей и следовательно площадь контакта будет наибольшей.

В условиях когда разница температур большая а размер капель мал этот параметр модет слабо влиять на процесс теплообмена. Но при небольшой разнице температур возможно использовать это для интенсификации процессов теплообмена.

Выводы

Нами была разработан способ расчета теплообмена в контактном теплообменнике с впрыскиванием жидкости в движующийся поток газа. Важным параметром этого процесса является площадь контакта. Используя полученные данные возможно интенсифицировать процесс теплообмена путем увеличения площади контакта.

Список литературы

1.Контактные водонагреватели «Стройиздат», 1974.

2. Математическая модель процесса впрыска топлива форсункой. Ю.Д. Погуляев дтн, Р.М. Байтимеров

3.Энергосбережение в теплогенерирующих установках. Кудинов А.А. 2000 г.

Бушманов В.М., Когут В.О., Жихарєва Н.В., Хмельнюк М.Г.

Моделювання процесів Тепло Обміну в Контактних апаратах

Анотація. *Отримано модель розрахунку завдяки якій можливо отримати достовірні данні процесу теплообміну у контактному теплообміннику в якому рідина вступає у контакт з газом шляхом вприскування у газове середовище. Ці данні можна використовувати у розрахунках такого роду контактних теплообмінниках та інтенсифікувати їх роботу.*

Ключові слова: *контактний теплообмін; випаровування; інтенсифікація теплообміну.*

Bushmanov V.M., Kogut V.O., Zhikhareva N.V. associate professor, Khmelnyuk M.G.

Simulation of Heat Exchange Processes in Contact Devices

Annotation. *The calculation model thanks to which probably to obtain the authentic data of process of heat exchange in the contact heat exchanger in which liquid is received comes into contact to gas by injection in the gas environment. This data can be used in calculations such contact the heat exchanger and to intensify their work.*

Key words: *contact heat transfer; evaporation; heat transfer intensification.*

УДК 608.3

ЦИКЛ ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЙ БЕСПЕРЕБОЙНУЮ РАБОТУ КОНТАКТНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Когут В.О. ктн доцент, Бушманов В.М. аспирант, Косой Б.В. дтн професор, Жихарева Н.В. ктн доцент

ОНАПТ

Украина Одеса

vvypio@gmail.com

Аннотация *В этой работе был предложен способ который может обеспечить практически бесперебойную работу устройства улавливающего пары жидких топлив. Полученные результаты применимы в топливно энергетической области и могут обеспечить улучшение экологической ситуации*

Ключевые слова: *комбинированный цикл; контактный теплообменник; экология*

Вступление

При хранении и транспортировке жидких топлив происходит постоянное его испарение. В следствие чего значительные объёмы топлива могут улетучиваться в атмосферу. Что наносит не только финансовый вред но и значительный вред экологии. Для предотвращения этого можно применять различные устройства улавливающие разными способами пары топлив. Нами ранее было предложено устройство и способ который реализует такое улавливание. В этой работе целью ставилось усовершенствование этого способа.

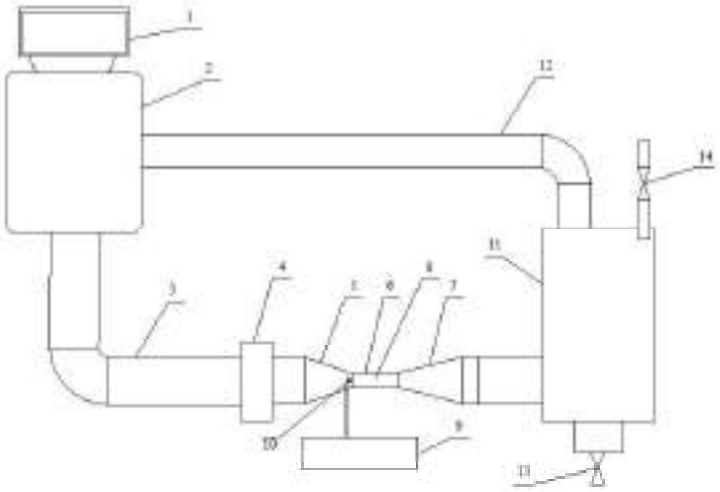


Рис.1 Схема устройства

1-Приемная емкость; 2-Рабочая емкость; 3-Участок стабилизации; 4-Вентилятор; 5-Конфузор; 6-Камера смешивания; 7-Дифузор; 8-Ежектор; 9-Теплоизолирования емкость; 10-Форсунка впрыска; 11-Отделитель жидкости; 12-Трубопровод; 13-Клапан; 14-Сбросной клапан;

Пары углеводородов направляют в приемную емкости паров углеводородов, и подают в рабочую емкость для паров углеводородов , из емкости поток попадает в зону стабилизации потока , после чего их ускоряют нагнетателем до 10 ... 15 м / с, и пропускают через термоконденсатор эжектор. В конфузоре термоконденсатора эжектора происходит ускорение потока до 60 ... 80 м / с, дальше пары углеводородов подают в камеру смешивания в которую через форсунку впрыскивается жидкий инертный газ, где происходит мгновенное смешивание. Форсунка может быть любой конструкции, которая обеспечивает необходимую производительность и поддерживает скорость на выходе из форсунки 60 ... 80 м / с. Жидкий азот с температурой минус 193 ° С подается из Термоизолированной емкости для инертного газа , со скоростью 60 ... 80 м / с. В диффузоре термоконденсатора эжектора происходит конденсация паров углеводородов за счет равномерного теплообмена в объеме камеры смешивания термоконденсатора эжектора, поток тормозится за счет расширения проходного сечения, и сжиженный углеводород направляется в бак приемник и поступает к потребителю через вентиль.

Устройство работает по комбинируемому циклу основным рабочим веществом является азот, который меняет свою фазу с жидкого состояния на газообразное. Это превращение происходит за счет дросселированное жидкого азота в форсунке мелкодисперсного распыла . Вспомогательным веществом является углеводороды, которые меняют фазу из газообразного вещества в жидкостную. Это происходит в контактном теплообменнике.

Принцип работы заключается в следующем, пары углеводородов накапливаются в приемной ёмкости (из заправочной станции, емкости для хранения углеводородов, трубопроводов – газообразная фаза) и при помощи устройства (вентилятора или нагнетателя) получают ускорение потока смеси парообразного азота и паров углеводородов. Поток поступает в контактный теплообменник, в котором через форсунку впрыскивается жидкий азот. В устройстве происходит тепловая компрессия не значительное увеличение давления потока, которое позволяет снизить местные сопротивления аппаратов и трубопроводов. Сконденсированные жидкие углеводороды выделяются из потока в отделителе жидкости и через клапан забираются из цикла. Газообразный азот возвращается через трубопровод в приемную емкость . В случае повышения давления в системе через клапан происходит сброс газообразного азота в окружающую среду. При наличии паров углеводородов в приемной ёмкости цикл повторяется. Пары углеводородов собранные из (заправочной станции, емкости для хранения углеводородов, трубопроводов – газообразная фаза) собираются в емкости где

происходит осушка от влажного воздуха сухим паром азота с низкой точкой росы. После сбора достаточного количества паров открывается проход в емкость и далее при помощи вентилятора поток получает ускорение. Цикл повторяется. При наличии большого количества паров углеводородов цикл становится непрерывным, а при уменьшении их становится прерывистым.

Выводы Разработан способ и устройство с помощью которого возможно обеспечить непрерывную работу устройства улавливания паров топлива. Кроме топливно энергетического комплекса это устройство может быть применено в других областях как своеобразное фильтрующее устроство. На данный момент на это устройство и способ составляется патентная заявка.

Список Литературы

1.Принцип работы эжектора Н. С. ЛУПОВ Омский государственный технический университет
2.Кочин, Н. Е. Теоретическая гидромеханика. В 2 ч. Ч. II / Н. Е. Кочин, И. А. Кибель, Н. В. Розе. – М. : Физматгиз
3. С.М. Андоньев. Испарительное охлаждение металлургических печей

Когут В.О. ктн доцент, Бушманов В.М. аспырант, Косой Б.В. дтн професор, Жихарева Н.В. ктн доцент

Цикл що забезпечує безперебійну роботу контактного теплообмінника

Анотація *У цій роботі був запропонований спосіб який може забезпечити практично безперебійну роботу пристрою вловлює пари рідких палив. Отримані результати застосовні в паливно енергетичної галузі і можуть забезпечити поліпшення екологічної ситуації*

Ключові слова: *комбінований цикл; контактний теплообмінник; екологія*

Kogut V.O. Ktn Associate Professor, Bushmanov V.M. graduate student, Kosoy B.V. dtn professor, Zhikhareva N.V. ctn associate professor

Cycle ensures uninterrupted contact heat exchanger

Abstract *In this paper, a method was proposed that can provide almost uninterrupted operation of a device that traps a pair of liquid fuels. The results obtained are applicable in the fuel and energy field and can improve the environmental situation.*

Keywords: *combined cycle; contact heat exchanger; ecology*

УДК: 621.565.2

ЗАСОБИ СТАБІЛІЗАЦІЇ ТЕМПЕРАТУРИ ПРОДУКТУ ТА ЗНИЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ВИТРАТ ПРИ РОБОТІ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

Томчик О. М., кандидат технічних наук[1],
Хмельнюк М. Г., доктор технічних наук, професор[2],
Гоголь М. І., кандидат технічних наук[3], старший науковий співробітник
Одеська національна академія харчових технологій,
Украина, Одесса;
[1]E-mail: Fierysplash@ukr.net, [2]E-mail: hmel_m@ukr.net, [3]E-mail: nigogol59@ukr.net

Анотація. *Представлені результати експериментальних досліджень ємностей з акумулюючою здатністю (з водяними прошарками). Проведено порівняння характеру енергетичних витрат при застосуванні упаковок різної конфігурації. На основі експериментальних досліджень встановлено, що при застосуванні упаковок з акумулюючою здатністю зменшуються витрати енергії на 17...21%.*

Ключові слова: *акумуляція холоду, енергетична ефективність, ємність з підвищеною тепловою інерційністю, рідинні (водяні) прошарки.*

ВСТУП

Розгляд технологічних режимів зберігання і транспортування різноманітних продуктів і конструктивних способів їх реалізації показав, що коливання температури повітря в охолоджуваному просторі мають визначальний вплив на стабільність температурно-вологісних показників в штабелях і одиничних упаковках, і є основним чинником, що сприяє погіршенню якості продукту, а також підвищенню енергетичних при роботі холодильного обладнання.

В ІХКЕ ім. В.С. Мартиновського ОНАХТ проведені дослідження щодо перспектив застосування як засобу стабілізації температури продукту та зниження енерговитрат при роботі холодильного обладнання охолоджуваних ємностей з акумулюючою здатністю, з прошарками з рідини з високою тепловою інерційністю [1-6].

Охолоджувана ємність являє собою ящик з полімерного матеріалу, з кришкою, з подвійними стінками. Між зовнішніми та внутрішніми стінками по всьому периметру упаковки передбачений зазор, заповнений рідиною з високою тепловою інерційністю. Як рідина з високою тепловою інерційністю може бути використана вода, водяні розчини солей, незамерзаюча вода в капілярних трубках, багатоатомні спирти або їх водяні розчини [2-6].

Мета досліджень – визначення енергетичних витрат під час зберігання продукту при використанні упаковок стандартної конфігурації і охолоджуваних ємностей з акумулюючою здатністю.

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

Дослідження з визначення енергетичних витрат при зберіганні продукту (яблук сорту Гала) в упаковках різної конфігурації проводили в камері холодильника PROFILO, середня температура повітря якої становила 2,5...2,6 °С.

Досліди з упаковкою стандартної конфігурації (контрольної упаковки).

При використанні упаковки без водяного прошарку, δ_w = 0 мм (контрольна упаковка) яблука і контейнер з кришкою (матеріал – оргскло товщиною 3 мм) зовнішніми розмірами 140×140×140 мм охолоджували до 2,4...2,6 °С – температури, близької до середньої температурі в камері.

Потім у контейнер поміщали охолоджені яблука, закривали кришку і розміщали упаковку в камері холодильника.

Досліди з експериментальними ємностями з акумулюючою здатністю.

Як рідину з високою тепловою інерційністю в прошарках експериментальних ємностей використовували воду.

При використанні упаковок з водяним прошарком заданої товщини (δ_w = 7 мм, δ_w = 17 мм і δ_w = 27 мм) яблука, воду і два контейнери (матеріал – оргскло товщиною 3 мм) – зовнішній (140×140×140 мм) і внутрішній – охолоджували до 2,4...2,6 °С.

Охолоджені яблука поміщали в контейнер розмірами 140×140×140 мм, який закривали кришкою, і поміщали в контейнер більшого розміру (160×160×160 мм, або 180×180×180 мм або 200×200×200 мм). Відстань між контейнерами визначала товщину водяного прошарку.

В простір між контейнерами заливали попередньо охолоджену (2,4...2,6 °С) воду, таким чином, щоб внутрішній контейнер з яблуками був повністю занурений у воду, і товщина шару води була однаковою з усіх сторін. Зовнішній контейнер закривали кришкою.

Підготовлену упаковку з плодами закладали до камери холодильника.

В кришках контейнерів були передбачені отвори для доступу повітря до плодів.

Комплектували вимірювальний вузол: на яблуках, двох протилежних зовнішніх стінках упаковки, та у водяному прошарку (з двох сторін) розміщували термопари. Три термопари вимірювали температуру в камері: на виході і вході до повітроохолоджувача, та у центрі.

Витрати енергії визначали за допомогою лічильника енергії Lemanso LM669, підключеного до мережі живлення холодильника, який включали відразу після закладання упаковки з яблуками до камери [1].

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Всього було проведено 6 дослідів: три – при температурі повітря в лабораторії $t_{лаб.}$ = 20...21 °С, і три – при $t_{лаб.}$= 28...30 °С.

При $t_{лаб.}$ = 20...21 °С при використанні експериментальної упаковки з водяним прошарком δ_w = 7 мм витрати енергії на 1 кг продукту знизилися на 18,7%, упаковки з δ_w = 17 мм – на 21,1%.

При $t_{лаб.}$= 28...30 °С при використанні упаковки з δ_w = 7 мм енерговитрати на 1 кг продукту знизилися на 17,5%, упаковки з δ_w = 27 мм – на 20,8%

При цьому збільшення товщини водяного прошарку від 7 мм до 27 мм не призводить до значної економії енергії: різниця між енерговитратами при застосуванні упаковок з водяними прошарками 7 мм і 17 мм склала 3%, а при застосуванні упаковок з δw = 7 мм і δw = 27 мм – 4% (рисунок 1).

Середня зміна температури плодів за 1 годину в контрольній упаковці становила 0,07...0,13 °С, тоді як в ємностях з водяними прошарками – 0,02...0,04 °С. Середня амплітуда коливань продукту: в контрольній упаковці – 0,12...0,13 °С, в експериментальних ємностях з водяними прошарками – 0,01...0,03 °С [1].

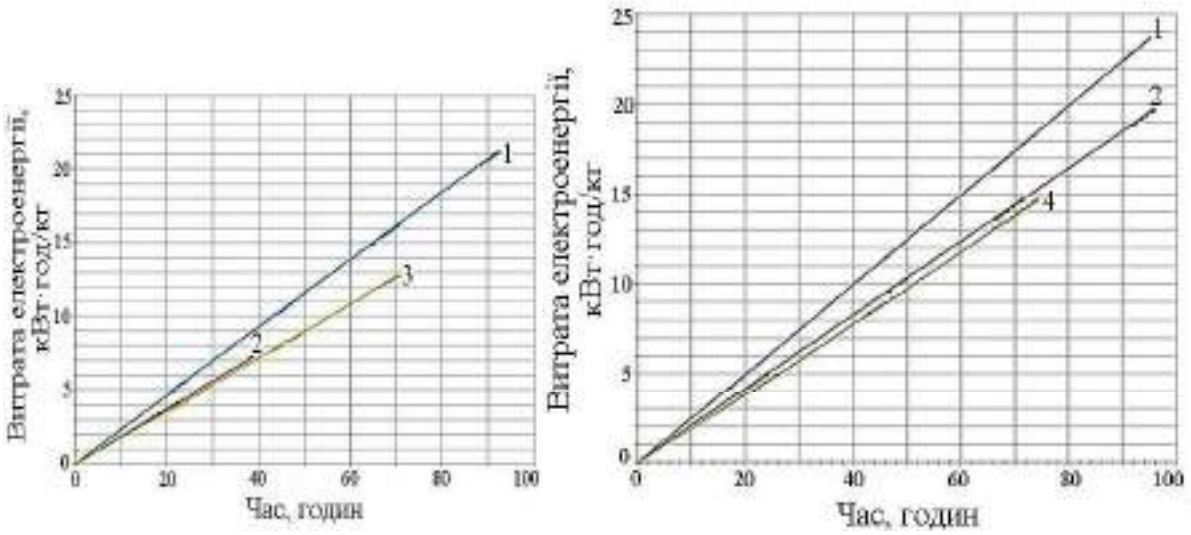


Рис. 1. Витрати електроенергії на 1 кг яблук при використанні упаковок різної конфігурації:
а – $t_{лаб.}$ = 20…21 °С; б – $t_{лаб.}$= 28…30 °С;
1 – контрольна упаковка; 2 – ємність з водяним прошарком 7 мм;
3 – ємність з водяним прошарком 17 мм, 4 – ємність з водяним прошарком 27 мм

Втрати маси яблук в експериментальних ємностях були на 31...38% нижчими, ніж в контрольних упаковках.

При підвищенні $t_{лаб.}$ від 20...21 °С до 28...30 °С зросли енерговитрати на 1 кг продукту, однак загальний характер їх зміни залишився незмінним.

На рисунку 2 показана зміна середніх питомих енергетичних витрат на 1 кг яблук за одну годину залежно від конфігурації упаковки; також видно, що застосовувати упаковки з товщиною водяного прошарку більш, ніж 10 мм, недоцільно, через незначну економію енергії [1].

Рис. 2. Середні витрати електроенергії на 1 кг яблук за 1 годину при застосуванні упаковок з різною товщиною водяних прошарків:
1 – $t_{лаб.}$ = 20…21 °С; 2 – $t_{лаб.}$ = 28…30 °С

ВИСНОВКИ Результати досліджень показали зниження питомих енергетичних витрат під час зберігання плодів в ємностях з водяними прошарками на 17...21%, в порівнянні з контрольною упаковкою.

При цьому оптимальна товщина водяних прошарків становить 10 мм [1].

Застосування охолоджуваних ємностей з акумулюючою здатністю сприяє зниженню тепловитрат при зберіганні і транспортуванні продукту, а саме – зменшенню енерговитрат, та стабілізації температури продукту

при порушеннях температурних режимів, та, відповідно, збереженню якості та подовженню терміну зберігання продукту [2-6].

Розроблений засіб зниження енерговитрат може бути застосований в охолоджуваних камерах будь-якого типу.

Список літератури

[1] Томчик О. М., Хмельнюк М. Г., Гоголь М. І. (2018). Зниження енергетичних витрат при роботі холодильного обладнання під час зберігання соковитої рослинницької сировини. *Холодильна техніка та технологія, 5 (54),* 23-30.
[2] Томчик, О. М. (2009). Патент України на корисну модель 41517. Київ: Державне патентне відомство України.
[3] Томчик, О. М. (2009). Патент України на корисну модель 44897. Київ: Державне патентне відомство України.
[4] Томчик, О. М. (2010). Патент України на корисну модель 48587. Київ: Державне патентне відомство України.
[5] Томчик, О. М., Савін, С. М., Кочетов В. П. (2015). Патент України на корисну модель 100447. Київ: Державне патентне відомство України.
[6] Томчик, О. М. (2017). Патент України на корисну модель 118674. Київ: Державне патентне відомство України.

Tomchyk O., Khmelniuk M., Gogol M.

Means for product temperature stabilization and energy consumption reduction during operation of the refrigeration equipment

Abstract. *The results of the tested pilot units with cool thermal energy storage (water layers) are presented. A comparison of the energy consumption reduction nature when packages using of various configurations are performed. On the basis of full-scale experiment, it was found, using packages with cool thermal energy storage consumption is reduced by 17...21%.*

Keywords: *cool thermal energy storage, energy efficiency, package with cool thermal energy storage, liquid (water) layers.*

Томчик Е. Н., Хмельнюк М. Г., Гоголь Н. И.

Средства стабилизации температури продукта и снижения энергетических затрат при работе холодильного обрудования

Аннотация. *Представлены результаты экспериментальных исследований емкостей с аккумулирующей способностью (с водяными прослойками). Проведено сравнение характера энергетических затрат при применении упаковок различной конфигурации. На основе экспериментальных исследований установлено, что при применении упаковок с аккумулирующей способностью уменьшаются затраты энергии на 17 ... 21%.*

Ключевые слова: *аккумуляция холода, энергетическая эффективность, емкость с аккумулирующей способностью, жидкостные (водяные) прослойки.*

УДК: 621.565.2

ОХОЛОДЖУВАНІ ЄМНОСТІ З АКУМУЛЮЮЧОЮ ЗДАТНІСТЮ ДЛЯ ЗБЕРІГАННЯ І ТРАНСПОРТУВАННЯ ПРОДУКТУ

Томчик О. М., кандидат технічних наук[1],
Хмельнюк М. Г., доктор технічних наук, професор[2],
Гоголь М. І., кандидат технічних наук[3], старший науковий співробітник
Одеська національна академія харчових технологій,
Украина, Одесса;
[1]E-mail: Fierysplash@ukr.net, [2]E-mail: hmel_m@ukr.net, [3]E-mail: nigogol59@ukr.net

Анотація. *Представлені результати експериментальних досліджень ємностей з акумулюючою здатністю (з водяними прошарками). Проведено порівняння впливу коливань температури повітря в камері на температуру продукту при застосуванні упаковок різної конфігурації. Встановлено, що при застосуванні ємностей з акумулюючою здатністю коливання температури продукту знижуються до ≤ 0,2 °С.*

Ключові слова: *акумуляція холоду, ємність з акумулюючою здатністю, рідинні (водяні) прошарки.*

ВСТУП

Існуючі методи і засоби, засновані на застосуванні модернізованих огороджувальних конструкцій та охолоджуючих систем, не передбачають захист продукту від коливань температури навколишнього середовища під час зберігання і транспортування. До того ж, моральний та фізичний, який неминуче виникає при експлуатації охолоджуваних об'єктів, призводить до значного зростання енергетичних витрат.

Тому на даний час є актуальним вдосконалення процесів зберігання і транспортування на основі розробки і застосування засобів для стабілізації температури продукту та зниження енерговитрат при роботі холодильного обладнання.

Зниження впливу коливань температури в охолоджуваному просторі на продукт може бути досягнуто шляхом застосування ємностей з акумулюючою здатністю – упаковок і закритих стоякових піддонів з прошарками з рідини з високою тепловою інерційністю (вода, водяні розчини солей, незамерзаюча вода у капілярних трубках, багатоатомні спирти та їх водяні розчини) [1-6]. Упаковка являє собою виготовлений з полімерного матеріалу ящик з кришкою, з подвійними стінками. Між зовнішніми та внутрішніми стінками по всьому периметру передбачений зазор, заповнений рідиною з високою тепловою інерційністю [1-4, 6]. Стояковий піддон [5] містить вантажну платформу, опорний стояковий каркас та знімні елементи з полімерного матеріалу, установлені по периметру та зверху опорного стоякового каркасу, кожен з яких складається з чотирьох бокових, верхньої і нижньої поверхонь, простір між якими заповнений рідиною з високою тепловою інерційністю.

У ПНДЛ ХТ ОНАХТ проведені дослідження з визначення впливу конструктивних характеристик упаковок різної конфігурації (з водяними прошарками – експериментальних упаковок, та без прошарків – контрольних упаковок) на зміну температури плодів в різних умовах порушень температурних режимів [7, 8].

Мета досліджень – визначення впливу упаковок різної конфігурації на температуру продукту в різних умовах порушень температурних режимів в охолоджуваному просторі.

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

Контрольні і експериментальні упаковки попередньо охолоджували до температури їх стінок, близької до середньої температури в камері ($t_{кам.сер}$). Воду для експериментальних упаковок і яблука також охолоджували до температури, близької до $t_{кам.сер.}$ В охолоджені упаковки закладали охолоджені яблука. Потім підготовлені упаковки закладали до охолоджуваної камери.

Використовували контейнери з полімерних матеріалів різних розмірів.

Для створення контрольної упаковки контейнер заповнювали охолодженими яблуками, та закривали кришкою. Для створення експериментальної ємності у контейнер поміщали попередньо охолоджені яблука, закривали кришкою, і поміщали в контейнер більшого розміру. В прошарок між контейнерами заливали охолоджену воду, так, щоб внутрішній контейнер з яблуками був повністю занурений у воду, і товщина шару води була однаковою з усіх сторін. Зовнішній контейнер закривали кришкою. Відстань між стінками двох контейнерів визначала товщину водяного прошарку.

Проведено дослідження з визначення впливу упаковок різної конфігурації:

- на температуру продукту в умовах зовнішніх теплових навантажень;
- на температуру продукту при постійних періодичних коливаннях температури в камері.

Дослідження проводили у камерах різного типу при модифікації можливих відхилень температури повітря в камері, які мають місце при зберіганні, на плодах яблуні.

Дослідження з визначення впливу конфігурації упаковок на температуру продукту в умовах зовнішніх теплових навантажень проводили в камері холодильника LG (Корея), середня температура повітря якої становила 2,3…2,5 ºС, а амплітуда коливань температури 8…10 ºС. Контрольну та експериментальну упаковку закладали на зберігання до камери одночасно. Під час дослідів двері камери періодично відкривали, протягом певного проміжку часу, створюючи зовнішній тепловий вплив.

Дослідження з визначення впливу конфігурації упаковок на температуру плодів при постійних періодичних коливаннях температури повітря проводили в холодильній камері КХК-6, середня температура повітря якої становила 2,3...2,7 °С, а амплітуда коливань температури в камері 8,3…8,4 ºС. Контрольну та експериментальну упаковку закладали на зберігання до камери одночасно. Використовували експериментальні упаковки з водяними прошарками 7 та 27 мм. Прийнятий термін зберігання – 4 тижні.

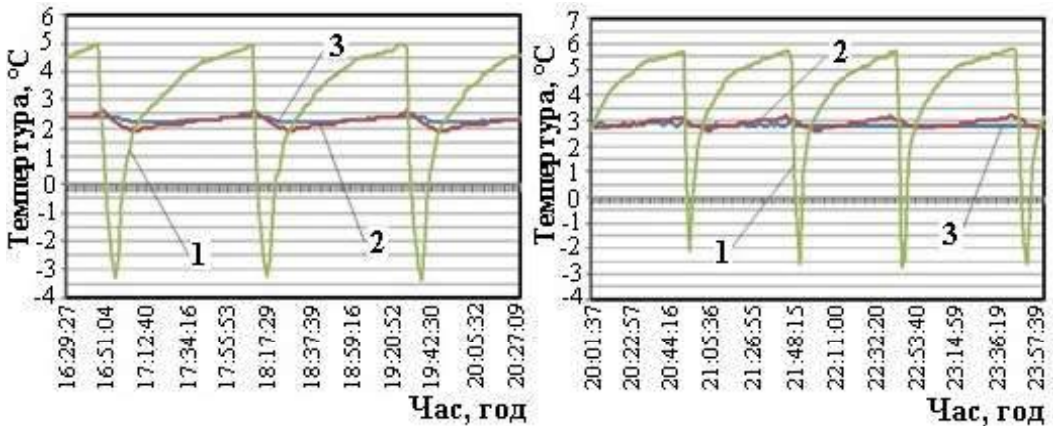
Також проведено дослідження з визначення впливу конфігурації упаковок на температуру плодів та енергетичні витрати при постійних періодичних коливаннях температури повітря. Дослідження проводили в

камері холодильника PROFILO, середня температура повітря якої 2,5...2,6 °С, амплітуда коливань температури 1,65…2,56 ºС. Під час кожного з дослідів до камери закладали одну упаковку з плодами – контрольну або експериментальну. Тривалість кожного досліду – 3…5 днів.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Під час моделювання зовнішніх теплових навантажень, які викликають тимчасове зростання амплітуди коливань температури в камері, величина підвищення температури продукту в упаковках з водяними прошарками зменшилася у 1,8...3,2 рази, а максимальна зміна його температури – в 1,8...2,1 рази, в порівнянні з упаковками без водяних прошарків. Зміна температури яблук протягом години в експериментальних упаковках не перевищувала 0,2 ºС, тоді як в контрольних становила 0,3…0,9 ºС [7].

Дослідження з визначення впливу конфігурації упаковок на температуру плодів при постійних періодичних коливаннях температури повітря під час зберігання в камері КХК-6 показали, що застосування ємностей з акумулюючою здатністю дозволяє знизити коливання температури плодів ($t_{пр}$) більш, ніж в 2 рази (в середньому, від $\Delta t_{пр.}$= 0,5…0,6 ºС до $\Delta t_{пр.}$ = 0,1 ºС), при цьому збільшення товщини водяного прошарку не призводить до значного зниження коливань $t_{пр.}$: 0…0,2 ºС – δ_w = 7 мм; 0…0,1 ºС – δ_w = 27 мм. Втрати маси яблук в експериментальних упаковках за 4 тижні становили 0,47% (δ_w = 27 мм) і 0,49% (δ_w = 7 мм), що на 34% і 32%, відповідно, менше, ніж в контрольних (рисунок 1) [7].



а б

Рис. 1. Зміна температури плодів при періодичних коливаннях температури повітря в камері КХК-6: 1 – температура в камері; 2 – температура плодів в ємності з водяним прошарком: а) δ_w = 7 мм, б) δ_w = 27 мм; 3 – плодів в контрольній упаковці.

Під час зберігання плодів в камері холодильника PROFILO середня зміна температури плодів за 1 годину в контрольній упаковці становила 0,07...0,13 °С, а в експериментальних ємностях – 0,02...0,04 °С. Середня амплітуда коливань температури продукту в експериментальних ємностях також зменшилася: від 0,12...0,13 °С до 0,01...0,03 °С.

Втрати маси яблук в ємностях з водяними прошарками були на 30,6...38,3% нижче, ніж в контрольних упаковках стандартної конфігурації, а витрати енергії на зберігання 1 кг яблук – нижче на 17...21% [8].

ВИСНОВКИ

Під час зовнішніх теплових навантажень при застосуванні охолоджуваних ємностей з водяними прошарками значно зменшується величина підвищення температури плодів, а також максимальний перепад температури плодів, а також зміна температури яблук протягом години.

При постійних періодичних коливаннях температури повітря в камері застосування ємностей з акумулюючою здатністю дозволяє знизити коливання температури плодів більш, ніж в 2 рази. Збільшення товщини водяного прошарку від 7 до 27 мм не призводить до значного зниження коливань температури продукту, а також до значного зменшення втрати маси. До того ж, збільшення товщини водяного прошарку призведе до значного збільшення масогабаритних показників охолоджуваної ємності, що в свою чергу, призведе до зниження місткості (вантажного простору) камери.

Застосування ємностей з акумулюючою здатністю сприяє зниженню втрат маси продукту більш, ніж на 31%, та збереженню його якості.

Використання охолоджуваних ємностей з рідинним прошарком знижує енергетичні витрати під час зберігання і транспортування продукту, стабілізує його температуру при коливаннях температури повітря

навколишнього середовища різного характеру, що сприяє продовженню терміну зберігання та зменшенню втрат продукту [1-8].

Список літератури

[1] Томчик, О. М. (2009). Патент України на корисну модель 41517. Київ: Державне патентне відомство України.
[2] Томчик, О. М. (2009). Патент України на корисну модель 44897. Київ: Державне патентне відомство України.
[3] Томчик, О. М. (2010). Патент України на корисну модель 48587. Київ: Державне патентне відомство України.
[4] Томчик, О. М., Савін, С. М., Кочетов В. П. (2015). Патент України на корисну модель 100447. Київ: Державне патентне відомство України.
[5] Томчик, О. М., Савін, С. М., Кочетов В. П. (2015). Патент України на корисну модель 100448. Київ: Державне патентне відомство України.
[6] Томчик, О. М. (2017). Патент України на корисну модель 118674. Київ: Державне патентне відомство України.
[7] Кочетов В. П. Томчик Е. Е. (2014). Упаковки с повышенной тепловой инерционностью для хранения растительной продукции. *Пищевая промышленность (Россия), 1,* 16-19.
[8] Томчик О. М., Хмельнюк М. Г., Гоголь М. І. (2018). Зниження енергетичних витрат при роботі холодильного обладнання під час зберігання соковитої рослинницької сировини. *Холодильна техніка та технологія, 5 (54),* 23-30.

Tomchyk O., Khmelniuk M., Gogol M.

Cooled tanks (packages) with cool thermal energy storage for product storage and transportation.

Abstract. *The results of the tested pilot units with cool thermal energy storage (water layers) are presented. A comparison of the effect of air temperature fluctuations in the cooled space of the chamber on the product temperature change when packages using of various configurations are performed. It was found, using packages with cool thermal energy storage fruit (apples) temperature fluctuations for cold storage reduced up to ≤ 0,2 °C.*

Keywords: *cool thermal energy storage, package with cool thermal energy storage, liquid (water) layers.*

Томчик Е. Н., Хмельнюк М. Г., Гоголь Н. И.

Охлаждаемые емкости с аккумулирующей способностью для хранения и транспортировки продукта.

Аннотация. *Представлены результаты экспериментальных исследований емкостей с аккумулирующей способностью (с водяными прослойками). Проведено сравнение влияния колебаний температуры воздуха в камере на температуру продукта при применении упаковок различной конфигурации. Установлено, что при применении емкостей с аккумулирующей способностью колебания температуры продукта снижаются до ≤ 0,2 ° С.*

Ключевые слова: *аккумуляция холода, емкость с аккумулирующей способностью, жидкостные (водные) прослойки.*

НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ВОДООХЛАДИТЕЛИ ИСПАРИТЕЛЬНОГО ТИПА. РАЗРАБОТКА И АНАЛИЗ ИХ ПРИНЦИПИАЛЬНЫХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ

Дорошенко А.В., доктор технических наук, профессор[1],
Гончаренко А.С., аспирант[2],
Демьяненко Ю.И., кандидат технических наук, доцент[3]
Одесская национальная академия пищевых технологий;
Украина, Одесса;
[1] E-mail: dor_av43@i.ua
[3] E-mail: dejurij@gmail.com

Аннотация. *Разработаны принципиальные решения испарительных водо- и воздухоохладителей непрямого типа со сниженным пределом охлаждения. Новые решения позволяют снизить предел испарительного охлаждения сред в охладителях-чиллерах от температуры мокрого термометра поступающего в охладитель воздуха до температуры точки росы. Насадка тепломассообменных аппаратов пленочного типа выполнена на основе моноблоковых многоканальных композиций из полимерных материалов. Предложена модель, описывающая эффективность процессов совместного*

тепломассообмена в испарительных водохладителях - градирнях и низкотемпературных чиллерах. Выполнен, на основании полученных экспериментальных данных по эффективности процессов тепломассообмена, сравнительный анализ возможностей разработанных водоохладителей, подтвердивший высокую эффективность новых решений

***Ключевые слова**: непрямое испарительное охлаждение, воздухоохладитель-чиллер, водоохладитель-чиллер, тепломассообменная аппаратура, пленочные течения.*

ВВЕДЕНИЕ

Интерес к возможностям испарительного охлаждения сред в последние годы неуклонно возрастает, что обусловлено их малым энергопотреблением и экологической чистотой [1-4]. Широкое практическое применение находят испарительные охладители (ИО) прямого типа (воздухоохладители и водоохладители-градирни ГРД, cooling tower, CTW) и непрямого типов (воздухо- и водоохладители НИО, indirect evaporative cooling, IEC). Возможности таких охладителей по достигаемому температурному уровню охлаждения ограничены температурой наружного воздуха по мокрому термометру $t_м$, являющейся естественным пределом охлаждения; их эффективность существенно зависит от местных климатических условий. Значительный интерес в последние годы вызывают ИО со сниженным пределом испарительного охлаждения сред .

Снижение температурного уровня охлаждения обеспечивает и общее уменьшение количества воды, используемой в ИО, что для современных энергетических систем означает реальное уменьшение количества воды, необходимое для компенсации потерь на испарение.

Цель исследования – расширение практической области использования испарительных водоохладителей, разработка соответствующих новых решений и конкретизация условий реализации низкотемпературного охлаждения сред, в первую очередь режимных параметров: оптимальных соотношений расходов контактирующих газо-жидкостных потоков.

РАЗРАБОТКА ВОДООХЛАДИТЕЛЕЙ СО СНИЖЕННЫМ ПРЕДЕЛОМ ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ CHW

На рис. 1А и Б приведены схемные решения испарительных водоохладителей, градирни ГРД (А) и водоохладителя-чиллера Ch-Rw (Б). На рис. 1Б представлено решение для водоохладителя Chw, выполненное по раздельной схеме с вынесенным воздухо-водяным теплообменником. При снижении температуры поступающего в ИО воздуха, при его неизменном влагосодержании, понижается и значение предела испарительного охлаждения. Для Chw предел охлаждения теоретически снижается до температуры точки росы наружного воздуха t_P[1].

Изучались сравнительные возможности испарительных водоохладителей: градирни ГРД и чиллера Chw. Основой для сравнительного анализа послужили опытные данные, ранее полученные в ОГАХ [1]. В ТМА использовалась насадка многоканальной структуры, выполненная из полимерных материалов.

На рис. 1В на диаграмме Н-Х влажного воздуха приведен сравнительный анализ возможностей испарительных водоохладителей: градирни ГРД (CTW) и разработанного водоохладителя-чиллера Chw при условии $l = G_г/G_ж = 1.0$ для обеих схем охладителей. Для чиллера Chw дополнительно принято соотношение расходов жидкости в основных контурах охлаждения, - в водо-водяном и водо-воздушном теплообменниках: $l^* = G^1_ж /G^2_ж = 1,0$. Состояния воды условно показано точками на кривой насыщения. Использование чиллера Chw позволяет охладить воду ниже t_M[1] наружного воздуха.

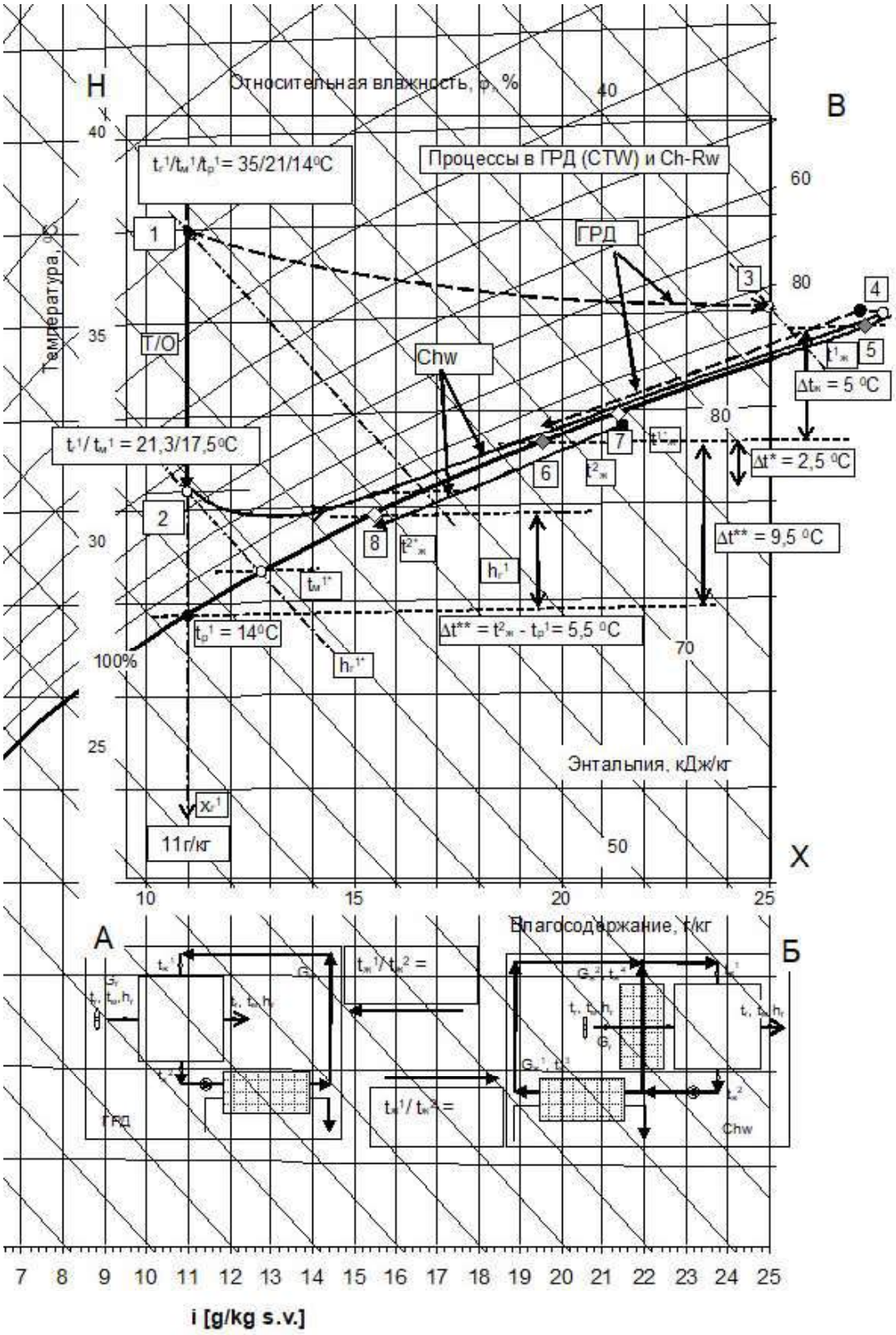


Рис.1. Анализ возможностей испарительных водоохладителей: градирни ГРД (CTW) и водоохладителя-чиллера Chw. Условия сравнения; $l = G_г/G_ж = 1.0$ для обеих схем охладителей ($l^* = G^1_ж /G^2_ж = 1,0$).

Обозначения: 1-3, 5-6 – процессы в ГРД; 1-2-4 и 7-8 процессы в Ch-Rw (изменения состояния воздуха и воды). Состояния воды показано условно точками на кривой насыщения

ВЫВОДЫ

1. Сравнительно с прямым испарительным охлаждением воды в градирне ГРД, охлаждение в охладителе-чиллере Chw обеспечивает возможность значительно понижения температуры; пределом охлаждения здесь является температура точки росы наружного воздуха, что существенно расширяет границы практического использования таких водоохладителей.

2. Дальнейшее приближение к пределу охлаждения в Chw обеспечивает варьирование соотношения расходов жидкости в основных контурах охлаждения I* = G1ж /G2ж, и может быть снижена при росте величины I = Gг /GΣж.

Список литературы

1. Дорошенко А.В., Глауберман М.А.Альтернативная енергетика, Солнечные системы тепло-хладоснабжения, Одесса, ОНУ им. Мечникова, 2012, 447стр.

2. Doroshenko A., Shestopalov K., Khliyeva O. Development of new schematic solutions and heat and mass transfer equipment for alternative solar liquid desiccant cooling systems, International Sorption Heat Pump Conference 2014, March 31 - April 2, 2014, Washington.

3. Maisotsenko V., Lelland Gillan, M. 2003, The Maisotsenko Cycle for Air Desiccant Cooling21^{h} International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Washington, D.C.

4. Hakan Caliskan, Arif Hepbasli, Ibrahim Dincer, Valeriy Maisotsenko Thermodynamic performance assessment of a novel air cooling cycle: Maisotsenko cycle International Journal of Refrigeration 34 (2011) 980 – 990

Doroshenko A.V., Gontsharenko A.S., Demianenko Y.I.

Low temperature evaporated coolers of water. Development and analysis of possibilities of coolers

Text of the annotation. *The fundamental decisions of the evaporated coolers of water and air of indirect type are worked out with the limit of cooling below of temperature of entering vehicle air on a wet bulb thermometer. New decisions allow to bring down the limit of the evaporated cooling in the evaporated coolers (chillers) from the temperature of wet bulb thermometer of entering cooler air to the temperature of dew point. Attachment of heat-mass-transfer apparatus of film-type is executed on the basis of multichannel compositions from polymeric materials. A model is offered, describing efficiency of processes of heat-mass-transfer in cooling towers and low temperature chillers. Executed, on the basis of the obtained experimental data on efficiency of processes of the evaporated cooling comparative analysis of possibilities of the worked out coolers, confirming high efficiency of new decisions*

Keywords: *the indirect evaporated cooling, indirect evaporative cooler of air, cooler of water of indirect type, heat-mass-transfer apparatus of film-type*

Дорошенко О.В., Гончаренко О.С., Дем'яненко Ю.І.

Низькотемпературні водоохолоджувачі випарного типу. Розробка і аналіз їх принципових можливостей

Текст анотації. *Розроблено принципові рішення випарних водо- і повітроохолоджувачів непрямого типу зі зниженою межею охолодження. Нові рішення дозволяють знизити межу випарного охолодження середовищ в охолоджувачах-чиллерах від температури мокрого термометра повітря, що надходить в повітроохолоджувач, до температури точки роси. Насадка тепломасообмінних апаратів плівкового типу виконана на основі моноблокових багатоканальних композицій з полімерних матеріалів. Запропоновано модель, що описує ефективність процесів спільного тепломассообміну в випарних водоохолоджувачах - градирнях і низькотемпературних чиллерах. Виконано, на підставі отриманих експериментальних даних по ефективності процесів тепломасообміну, порівняльний аналіз можливостей розроблених водоохолоджувачів; підтверджено високу ефективність нових рішень.*

Ключові слова*: непряме випарне охолодження, повітроохолоджувач-чиллер, водоохолоджувач-чиллер, тепломасообмінних апаратура, плівкові*

УДК 697.933: 621.5.046.1

СОЛНЕЧНЫЕ МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ АБСОРБЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛО-ХЛАДОСНАБЖЕНИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

***Дорошенко А.В., доктор технических наук, профессор*[1],**
***Халак В.Ф., аспирант*[2]**
Одесская национальная академия пищевых технологий;
Украина, Одесса;
[1] E-mail: khalak@cloud.onaft.edu.ua,
[2] E-mail: dor_av43@i.ua

Аннотация. *Выполнен анализ альтернативных систем кондиционирования воздуха, основанных на использовании теплоиспользующего абсорбционного цикла открытого типа и солнечной энергии для регенерации раствора абсорбента. Для повышения энергетической эффективности систем предлагается использовать охлаждаемые абсорберы-осушители воздуха.*
Ключевые слова*: солнечные системы, осушение воздуха, испарительное охлаждение, абсорбция, эффективность процесса.*

ВВЕДЕНИЕ

Тепловой комфорт, энергоэффективность и качество воздуха в помещении являются основными факторами при проектировании систем кондиционирования воздуха. Комфортные параметры воздуха в помещении очень различаются в зависимости от активности человека.

Как правило, для обеспечения комфортных параметров воздуха система кондиционирования воздуха должна поддерживать температуру в помещении в пределах от 15–27 °C с относительной влажностью 25–70 %. Поглощение влаги является одним из наиболее важных процессов в системах кондиционирования воздуха на основе абсорбентов. Примерами таких систем могут служить контроль влажности в текстильной промышленности, покраска различных поверхностей, предварительная обработка свежих пищевых продуктов.

Преимуществами абсорбционных систем кондиционирования воздуха является лучший контроль влажности, более эффективное снятие скрытой нагрузки и снижение пиковых электрических нагрузок. В регионах где есть проблемы с пиковыми нагрузками кондиционирования, эти технологии могут помочь повысить энергоэффективность. Технология на основе жидкого осушения позволяет в полной мере использовать низкопотенциальные источники тепла, в том числе промышленное отработанное тепло, солнечную и геотермальную энергию для того чтобы осушить влажный воздух.

Жидкие осушители воздуха классифицируются как адиабатические и с внутренним охлаждением. В адиабатических осушителях воздух непосредственно контактирует с абсорбентом, в то время как в осушителях с внутренним охлаждением охлаждающая среда не контактирует с потоками воздуха и абсорбента, раствор абсорбента охлаждается через разделительную стенку и его осушительная способность увеличивается [1].

Исследования работы солнечных систем кондиционирования воздуха (ССКВ) на основе абсорберов-осушителей проводились Katejanekarn и др. al. [4] проводились в условиях климатаТаиланда, что дало определённые преимущества из-за горячего и влажного тропического климата. Согласно экспериментальным результатам, разработанная система ССКВ способна снизить температуру на 1,2 °C и относительную влажность на 11,1%.

Система кондиционирования воздуха с жидкостным осушителем на солнечной энергии для производства тепличных пищевых продуктов в условиях жаркого климата была предложена в [6]. Результаты эксперимента показали, что система способна снизить среднесуточные максимальные температуры в жаркое время года на 5,5–7,5 °C

Kim и др. [5] исследовали ежегодные эксплуатационные энергетические показатели осушительной и испарительно-охладительной систем и сравнили образцы экономии энергии с обычной системой переменного объёма воздуха. Результаты показали, что предлагаемая система может обеспечить до 82% экономии энергии по сравнению с обычной системой летом и 54% и 37% во время зимнего и промежуточного сезона соответственно. По сути, предлагаемая система обеспечивала ежегодную экономию энергии в размере 68% и 23% по сравнению с обычной и установленной системой испарительного охлаждения.

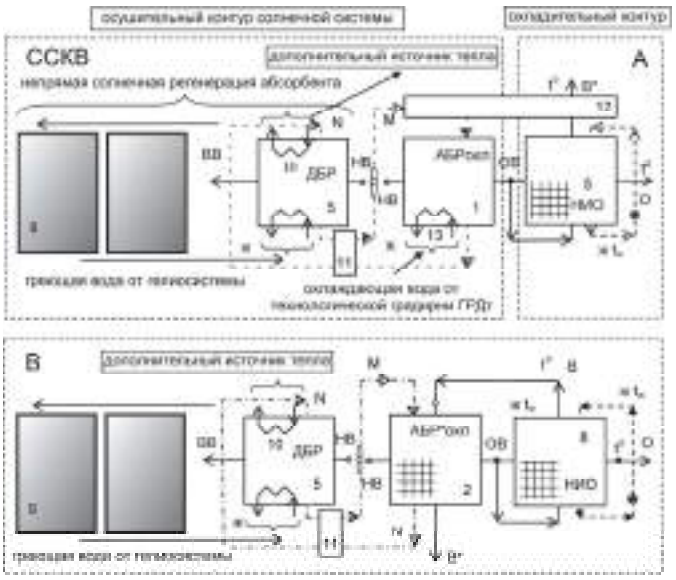
Поскольку при поглощении раствором абсорбента водяных паров из воздушного потока в абсорбенте выделяется тепло, что снижает эффективность процесса абсорбции, автором разработан новый вариант

абсорбера с внутренним испарительным охлаждением, реализуемый в чередующихся осушительных и охладительных каналах абсорбера на основе наружного, либо уже осушенного воздуха.

Цель исследования – разработать схемы и конструкции абсорберов-осушителей для солнечных систем кондиционирования воздуха .

РАЗРАБОТКА ПРИНЦИПИАЛЬНЫХ СХЕМНЫХ РЕШЕНИЙ И ТЕПЛОМАССООБМЕННОЙ АППАРАТУРЫ

Основные варианты разработанных авторами солнечных многофункциональных абсорбционных систем (МСС) ССКВ приведены на рис. 1. Поддержание непрерывности осушительно-испарительного цикла обеспечивается в абсорбционных системах солнечной регенерацией абсорбента в десорбере-регенераторе (ДБР).



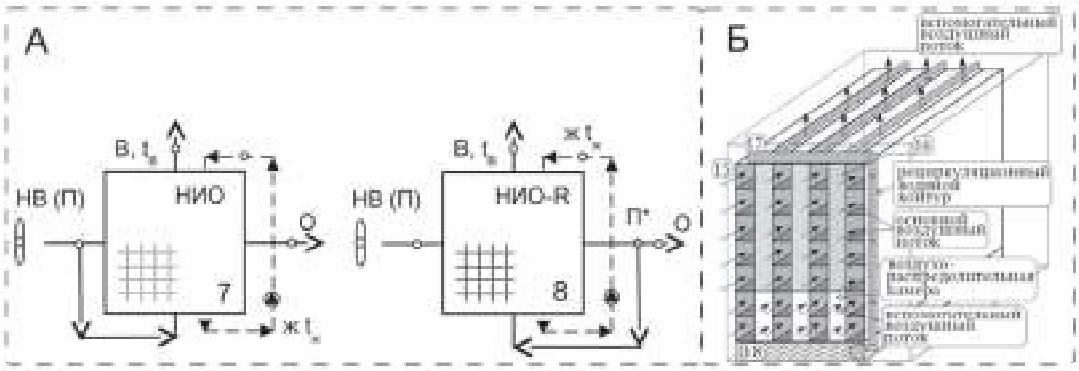
А и В – ССКВ с охлаждаемым абсорбером от ГРДт, и выбрасываемым вспомогательным воздушным потоком от НИОг, соответственно. 1-4 – АБР – абсорбер-осушитель наружного воздуха; 2 – АБРохл – охлаждаемый от НИОг абсорбер; 5 – десорбер-регенератор ДБР; 6 и 13 – градирня продуктовая ГРДпр и технологическая ГРДт; 7, 8 – воздухоохладители непрямого типа НИОг и НИО-R; 9 – солнечная система регенерации абсорбента ССРГ; 10 – дополнительный греющий источник ССРГ; 11 и 12 – теплообменники; N – слабый раствор абсорбента; M – крепкий растворы абсорбента.

Рис. 1. Основные варианты солнечных абсорбционных систем кондиционирования воздуха ССКВ.

Холодные вспомогательные воздушные потоки, покидающие воздухоохладители непрямой испарительный охладитель (НИО) (7) [3; 9-11] или НИО-R (8) [2;7; 12] в ССКВ могут использоваться для решения различных задач охлаждения в схеме (рис. 2). Примерами могут служить схемы с охлаждением абсорбера (рис.1Б, 4В) либо охлаждением крепкого раствора абсорбента, поступающего в абсорбер. Бак-теплоаккумулятор (БТА), либо непосредственно десорбер (ДБР) могут включать дополнительный встроенный теплообменник для компенсации колебаний солнечной активности и ветронагрузки в месте установки МСС.

МСС на основе абсорбера с внутренним испарительным охлаждением АБРио

Были разработаны два варианта абсорберов-осушителей с внутренним испарительным охлаждением (АБРио). На рис. 3А-В приведены схемные решения АБРио. Они различаются местом разделения полного воздушного потока в канале на основной и вспомогательный. В канале основного потока происходит осушение потока, а во втором испарение водяной плёнки во «вспомогательный» воздушный поток, охлаждая и отводя тепло через разделительную стенку от «осушительных» каналов (рис. 2Б).



Обозначения по рис. 1, доп. (В – НИО): 15 – «сухой» канал; 16 – «мокрый» канал;
17 – водораспределитель; 18 – водосборник.

А – принципиальные схемы воздухоохладителей непрямого типа (НИО и НИО-R); Б – принципиальная компоновка НИО (IEaC) и НИО-R (RIEaC).

Рис. 2. Испарительные воздухоохладители непрямого типа для солнечных систем.

На рис. 4В приведены разработанные варианты ССКВ и СХС на основе АБРио. Абсорбер АБРио позволяет устранить из схемы МСС технологическую градирню ГРДт (13), уменьшить массу и габариты ТМА и снизить общий уровень энергозатрат. В регенеративном варианте АБРио-R (рис. 4Б) в «охладительные» каналы поступает воздушный поток, уже прошедший осушение, со сниженным пределом испарительного охлаждения. Для этого варианта пределом испарительного охлаждения является температура точки росы наружного воздуха t_p^1.

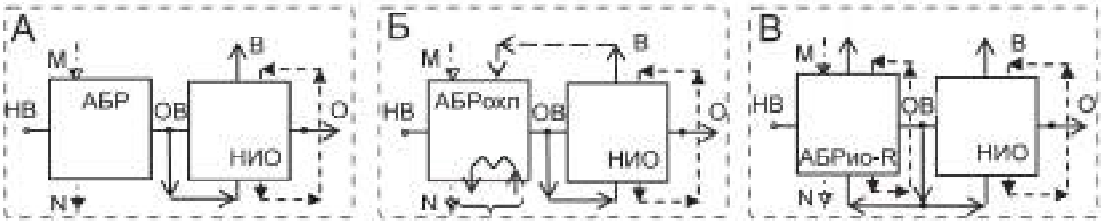
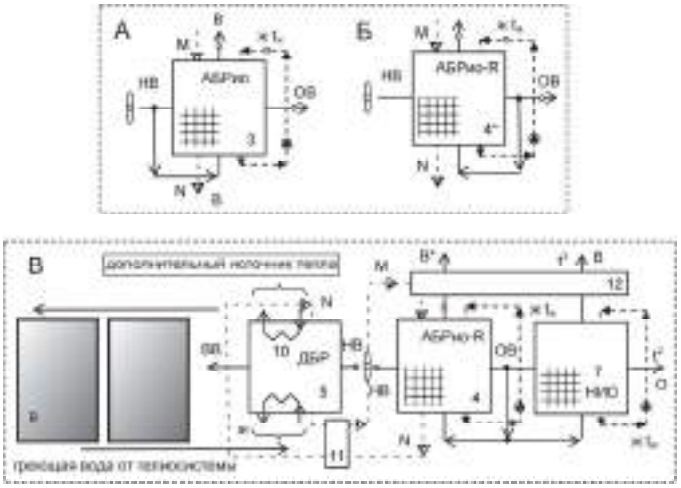


Рис. 3. Принципиальные схемы узлов АБР-ГРД для ССКВ



А – АБРио с использованием наружного воздуха для испарительного охлаждения абсорбер;
Б – АБРио-R с использованием части осушенного воздуха для испарительного охлаждения абсорбера; В – принципиальная схема ССКВ на основе АБРио-R. Обозначения по рис. 1.

Рис. 4. Абсорбер с внутренним испарительным охлаждением, основные варианты решений.

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ НЕПРЯМОГО ТИПА

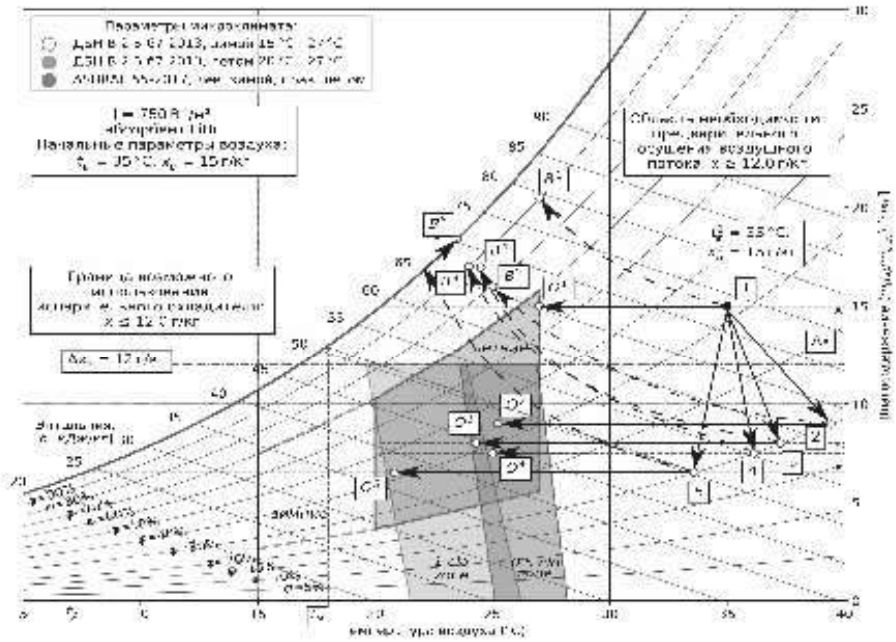
Из используемых в качестве абсорбентов веществ с точки зрения теплофизических свойств наиболее перспективными являются водные растворы на основе бромистого лития LiBr с добавками, снижающими коррозионную активность и увеличивающими растворимость ($LiNO_3$, $ZnCl_2$, $CaBr_2$ и др.); раствор LiBr является наиболее предпочтительным с точки зрения тепло- и массообменных характеристик, а также надёжности эксплуатации (высокая растворимость и относительно низкая коррозионная активность), однако, при больших концентрациях, имеет высокую температуру регенерации; ориентировочный рабочий интервал концентраций для LiBr составляет 70-75%. На рис. 5 в поле H-T диаграммы влажного воздуха показано протекание процессов в основных элементах сравниваемых солнечных систем кондиционирования воздуха ССКВ, оформленных по различным формулам. В данной работе криволинейность линии изменения состояния вспомогательного воздушного потока проанализирована с учётом выхода на участок «реконденсации».

Использование коэффициентов обмена зачастую не может быть признано удовлетворительным из-за наличия трудностей, связанных с определением действительной поверхности тепломассообмена в аппаратах плёночного типа с высокой плотностью насадочного слоя [14]. С этим связана и проблема масштабирования, основанная на теории подобия. Это привело к развитию эмпирических методов, основанных на использовании коэффициентов эффективности процесса. Они позволяют провести анализ и представить опытные данные в виде простом и удобной для проектирования испарительных охладителей. В качестве естественного предала охлаждения сред в градирне принято рассматривать температуру воздуха по мокрому термометру на входе в аппарат.

Сравнительный анализ ССКВ выполнен для начальных параметров наружного воздуха: $t_в^1 = 35°C$, $t_м^1 = 24°C$, $t_р^1 = 20°C$, $x_в^1 = 15$ г/кг, то есть, заведомо, для достаточно «тяжёлых» внешних условий для использования испарительных охладителей сред. Начальное влагосодержание наружного воздуха выбрано значительно выше критической величины x* ≈ 12 г/кг [15], что требует обязательного предварительного осушения воздуха перед испарительным охлаждением. Анализ выполнен на основе ранее полученных авторами экспериментальных данных по эффективности процессов в ТМА осушительного и охладительного контуров [14] на насадке из многоканальных многослойных поликарбонатных плит с параметрами слоя: $d_к = 15$мм.

Использование полимерных многоканальных насадочных структур в случае ИО непрямого типа (НИО, АБРио) не приводит к сколь либо существенному снижению эффективности процесса [8; 13], поскольку термическое сопротивление разделяющей каналы стенки соизмеримо с термическим сопротивлением жидкостных плёнок, стекающих по внутренним поверхностям каналов. Для НИО была принята в расчётах величина эффективности процесса охлаждения по основному и вспомогательному потокам, равная $E_о = E_в = (t_1 - t_2)/(t_1 - t_м) = 0{,}65$, при эффективности теплообменников $E_{т/о} = 0{,}8$. Температура воды, рециркулирующей через «мокрую» часть НИО, принята $t_{ж} = t_м^1 + 1{,}5\text{-}2{,}5°C$. На самом деле эффективность охлаждения вспомогательного воздушного потока несколько выше, чем основного, величина $E_в$- несколько выше чем $E_о$, а реальное значение величины $t^*_ж$ зависит от соотношения расхода воздушных потоков в «сухой» и «мокрой» частях НИО, так что результаты выполненного анализа носят предварительный характер и несколько занижены.

Линия изменения состояния вспомогательного воздушного потока в НИО криволинейна и до выхода из насадки ТМА может выходить на кривую ϕ=100%, с определённого момента следуя непосредственно по ней (линия 5-B^5). Построение этих кривых выполнено по методике, разработанной на основе метода «энтальпийного потенциала». Следует отметить опасность снижения эффективности процесса в этой области, что требует особого анализа. При этом на основе выполненных авторами экспериментальных исследований, рекомендован диапазон значений $l = G_о / G_в = 0{,}8 – 1{,}2$.



1-2(5) – процесс осушения воздуха в абсорбере; «О» и «В» – охлаждение основного и вспомогательного воздушных потоков в НИО.

Рис. 5. Протекание процессов в основных аппаратах разработанных ССКВ (формула АБР-НИО) с учётом реальной кривизны линии изменения состояния вспомогательного воздушного потока и участка «реконденсации».

Получены сравнительные результаты для пяти сравниваемых вариантов ССКВ:
1. НИО (без предварительного осушения наружного воздуха):
«О»: t = 27,5°С; x = 15 г/кг;
«В»: t = 27°С, φ = 90%;
2. АБР – НИО (рис. 4А):
Δx = 6 г/кг; «О»: t = 25,2°С; x = 9 г/кг;
«В»: t = 25°С, φ = 80%;
3: АБРохл – НИО (рис. 4Б, охлаждение АБР от технологической градирни ГРДт):
Δx = 7 г/кг; «О»: t = 24,3°С; x = 8 г/кг;
«В»: t = 24°С, φ = 90%;
4. АБРохл – НИО (рис. 4Б, охлаждение АБР вспомогат. воздушным потоком от НИО):
Δx = 7,5 г/кг; «О»: t = 25°С; x = 7,5 г/кг;
«В»: t = 24,5°С, φ = 87%;
5. АБРио-R – НИО (рис. 4В):
Δx = 8,5 г/кг; «О»: t = 20,8°С; x = 6,5 г/кг; «В»: t = 23,5°С, φ = 100%; (возможна реконденсация)
СКВ может быть построена только на использовании НИО на наружном воздухе (рис. 5, позиция 1). «Вспомогательный» воздушный поток «В», выносящий из аппарата все отводимое от обоих воздушных потоков тепло, преимущественно в связанном виде, тоже охлаждён, но его влагосодержание (процесс 1-$В^1$) близко к полному насыщению (φ= 100%).

ВЫВОДЫ

1. Оптимальным для устойчивой работы многофункциональных солнечных систем является рациональное сочетание альтернативного и традиционного источников энергии, при этом доля солнечной составляющей для таких систем при их круглогодичной эксплуатации составляет для южной части Европы до 80%.

2. Основным элементом солнечных многофункциональных систем является комплекс взаимосвязанных тепломассообменных аппаратов в виде автономного блока [(ДБР ↔ АБР) – НИО] для создания ССКВ
3. Использование абсорбера с внутренним испарительным охлаждением АБРио для охлаждения низкотемпературного абсорбера обеспечивает глубокое охлаждение и повышает эффективность процесса осушения воздушного потока в низкотемпературном абсорбере.

Список литературы

1. [1]. Yin, Y., Zhang, X., Wang, G., & Luo, L. (2008). Experimental study on a new internally cooled/heated dehumidifier/regenerator of liquid desiccant systems. *International Journal of Refrigeration*, *31*(5), 857–866. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.10.004
2. [2]. Hasan, A. (2012). Going below the wet-bulb temperature by indirect evaporative cooling: Analysis using a modified ε-NTU method. *Applied Energy*, *89*(1), 237–245. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.07.005
3. [3]. Kabeel, A. E., & Abdelgaied, M. (2016). Numerical and experimental investigation of a novel configuration of indirect evaporative cooler with internal baffles. *Energy Conversion and Management*, *126*, 526–536. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.08.028
4. [4]. Katejanekarn, T., Chirarattananon, S., & Kumar, S. (2009). An experimental study of a solar-regenerated liquid desiccant ventilation pre-conditioning system. *Solar Energy*, *83*(6), 920–933. https://doi.org/10.1016/j.solener.2008.12.006
5. [5]. Kim, M.-H., Park, J.-Y., Sung, M.-K., Choi, A.-S., & Jeong, J.-W. (2014). Annual operating energy savings of liquid desiccant and evaporative-cooling-assisted 100% outdoor air system. *Energy and Buildings*, *76*, 538–550. https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.03.006
6. [6]. Lychnos, G., & Davies, P. A. (2012). Modelling and experimental verification of a solar-powered liquid desiccant cooling system for greenhouse food production in hot climates. *Energy*, *40*(1), 116–130. https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.02.021
7. [7]. Mahmood, M. H., Sultan, M., Miyazaki, T., Koyama, S., & Maisotsenko, V. S. (2016). Overview of the Maisotsenko cycle – A way towards dew point evaporative cooling. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *66*, 537–555. https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.08.022
8. [8]. Mcnab, J. L., & Mcgregor, P. (2003). Dual indirect cycle air conditioner uses heat concentrated desiccant and energy recovery in a polymer plate heat exchanger. In *21st IIR International Congress of Refrigeration: Serving the Needs of Mankind.* (Vol. ICR0646, pp. 101–109). Washington DC, United States: IIF-IIR.
9. [9]. Stoitchkov, N. J., & Dimitrov, G. I. (1998). Effectiveness of crossflow plate heat exchanger for indirect evaporative cooling. *International Journal of Refrigeration*, *21*(6), 463–471. https://doi.org/10.1016/S0140-7007(98)00004-8
10. [10]. Velasco Gómez, E., Rey Martínez, F. J., Varela Diez, F., Molina Leyva, M. J., & Herrero Martín, R. (2005). Description and experimental results of a semi-indirect ceramic evaporative cooler. *International Journal of Refrigeration*, *28*(5), 654–662. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.01.004
11. [11]. Velasco Gómez, Eloy, Tejero González, A., & Rey Martínez, F. J. (2012). Experimental characterisation of an indirect evaporative cooling prototype in two operating modes. *Applied Energy*, *97*, 340–346. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.12.065
12. [12]. Xie, X., & Jiang, Y. (2015). Comparison of Two Kinds of Indirect Evaporative Cooling System: To Produce Cold Water and To Produce Cooling Air. *Procedia Engineering*, *121*, 881–890. https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.09.044
13. [13]. Zhao, X., Liu, S., & Riffat, S. B. (2008). Comparative study of heat and mass exchanging materials for indirect evaporative cooling systems. *Building and Environment*, *43*(11), 1902–1911. https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2007.11.009
14. [14]. Дорошенко, А. В., & Глауберман, М. А. (2012). Альтернативная энергетика. Солнечные системы тепло-хладоснабжения: монография. *Одесса: ОНУ*, 457. [15]. ‘Handbook 2006: Refrigeration. Chapter 9 - Thermal properties of foods. (10 of 52), American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers - Publication Index

Doroshenko A.V., Khalak V.F

Solar-radiation-based multifunctional absorption systems of refrigeration and air conditioning

Text of the annotation*. The present work aims at improving scheme solutions for alternative refrigeration and air conditioning systems based on the use of an open-type, heat-entrapping absorption cycle and solar energy for regenerating an absorbent solution. To improve the energy efficiency of the systems, it is proposed to use cooled air-dryers.*

Keywords *solar systems, air dehumidification, evaporative cooling, absorption, process efficiency.*

Дорошенко О.В., Халак В.Ф.

Сонячні багатофункціональні абсорційні системи тепло-холодопостачання та кондиціювання повітря.

Текст анотації*. Виконаний аналіз альтернативних систем кондиціювання повітря, заснованих на використанні тепловикористовуючого абсорбційного циклу відкритого типу та сонячної енергії для регенерації розчину абсорбенту. Для підвищення енергетичної ефективності систем пропонується використовувати охолоджувані абсорбери-осушувачі повітря.*

Ключові слова: *сонячні системи, осушення повітря, випарне охолодження, абсорбція, ефективність процесу.*

УДК 533

НОВИЙ НАПРЯМОК ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТУРБОМАШИН

Яковлєв Ю.А., кандидат технічних наук, доцент[1],
Яковлєва О.Ю., кандидат технічних наук[2]
Одеська національна академія харчових технологій
Україна, Одеса
[1]E-mail: uykovlev11@gmail.com
[2]E-mail: osarja@gmail.com

Анотація. *Основним недоліком турбокомпресорних установок є низький ступінь стиснення, що досягається на одному щаблі компресора. Новим проривом в компресоробудуванні стало створення ударно-хвильових компресорів (УХК) з високим ступенем стиснення і більш низькими масогабаритними характеристиками, ніж у існуючих машин. Наведено параметри спроектованих і випробуваних конструкцій УХК.*

Ключові слова: *турбомашина; ударно-хвильової компресор; компресоробудуванн; параметри турбомашини.*

ВСТУП

Звичайні турбокомпресорні установки широко використовуються для стиснення газів і знаходять застосування в багатьох широко використовуваних технологіях від рефрижераторних вузлів до реактивних двигунів. Основним завданням компресора є перенесення і стиснення газу. Технології стиснення газу є загальноприйнятими і варіюються для різного роду механізмів, від відцентрових машин до діагональних гідравлічних машин і осьових гідравлічних машин.

Незважаючи на те, що звичайні турбокомпресорні установки надзвичайно ефективні, їх недолік полягає в тому, що ступінь стиснення, що досягається на одному щаблі компресора, є відносно низькою. При необхідності високої підсумкової ступеня стиснення можуть застосовуватися звичайні турбокомпресорні установки, що містять численні ступені стиснення. Однак звичайні компресорні установки з численними ступенями стиснення, як правило, бувають великогабаритними, складними і дорогими.

Ціль роботи - аналіз перспектив підвищення ефективності роботи турбомашин.

ВИКОРИСТАННЯ УДАРНО-ХВИЛЬОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ – НОВИЙ ПРОРИВ В КОМПРЕСОРОБУДУВАННІ

Не так давно з'явилося принципово новий напрямок в техніці стиснення газів - ударно-хвильові компресори, в яких стиснення газу здійснюється в скачках ущільнень, що виникають при гальмуванні надзвукового потоку в газодинамічних каналах компресора і дозволяють досягати багаторазового підвищення ступеня стиснення в одному щаблі в порівнянні з існуючими типами турбокомпресорів.

Механізм виникнення стрибків ущільнень і ударних хвиль в надзвуковому потоці був відомий давно і використовувався для стиснення атмосферного повітря в авіації за допомогою надзвукового повітрозабірника спеціального профілю. Це і послужило основою для створення нового покоління динамічних компресорів.

При русі тіла в газі з надзвуковою швидкістю або при обтіканні тіла надзвуковим потоком обурення, що відбуваються від взаємодії газу і тіла, не можуть його обігнати, поширитися вперед по надзвуковому потоку і накопичуються на деякій поверхні. Утворюється так звана «ударна хвиля» (розрив або стрибок ущільнення), що розповсюджується з надзвуковою щодо середовища швидкістю. Ударна хвиля в газах є тонкою в кілька довжин вільного пробігу молекул перехідну область, в якій відбувається різке, майже миттєве зміна параметрів середовища: тиску, щільності, температури і швидкості газу. Наприклад, типова ширина ударної хвилі в повітрі - 10-4 мм.

Основним конструктивним принципом пристрою ударно-хвильового компресора є генерування стрибків ущільнень на роторі з частотою обертання, що забезпечує окружні швидкості, що перевищують швидкість звуку в робочому тілі [1]. Проточна частина ротора являє собою мережу каналів спеціального профілю (рис. 1), «намотаних» на циліндр, в яких при надзвукових швидкостях виникає система стрибків ущільнень, що стискає газ.

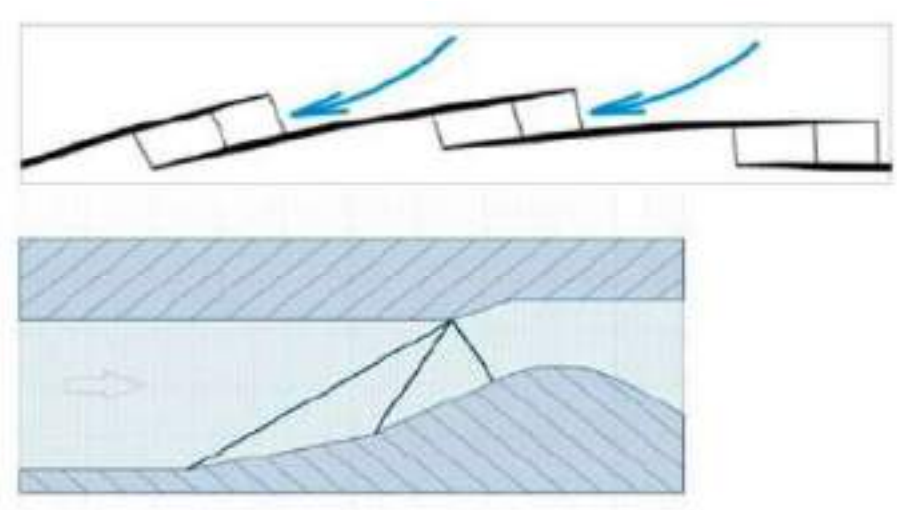


Рис.1. Канали ударно-хвильового компресора

Теоретичні дослідження і чисельний експеримент [2] показали працездатність і перспективність даного напрямку. Використання ударно-хвильової технології дозволяє в одноступенчатом осьовому компресорі отримати ступінь стиснення 10:1. Для перевірки даної концепції на базі проведених досліджень був спроектований, розроблений і випробуваний УХК, в якому був отриманий ступінь стиснення повітря більш висока (2,25), ніж в звичайному одноступенчатом осьовому компресорі (1,2 ... 1,6).

Компанією Ramgen Power Systems (США), однієї з провідних світових компаній з виробництва компресорів і газових турбін, був спроектований, виготовлений і випробуваний одноступінчатий вуглекислотний УХК потужністю 10 МВт і ступінем стиснення 10:1 [3].

Використання УХК замість багатоступінчастого осьового компресора дозволило зібрати всю конструкцію на одному валу, значно зменшивши при цьому габарити двигуна. В окремому випадку канал може бути спрофільовані таким чином, щоб гальмування відбувалося в простих вільних стиснення без втрати повного тиску.

Застосування УХК, що заміняє 7 ступенів звичайного осьового компресора, дозволило істотно скоротити габарити установки.

Ударно-хвильова технологія була використана для розробки гібридної роторної машини, що поєднує в собі хвильовий компресор і пульсуючий реактивний двигун, що працює по термодинамическому циклу Хамфрі.

Це дозволило створити високоефективну і економічну альтернативу традиційним газотурбінних двигунів у вигляді випробувальної установки потужністю 1,5 МВт.

ВИСНОВКИ

1. Практично вирішено питання моделювання, проектування, створінь конструкцій і дослідження турбомашин з використанням технології ударно-хвильового стиску, як більш ефективного і недорого способу підвищення ефективності роботи компресорів динамічного типу.

2. Високоефективні НВК мають ступінь стиснення в одному щаблі до 10, що в 4 ... 7 разів перевищує цей показник в традиційних конструкціях осьових і відцентрових компресорів і покращує масогабаритні характеристики компресорної установки.

Література

1. Булат П.В. О концепции волнового компрессора и оптимальных ударно-волновых структурах// Холодильная техника 2014 № 6.- С. 15-18.

2. Lawlor, Shawn P.; Brown, Paul M.; and Mackin, Steven G., "Conceptual Design Study of a Supersonic Compressor Applied to Refrigerant Compression Cycles" (2004). International Compressor Engineering Conference. Paper 1629.

3. Koopman A. Design and Testing of CO_2 Compression Using Supersonic Shock Wave Technology. Report Issued June 2015. DOE Award Number: DE-FE0000493. Paper 1152.

Yakovlev U., Yakovleva O.

A new direction for increasing the efficiency of turbomachines

Text of the annotation*. The main disadvantage of widespread turbocharger plants is the low compression ratio which is achieved at the single compressor stage. The shock wave technology development has become a new breakthrough in compressor engineering. This is allowed us to develop a fundamentally new type of turbomachine - shock-wave compressors (SWC) with a high compression ratio and lower weight and size characteristics than existing machines. The parameters of the designed and tested SWC pilot machines are given.*

Keywords: *turbocharging system; shock wave compressor; compressor engineering;turbomachine parameters.*

Яковлев Ю.А., Яковлева О.Ю.

Новое направление повышения эффективности турбомашин

Текст аннотации. *Основным недостатком турбокомпрессорных установок является низкая степень сжатия, достигаемая на одной ступени компрессора. Новым прорывом в компрессоростроении стало создание ударно-волновых компрессоров (УВК) с высокой степенью сжатия и более низкими массогабаритными характеристиками, чем у существующих машин. Приведены параметры спроектированных и испытанных конструкций УВК*

Ключевые слова: *турбокомпрессорные установки; ударно-волновой компрессор; компрессоростроени; параметры турбомашины.*

УДК 620.9:005

ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІ ПРОЕКТИ ТА ЇХ РЕАЛІЗАЦІЯ В ПРОМИСЛОВОМУ СЕКТОРІ.

Яковлева О.Ю., кандидат технічних наук[1]
Остапенко О.В., кандидат технічних наук[2]
Хмельнюк М.Г., доктор технічних наук, професор[3],
Яковлев Ю.О., кандидат технічних наук, доцент[4]
Одеська національна академія харчових технологій
[1]E-mail: osarja@gmail.com [2]E-mail:ostapenkosc@gmail.com [3]E-mail: hmel_m@ukr.net
[4]E-mail: uykovlev11@gmail.com

Анотація. *Використання системного підходу при моделюванні і реалізації в промисловому секторі енегоефективних проектів дозволяє підтримувати постійне вдосконалення системи і не відхилятися від стратегічних цілей, спрямованих на реалізацію сталого розвитку підприємства.*

Ключові слова: *моделювання; енергоефективний проект; промисловий сектор; базові енергетичні показники.*

ВСТУП

Можливість моделювання цілей та процесів з використанням системного підходу дозволить виявити найбільш чіткі та ясні вимоги до системи. Такий підхід сприяє реалізації цілей, до досягнення яких прагне організація при впровадженні енергоефективного проекту (ЕП). А підхід, в основі якого лежать процеси, розглядає шляхи поліпшення діяльності організації після введення ЕП. Таким чином, з позиції різних перспектив, можливо отримання вимог до системи. При розгляді цілей енергетичного менеджменту (ЕнМ) з боку запропонованих підходів можливо передбачити наявність відповідностей між розглянутими перспективами та вважати їх еквівалентними в оперативних аспектах. При підготовці керівних принципів, спрямованих на розробку моделі організації, розглянемо можливість вибору перспектив при виявленні чітких вимог до системи або комбінації перспектив, яка за всіх інших умов буде оптимальною.

Ціль роботи - використовувати системний підхід при моделюванні і реалізації енергоефективних проектів.

ОСНОВНА ЧАСТИНА

Енергоефективним проектом будемо назвати розробку енергетичної системи, що включає наступне:

- робота, виконана з більш високою якістю по відношенню до базових енергетичних показників;
- якщо суб'єкт дослідження може виконувати роботу при мінімальних вимогах до енергоресурсів з більшою потужністю;
- якщо в рамках робочої методології для підвищення енергоефективності ми можемо домогтися зростання прибутку;
- при інших умовних умовах організація отримує регульовані екологічними нормативно-правовими актами показники не вище норм, встановлених стандартами;
- сукупність дій, проведених в структурі управління ресурсами підприємства, що сприяють підвищенню рівня комфорту для персоналу на виробництві;
- використання процесів та інструментарію, що дозволяє нарощувати безпеку постачання паливно-енергетичних ресурсів для енергетичного господарства підприємства;
- істотний вклад у зростання конкурентоспроможності організації на динамічному ринковому сегменті.

Одна з основних задач - добитися оптимальних показників при впровадженні енергоефективних проектів у промисловий сектор без істотних втрат від розрахункової ефективності.

Впродовж розвитку організації за допомогою керуванням можливостями, які можуть зробити вклад в отримання прибутку, запропоновано використовувати моделювання організації [1] з інтеграцією моделі мети ЕнМ (Рис.1) включно системи енергетичного менеджменту (СЕнМ). Таке моделювання використовується для створення бази знань на підставі збору та документування операційної та стратегічної інформації зі сторони цілей, проблем, ключових показників енергетичної ефективності, які є вимірюваними властивостями та можуть бути розглянуті як «підцілі» для використання в моделях мети енергетичного менеджменту та мети організації цілком в напрямку шляхів досягнення виконання цілей, також процесів та концептів, технічних компонентів та вимог до системи.

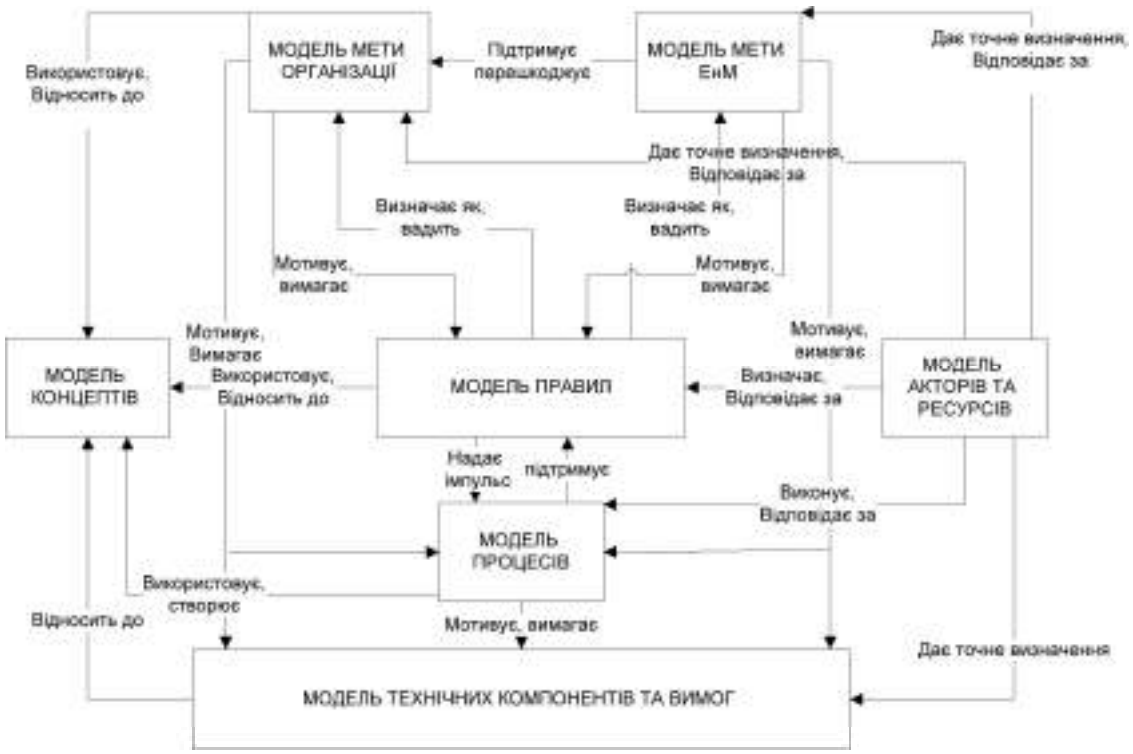


Рис.1. Інтегрування моделі мети енергетичного менеджменту (включно СЕнМ) до моделі організації (Sandkuhl et al., 2014) для дальшого застосування у системі планування ресурсами.

При відсутності моделей організації чи неможливості інтегрування, пропонується розробити модель на базі висунутої пропозиції. В даному напрямку моделювання буде використано сім «субмоделей», кожна з яких є доповненням до іншої та може відображати думки експертів організації з різноманітною кваліфікацією та освітою. Таким чином кожна з представлених «субмоделей», являє собою певний аспект організації:

Модель мети (ММ) – ця модель в якості інформаційного простору використовує цілі організації. Несе в собі інформацію, щодо оперативних та стратегічних завдань які спрямовані на досягнення цілей встановлених як організацією та і працівниками, чи у зворотному порядку, як запобігти або уникнути проблем. **ММ** розглядає питання, щодо напрямку в якому організація має рухатися, цілі та їх властивості, зараз маємо на увазі: вагомість, критичність та встановлення системи пріоритетів для цілей в роботі, їх співвідношення, та можливі проблеми, які будуть шкодити досягненню поставлених цілей.

Модель мети EнМ (ММЕМ)– ця модель спрямована на використання цілей енергетичного менеджменту та системи енергетичного менеджменту, яка працює в організації. Володіє інформацією, щодо оперативних та стратегічних завдань енергетичного менеджменту, які спрямовані на досягнення цілей встановлених, як організацією так і працівниками, чи у зворотному порядку, як запобігти або уникнути проблем, які можуть виникнути при реалізації енергоефективного проекту, чи застосування програми з підвищення енергоефективності після проведення енергетичного аудиту. **ММЕМ** аналізує запити, щодо напрямку в якому організація має рухатися після застосування стандарту ISO 50001:2018 СЕнМ, який розроблений з метою поліпшення інтеграції в існуючі системи керування ресурсами підприємства, також розглядає цілі та їх основні властивості поряд з встановленням пріоритетів - це вагомість та критичність. Беруться до уваги системні властивості щодо співвідношення цілей, та виникнення нових проблем, які будуть перешкоджати досягненню їх виконання.

Модель правил (МП) призначена для визначення та підтримки чітко та ясно сформульованого правила, що має відповідати моделям мети енергетичного менеджменту та мети організації. Правила можуть розглядатися як операціоналізація або обмеження для цілей. **МП** деталізує питання, щодо правил, які мають вплив на цілі організації та енергетичного менеджменту, чи існують будь-які політичні вказівки, щодо енергетичної політики організації, як діє правило, що стосується цілі, як цілі можуть бути підтримані правилами.

Модель концептів (МК) чіткого визначає "речі" та "явища", з якими працюють інші моделі. Представлено концепції, атрибути та відносини організації. Поняття використовуються для визначення більш строгих виразів у моделей мети, а також змісту інформації у моделі процесів. МК працює з питаннями, щодо понятті, які можуть бути визнаними в організації, беручи до уваги їхні зв'язки з цілями, діями та процесами та суб'єктами (акторами), як вони визначаються, які бізнес-правила та обмеження контролюють, ці об'єкти та концепти.

Модель процесів (МП) використовується для визначення процесів в організації, способу їх взаємодії та способу обробки інформації як матеріалу. Очікуватиметься, що процес споживає інформацію на вході до системи з точки зору інформації та / або матеріалу та представляє на виході з системи інформацію та / або матеріали. МП, як правило, працює з діями та процесами, які можуть бути визнаними в організації або повинні бути там, щоб керувати організацією відповідно до її цілей. МП надає інформацію, щодо шляхів виконання процесів, завдань, маємо на увазі робочі процеси, стан передачі, чи моделі процесів. Також МП бере до уваги інформаційні потреби процесів. Модель «акторів» та ресурсів (МАР) призначена для опису того, як «актори» та ресурси пов'язані один з одним і як вони пов'язані з елементами моделей мети організації та енергетичного менеджменту та елементами моделі процесів. Наприклад, «актор» може бути відповідальним за певний процес у МП або, «актор» може досягти певної мети в моделях мети енергетичного менеджменту та організації в цілому. МП працює з питаннями, щодо того, хто виконує або повинен виконувати та які процеси та завдання, яка структура звітності та відповідальності в наявності між визначеними «акторами».

Модель технічних компонентів та вимог (МТКВ). Елементи моделі стають актуальними, коли метою моделювання організації є допомога у визначенні вимог до розробки інформаційної системи. Увага зосереджена на технічній системі, яка необхідна для підтримки цілей, процесів та дійових осіб «акторів» підприємства. Спочатку організації необхідно розробити систему вимог або цілей високого рівня ієрархії для інформаційної системи в цілому. Виходячи з цього, представляється можливість в структуруванні інформаційної системи в ряді підсистем або технічних компонентів. МТКВ є початковою спробою визначення загальної структури та властивостей інформаційної системи для підтримки діяльності організації, як це визначено в моделі процесів. МТКВ працює з питаннями, щодо вимоги до розробленої інформаційної системи, які вимоги генеруються процесами, потенціал яких має включити нові інформаційні та комунікаційні технології для вдосконалення процесу.

ВИСНОВКИ

1. Застосування моделювання організації з інтеграцією моделі мети ЕнМ з системної точки зору допоможе компанії підтримувати постійне вдосконалення системи, та відслідкувати відхилення від шляхів досягнення стратегічних цілей організації, спрямованих на реалізацію сталого розвитку на підприємстві.

2. Системний підхід дозволе добитися оптимальних показників при впровадженні енергоефективних проектів у промисловий сектор без істотних втрат від розрахункової ефективності.

Література

1. Kurt Sandkuhl et al., Enterprise Modeling. Tackling Business Challenges with the 4EM Method. - Springer-Verlag Berlin Heidelberg, - 2014. – 309 p.

Yakovleva O., Ostapenko A., Khmelniuk ., **Yakovlev U.**

Energy efficient projects and their implementation in the industrial sector.

Text of the annotation*. Using a systematic approach of modeling and implementing energy efficiency projects in the industrial sector allows us to maintain continuous improvement of the system and do not deviate from strategic goals aimed on implementing sustainable development of the enterprise.*

Keywords: *modeling; energy efficiency project; industrial sector; basic energy indicators.*

Яковлева О.Ю. Остапенко О.В. Хмельнюк М.Г. Яковлев Ю.О.

Энергоэффективные проекты и их реализация в промышленном секторе.

Текст аннотации: *Использование системного подхода при моделировании и реализации в промышленном секторе энегоэффективных проектов позволяет поддерживать постоянное совершенствование системы и не отклоняться от стратегических целей, направленных на реализацию устойчивого развития предприятия.*

Ключевые слова: *моделирование; энергоэффективный проект; промышленный сектор; базовые энергетические показатели.*

УДК 536.71; 536.775

МОДЕЛЮВАННЯ ВЛАСТИВОСТЕЙ СУМІШЕЙ ХОЛОДОГЕНТІВ НА ОСНОВІ ВІЛЬНОЇ ЕНЕРГІЇ ГЕЛЬМГОЛЬЦА

Волчок В.О., к.т.н.
Одеська національна академія харчових технологій
Україна, м. Одеса
https://orcid.org/0000-0003-4148-3056

Анотація. *Рассмотрен модельный подход к описанию свойств смесей хладагентов и поиск оптимальной формы уравнения состояния на основе свободной энергии Гельмгольца. Применение правил смешения позволяет использовать высокоточные корреляции.*
Ключові слова*: холодоагент; рівняння стану; енергія Гельмгольца.*

Вступ

Розрахунок рівноважних і переносних властивостей холодоагентів, побудова діаграм стану і розрахунок параметрів циклу холодильної машини можливий на основі даних про властивості речовин. Надійним джерелом інформації про властивості речовин, як відомо, є експеримент. Незважаючи на наявність великої кількості банків даних о теплофізичних властивостях чистих холодоагентів, досліджувати всі суміші на їх основі досить важко. Використання модельних підходів до опису термодинамічної поведінки сумішей на основі досвідчених даних про чисті речовини дозволяють вирішити цю проблему [1 - 3].

Мета дослідження - пошук оптимальної форми рівняння стану (РС), яка точно описує властивості парової і рідкої фаз на лінії насичення багатокомпонентної системи. Підтвердженням цьому служить велика літературна база і всеосяжні огляди, які висвітлюють основні моменти вирішення цього питання.

В основі фундаментальних РС для бінарних і потрійних сумішей холодоагентів, лежить вільна енергія Гельмгольца. Вони засновані на РС для чистих рідин для вільної енергії Гельмгольца. Відповідно до [4, 5], безрозмірна вільна енергія Гельмгольца Ф для суміші має вигляд:

$$\Phi = \Phi^0 + \Phi^r = \frac{\overline{A}}{RT}, \qquad (1)$$

де Ā – вільна мольна енергія;

R – універсальна газова стала.

Аналогічно РС чистої рідини, Ф складається з ідеально-газової частини Φ^0 і залишкової частини Φ^r. Ідеально-газова частина в складі суміші це аналітично отримані з ідеально-газових частин Φ_{0i}^0 рівнянь стану чистих рідин. У поєднанні з постійною температурою Т і постійним молярним об'ємом $\overline{V}$ має вигляд:

$$\Phi^0(T,\overline{V},\vec{x}) = \sum_{i=1}^{l} x_i \Phi_{0i}^0(T,\overline{V}) + \sum_{i=1}^{l} x_i \ln x_i \quad , \qquad (2)$$

де *i* – номер компонента;

$\vec{x}$ - вектор всіх мольних часток;

x_i - мольна частка і-го компонента.

Другий доданок в рівнянні (2) являє собою ефект змішування ідеально-газової суміші, віднесений до ентропії змішання. Слід зазначити, що поєднання постійних Т і $\overline{V}$ передбачає різні безрозмірні змінні $\tau_{0i} = T_{c,0i}/T$ і $\delta_{0i} = \overline{V}_{c,0i} / \overline{V}$ для використання в ідеально-газовій частині різних компонентів суміші, в силу різних констант $T_{c,0i}$ і $\overline{V_{c,0i}}$.

Залишкова частина Φ^r безрозмірною вільної енергії Гельмгольца для суміші можна сформулювати наступним чином. У загальному вигляді вона представлена як:

$$\Phi^r(\tau,\delta,\vec{x}) = \sum_{i=1}^{l} x_i \Phi_{0i}^r(\tau,\delta) + \sum_{i=1}^{l}\sum_{j=i+1}^{l} x_i x_j \Delta\Phi_{ij}^r(\tau,\delta) \quad (3)$$

Залишкові частини Φ_{0i}^0 РС чистої рідини об'єднані як константи залишкових змінних δ і τ, які залежать від складу і відповідно мають вигляд:

$$\delta(\vec{x}) = \frac{\overline{V}_c(\vec{x})}{\overline{V}} \quad \text{и} \quad \tau(\vec{x}) = \frac{T_c(\vec{x})}{T} \quad (4)$$

Ці визначення застосовуються лише до залишкової частини опису суміші. $T_c(\vec{x})$ і $\overline{V}_c(\vec{x})$ - псевдокритична температура и псевдокритичний мольний об'єм суміші. Наступні рівняння застосовані для $T_c(\vec{x})$ і $\overline{V}_c(\vec{x})$:

$$\overline{V}_c(\vec{x}) = \sum_{i=1}^{l}\sum_{j=1}^{l} x_i x_j \frac{A_{ij}(x_i + x_j) + 1}{A_{ij} + 1}\overline{V}_{c,ij} \quad (5)$$

$$T_c(\vec{x}) = \sum_{i=1}^{l}\sum_{j=1}^{l} x_i x_j \frac{B_{ij}(x_i + x_j) + 1}{B_{ij} + 1}T_{c,ij} \quad , \quad (6)$$

де $\overline{V}_{c,ij} = k_{V,ij}\frac{1}{2}(\overline{V}_{c,0i} + \overline{V}_{c,0j})$ и $T_{c,ij} = k_{T,ij}\frac{1}{2}(T_{c,0i} + T_{c,0j})$,

де $K_{V,ij}$ и $K_{T,ij}$ - параметри взаємодії, які визначаються шляхом підгонки фундаментального рівняння стану на основі експериментальних даних для бінарної суміші.

A_{ij} і B_{ij} впливають на РС для трикомпонентних сумішей. Вони не впливають на опис бінарних сумішей, оскільки для суміші з двох компонентів $x_i + x_j = 1$, і, таким чином, вираз $(A_{ij}(x_i + x_j) + 1)/(A_{ij} + 1)$ завжди дорівнює 1.

Ці формули змішування можуть бути безпосередньо застосовані для РС в термінах вільної енергії Гельмгольца:

$$\alpha_{mix} = \sum_{j=1}^{n}[x_j(\alpha_j^{id} + \alpha_j^r) + x_j \ln x_j] + \sum_{p=1}^{n-1}\sum_{q=p+1}^{n} x_p x_q F_{pq} a_{pq}^{excess} \quad (7)$$

де $\alpha^{id} = \frac{h_{ref}}{RT} - \frac{S_{ref}}{R} - 1 + \left[\frac{T\rho}{T_{ref}\rho_{ref}}\right] + \frac{1}{RT}\int_{T_{ref}}^{T} C_p^{id}\,dT - \frac{1}{R}\int_{T_{ref}}^{T}\frac{C_p^{id}}{T}dT$

$$\alpha^{id} = \ln(\delta) + a_1 \ln(\tau) + \sum_{k=2}^{4} a_k \ln[1 - \exp(-b_k\tau)]$$

$$\alpha^r = \frac{1}{RT}\int_{v}^{x}(P - RT\cdot\rho)dV = \sum_{i=1}^{m} x_i \alpha_i^r(\delta,\tau) + \alpha^E(\delta,\tau,X)$$

$$\alpha^r = \sum_{k=1}^{10} N_k \tau^{t_k}\delta^{d_k}\exp[-\delta^{l_k}] + \sum_{k=11}^{14} N_k \tau^{t_k}\delta^{d_k}\exp[-\eta_k(\delta - \varepsilon_k)^2]\exp[-\beta_k(\tau - \gamma_k)^2]$$

де h_{ref} і S_{ref} – еталонні ентальпія і ентропія для вихідного стану при T_{ref} и ρ_{ref}.

Перший доданок в рівнянні (7) являє собою ідеальний стан. Воно включає в себе ідеально-газову складову (індекс id) і реальної рідини (індекс r) для кожного n-го компонента суміші. Доданок $x_j \ln x_j$ виникає в результаті ентропії змішання ідеальних газів, де x_j мольна частка компонента.

Другий доданок відображає надлишок вільної енергії і відхилення від ідеально-газового стану. Узагальнюючий параметр F_{pq} відображає співвідношення між бінарними сумішами. Добуток $F_{pq}\ a_{pq}^{excess}$ - емпірична функція, знайдена на основі експериментальних даних для бінарної суміші. Функції a^r і a_{pq}^{excess} в

рівнянні (7) визначалися не як залежні від T_{mix} і ρ_{mix}, а від наведених температури τ і густини δ. Ці наведені значення температури і густини методу відповідних станів є ключовими в цій моделі.

Правила змішування для наведених параметрів мають такий вигляд:

$$\tau = \frac{T^*}{T_{mix}} \qquad T^* = \sum_{p=1}^{n}\sum_{q=1}^{n} k_{T,pq} x_p x_q \frac{1}{2}(T_p^{crit} + T_q^{crit}) \tag{8}$$

$$\delta = \frac{\rho_{mix}}{\rho^*} \qquad \frac{1}{\rho^*} = \sum_{p=1}^{n}\sum_{q=1}^{n} k_{V,pq} x_p x_q \frac{1}{2}\left(\frac{1}{\rho_p^{crit}} + \frac{1}{\rho_q^{crit}}\right)$$

Еквівалентні рівняння, які поєднують в собі $k_{T,pq}$ з критичною температурою і $k_{V,pq}$ з критичною густиною наведені у вигляді:

$$T^* = \sum_{p=1}^{n} x_p T_p^{crit} + \sum_{p=1}^{n-1}\sum_{q=p+1}^{n} \zeta_{pq} x_p^{\beta_{pq}} x_q \tag{9}$$

$$\frac{1}{\rho^*} = \sum_{p=1}^{n} x_p \frac{1}{\rho_p^{crit}} + \sum_{p=1}^{n-1}\sum_{q=p+1}^{n} \xi_{pq} x_p x_q \tag{10}$$

Якщо в наявності є тільки дані про пароріднну рівновагу, то a_{pq}^{excess} приймається рівним 0 і знаходяться тільки параметри $k_{T,pq}$ або $k_{V,pq}$. Параметр $k_{T,pq}$ найтісніше пов'язаний з даними про тиск кипіння і відтворює азеотропну поведінку суміші. Параметр $k_{V,pq}$ чутливий до зміни питомого об`єму суміші. Спільна обробка експериментальних даних про густину рідкої фази і тиску кипіння зводиться до пошуку оптимальних значень «перехресних» констант $k_{T,pq}$ або $k_{V,pq}$ зазначених вище рівнянь стану [6]. Потрійні і суміші більш високого порядку комбінуються з урахуванням бінарних сумішей, що входять до їх складу.

При наявності надійних експериментальних даних, що включають однофазні значення P-υ-T-властивостей і теплоємності, можливо визначення функції a_{pq}^{excess}. Параметр F_{pq} використовується для узагальненого опису поведінки інших, аналогічних бінарних пар.

Фундаментальні рівняння стану вільної енергії Гельмгольца, представлені у вигляді рівнянь (7) і (8), дають можливість описувати всі термодинамічні властивості бінарних і потрійних сумішей. Вони дійсні для стану насичення також як і для однофазних властивостей, таким чином, послідовно описують всю термодинамічну поверхню для будь-якого складу. Співвідношення між термодинамічними властивостями і функцією Гельмгольца для сумішей, такі ж як і для чистих рідин, хоча і не повністю ідентичні.

Висновки

1. Перевага застосування в сукупності ідеально-газової та залишкової складових вільної енергії Гельмгольца полягає в можливості отримання похідних, необхідних для обчислення термодинамічних властивостей, в аналітичній формі.

2. Модель, в основі якої лежить рівняння вільної енергії Гельмгольца, має низку переваг. Застосування правил змішування для компонентів сумішей дозволяє використовувати високоточні РС, що описують властивості цих компонентів. Якщо в основу моделювання взято принцип відповідних станів, то представлена модель дозволяє використовувати наявні дані о рідинах як компонентів суміші. Суміш, змодельована таким чином, в основному вносить невеликий внесок в загальну енергію Гельмгольца для більшості сумішей холодоагентів.

3. Модель також дозволяє отримати точне уявлення про поведінку різних сумішей, за умови наявності достатніх експериментальних даних про чисті компоненти.

Список літератури

[1] Захаров, Н.Д. (2008). *Многокомпонентные рабочие тела дроссельных микрокриогенных систем.* Одесса: Полиграф.

[2] Lemmon, E.W., Huber, M.L., McLinden, M.O. (2009). *REFPROP - Reference fluid thermodynamic and transport properties, Seventeenth symp. on thermophys. prop.* Boulder, Colorado, USA.

[3] Frenkel, M., Chirico, R.D., Diky, V.V. (Eds.). (2009). *NIST/TRC databases and software tools for chemistry and engineering, Seventeenth symp. on thermophys. prop.* Boulder, Colorado, USA.

[4] Lemmon, E.W., Richard, T. J. (2004). *Equations of state for mixtures.* Boulder, NIST.

[5] Yokozeki, A., Sato H., Watanabe K. (1998). Ideal-gaz heat capacities and virial coefficients of HFC refrigerants. *Int. J. of Thermophysics,* 19 (1), 89-127.

[6] Лапардин, Н.И., Геллер В.З., Волчок В.А. (2014). *Свойства сервисных хладагентов R409A и R409B*, Матеріали VII Міжнародної науково-практичної інтернет-конференції «Енергоефективні та ресурсозберігаючі технології та обладнання у харчовій промисловості та теплохладотехниці», Донецьк 2014. doi:http://holod.htt.donnuet.dn.ua/index.php/kholodoteplotekhnika-ta-tekhnologichni-protsesi-z-jiji-vikoristannyam.

Volchok V.

Modeling properties of refrigerant mixtures based on Helmholtz free energy

Annotation*. A model approach to describing the properties of mixtures of refrigerants and the search for the optimal form of the equation of state based on the Helmholtz free energy are considered. The use of mixing rules allows the use of high-precision correlations.*

Keywords: *refrigerant, equation of state, Helmholtz energy.*

Волчок В.А.

Моделирование свойств смесей хладагентов на основе свободной энергии Гельмгольца

Аннотация*. Рассмотрен модельный подход к описанию свойств смесей хладагентов и поиск оптимальной формы уравнения состояния на основе свободной энергии Гельмгольца. Применение правил смешения позволяет использовать высокоточные корреляции.*

Ключевые слова: *хладагент, уравнение состояния, енергия Гельмгольца.*

УДК 66.067.1.621.72

ПРОЕКТНЕ НАВАНТАЖЕННЯ ГРАДИРЕНЬ СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ ВІДПОВІДНО ДО ПОТОЧНИХ КЛІМАТИЧНИХ УМОВ

Радченко А.М., к.т.н, доцент, Трушляков Є.І., к.т.н., професор, Портной Б.С., аспірант,
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна;
Фордуй С.Г., к.т.н, доцент,
PepsiCo, Inc., CTS ESSA, Київ, Україна;
Кантор С.А., к.т.н.,
ПАТ "Завод "Екватор", Миколаїв, Україна
nirad50@gmail.com

Анотація. *Розглянуто двоступеневе охолодження повітря із застосуванням двоступінчастої тепловикористовуючої абсорбційно-ежекторної холодильної машини комбінованого типу, до складу якої входять абсорбційна бромистолітієва та хладонова ежекторна холодильні машини як ступені трансформації скидної теплоти в холод. За результатами моделювання роботи охолоджувального комплексу визначено раціональний розподіл проектних теплових навантажень на абсорбційний та ежекторний ступені тепловикористовуючої холодильної машини комбінованого типу, що забезпечує скорочення теплового навантаження на градирні. Показано, що завдяки такому підходу до визначення раціонального теплового навантаження на градирні системи оборотного охолодження, який полягає в урахуванні перерозподілу теплового навантаження між абсорбційним бромистолітієвим і хладоновим ежекторним ступенями охолодження з різною ефективністю трансформації скидної теплоти (різними тепловими коефіцієнтами) відповідно до поточних кліматичних умов експлуатації, можна звести до мінімуму кількість градирень відведення теплоти від холодильних машин з відповідним скороченням капітальних витрат на комплекс охолодження повітря в цілому.*

Ключові слова: *теплове навантаження, градирня, система оборотного охолодження, тепловикористовуюча холодильна машина, повітроохолоджувач.*

Актуальність теми.

Сумісне виробництво енергії, тепла та холоду – перспективний напрям в сучасній енергетиці [1–2 3 підвищенням температури зовнішнього повітря $t_{зп}$ на вході енергетичних установок, зокрема газотурбінних

(ГТУ), зменшується їх паливна ефективність [1]. Покращити термодинамічну ефективність ГТУ за високих температур $t_{зп}$ і, як наслідок, скоротити витрати палива ГТУ можна шляхом тепловологісної обробки (охолодження з осушенням – кондиціювання) повітря у повітроохолоджувачах (ПО) на вході тепловикористовуючими холодильними машинами (ТХМ), що утилізують теплоту відпрацьованих газів [2].

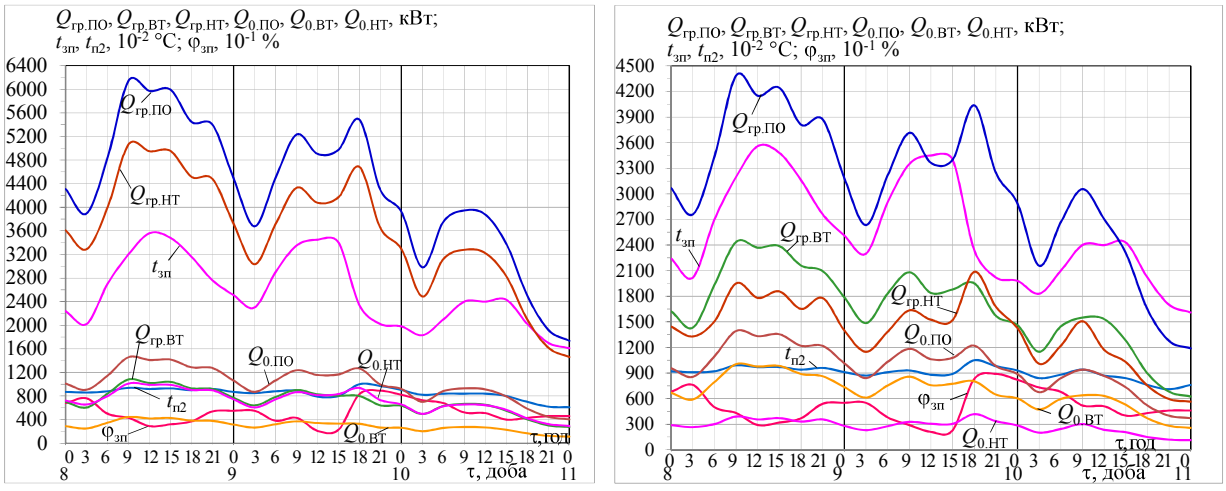
Глибина охолодження повітря, а отже й ефект від нього залежать від типу ТХМ. Так, в абсорбційних бромистолітієвих холодильних машинах (АБХМ) можливе охолодження повітря до температур $t_{п2}$ = 15…20ºС, а в ежекторних хладонових холодильних машинах (ЕХМ) – і до більш низьких температур $t_{п2}$ = 7…10ºС і нижче. Однак ефективність трансформації теплоти в ЕХМ невисока порівняно з АБХМ: тепловий коефіцієнт ЕХМ ζ_E = 0,20…0,25 проти ζ_A = 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 була запропонована двоступінчаста трансформація теплоти в ТХМ комбінованого типу з АБХМ в якості високотемпературного ступеня охолодження повітря до температур $t_{п2} \approx 15$ ºС і ЕХМ – як низькотемпературного ступеня більш глибокого охолодження повітря до $t_{п2} \approx 10$ ºС і нижче у відповідних ступенях $ПО_{ВТ}$ і $ПО_{НТ}$ двоступеневого повітроохолоджувача (ПО) [2].

Оскільки від самих ТХМ теплота відводиться градирнями системи оборотного охолодження, а їх теплове навантаження в свою чергу залежить від теплових коефіцієнтів ТХМ: $Q_{гр} = (Q_{0.ВТ} / \zeta_A + Q_{0.ВТ}) + (Q_{0.НТ} / \zeta_E + Q_{0.НТ})$, де $Q_{0.ВТ}$ і $Q_{0.НТ}$ – теплові навантаження $ПО_{ВТ}$ і $ПО_{НТ}$, то доводиться вирішувати задачу визначення раціональних теплових навантажень $Q_{0.ВТ}$ і $Q_{0.НТ}$ шляхом їх перерозподілу між ступенями $ПО_{ВТ}$ і $ПО_{НТ}$, відповідно й АБХМ і ЕХМ, які забезпечували б глибоке охолодження повітря на вході ГТУ за мінімально можливих теплових навантажень на градирні та їх кількості.

Мета дослідження – визначення раціональних теплових навантажень на градирні відведення теплоти від ТХМ охолодження повітря на вході ГТУ та їх кількості відповідно до поточних кліматичних умов експлуатації.

Результати дослідження.

В роботі [3] показано, що для кліматичних умов півдня України при охолодженні повітря до температури $t_{п2}$ = 10ºС раціональною можна вважати проектну питому (при витраті повітря $G_п$ = 1кг/с) холодопродуктивність ТХМ q_0 = 34 кВт/(кг/с), за якої темп нарощування річного виробництва холоду зберігається близьким до максимального. Тому для визначення теплових навантажень на градирні моделювання процесів охолодження повітря на вході ГТУ в ТХМ проводилось для двох варіантів розподілу питомої холодопродуктивності: $q_{0.ВТ}$ = 10 кВт/(кг/с) і $q_{0.НТ}$ = 24 кВт/(кг/с), $q_{0.ВТ}$ = 24 кВт/(кг/с) і $q_{0.НТ}$ = 10 кВт/(кг/с) при q_0 = 34 кВт/(кг/с) (Рис. 1).



а *б*

Рис. 1. Поточні значення температури $t_{зп}$ та відносної вологості $\varphi_{зп}$ зовнішнього повітря, температури повітря на виході з двоступеневого ПО $t_{п2}$, теплових навантажень $Q_{0.ВТ}$ на $ПО_{ВТ}$, $Q_{0.НТ}$ на $ПО_{НТ}$ і $Q_{0.ПО}$ – на двоступеневий ПО, теплових навантажень на градирні відведення теплоти: $Q_{гр.ВТ}$ – від АБХМ, $Q_{гр.НТ}$ – від ЕХМ та загального навантаження $Q_{0.ПО}$ – сумарне від обох ТХМ при витраті повітря $G_п$ = 40 кг/с;
а – проектні $q_{0.ВТ}$ =10 кВт/(кг/с); $q_{0.НТ}$ =24 кВт/(кг/с); $q_{0.ПО}$ =34 кВт/(кг/с);
б – проектні $q_{0.ВТ}$ =24 кВт/(кг/с); $q_{0.НТ}$ =10 кВт/(кг/с); $q_{0.ПО}$ =34 кВт/(кг/с)

Як видно, співвідношення проектних теплових навантажень на АБХМ і ЕХМ (відповідно на ступені $ПО_{ВТ}$ і $ПО_{НТ}$) $q_{0.ВТ}$ = 10 кВт/(кг/с) і $q_{0.НТ}$ = 24 кВт/(кг/с) (Рис. 1, ***а***) не раціональне у порівнянні з їх співвідношенням $q_{0.ВТ}$ = 24 кВт/(кг/с) і $q_{0.НТ}$ = 10 кВт/(кг/с) (Рис. 1, ***б***), оскільки зависоке $q_{0.НТ}$ = 24 кВт/(кг/с) призводить до різкого збільшення теплового навантаження на градирні $Q_{гр}$ через низькі теплові коефіцієнти ЕХМ ζ_E = 0,20…0,25, відповідно і кількості градирень за практично однакової температури повітря $t_{п2}$ на виході з двоступеневого повітроохолоджувача. Тому для визначення раціонального числа градирень моделювання їх роботи проводилося при проектних теплових навантаженнях на ступені $ПО_{ВТ}$ і $ПО_{НТ}$ повітроохолоджувача $q_{0.ВТ}$ = 24 кВт/(кг/с) і $q_{0.НТ}$ = 10 кВт/(кг/с) за різної кількості градирень та однакової їх сумарної потужності (Рис. 2).

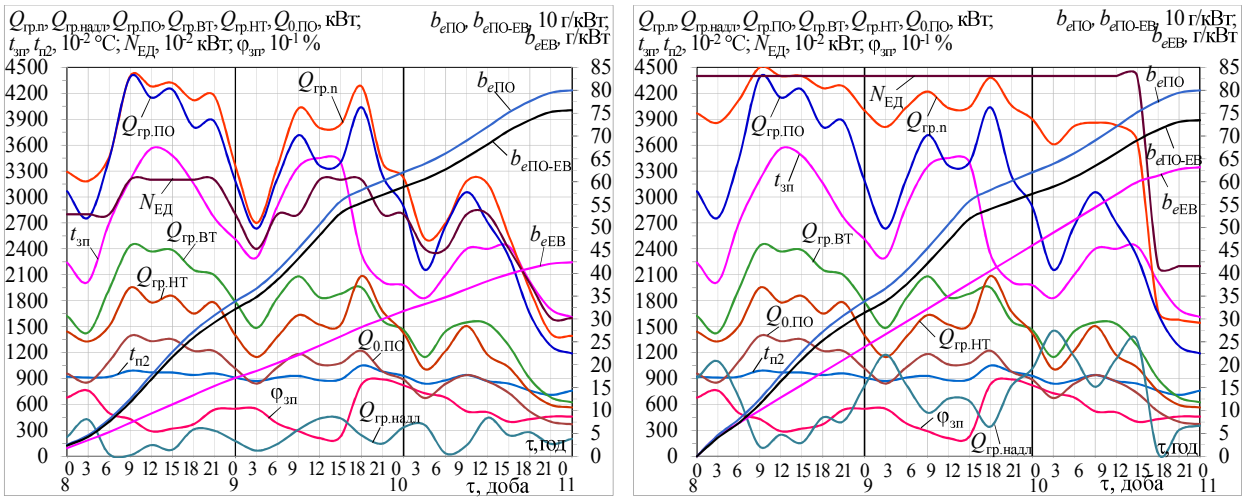


Рис. 2. Поточні значення температури $t_{зп}$ та відносної вологості $\varphi_{зп}$ зовнішнього повітря, температури повітря на виході з двоступеневого ПО $t_{п2}$, теплового навантаження $Q_{0.ПО}$ на весь двоступеневий ПО, проектних теплових навантажень на градирні відведення теплоти: $Q_{гр.ВТ}$ – від АБХМ, $Q_{гр.НТ}$ – від ЕХМ та загального навантаження $Q_{0.Гр}$ – від обох ТХМ, теплового навантаження на градирні $Q_{гр.п}$ (з урахуванням їх кількості *n*), $N_{ЕД}$ – сумарної потужності електровентиляторів циркуляції повітря через градирні, надлишку проектної потужності градирень $Q_{гр.надл}$ порівняно з поточною кількістю теплоти, відведеної від ТХМ, сумарної за накопиченням питомої (на 1кВт потужності ГТУ) витрати палива на привід електровентиляторів градирень $b_{eЕВ}$, сумарної за накопиченням питомої (на 1кВт потужності ГТУ) економії палива за рахунок охолодження повітря на вході ГТУ $b_{eПО}$, а також сумарної за накопиченням питомої економії палива з урахуванням витрати палива на привід електровентиляторів градирень $b_{eПО-ЕВ}$: ***а*** – 8 градирень, номінальна потужність кожної 500 кВт; ***б*** –2 градирні, номінальна потужність кожної 2000 кВт

Як видно з результатів моделювання (Рис. 2), обидва варіанти розрахунку свідчать про приблизно однакові показники питомої економії палива $b_{eПО-ЕВ}$. При цьому варіант з двома градирнями, потужністю 2000 кВт кожна, можна вважати раціональним.

Висновок. За результатами моделювання процесів двоступеневого охолодження повітря в АБХМ і ЕХМ визначено раціональні теплові навантаження на градирні відведення теплоти від ТХМ і їх кількість з урахуванням перерозподілу теплового навантаження між ступенями охолодження відповідно до поточних кліматичних умов експлуатації.

Список літератури

1. Bhargava, R. Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and overspray fogging [Text] / R. Bhargava, C. B. Meher-Homji // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*. – Paper GT-2002-30560. – 15 p.

2. Радченко, А. Н. Эффективность способов охлаждения воздуха на входе ГТУ компрессорных станций в зависимости от климатических условий [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2015. – № 1(118). – С. 95–98.

3.Радченко, М. І. Метод визначення теплового навантаження системи кондиціювання повітря за максимальним темпом приросщення холодопродук-тивності (на прикладі кондиціювання повітря енергетичного

призначення) [Текст] / М. І. Радченко, Є. І. Трушляков, С. А. Кантор, Б. С. Портной, А. А. Зу-барєв // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2018. – № 4(148). – С. 44 – 48.

Radchenko A.M., Trushliakov E.I., Portnoi B.S., Forduy S.G., Kantor S.A.

PROJECT LOAD ON COOLING TOWERS OF CHILLING SYSTEMS IN RESPONSE TO CURRENT CLIMATIC CONDITIONS

Abstract. *Two-stage air cooling is considered using a two-stage combined type waste heat recovery chiller, which includes absorption lithium-bromide and refrigerant ejector chillers as steps to convert waste heat into cold. Based on the results of modeling the operation of the cooling complex a rational distribution of the project heat loads on the absorption and ejector stages of a combined type waste heat recovery chiller that provides reduce heat load on cooling towers. It is shown that due to this approach to determining the rational heat load on the cooling towers of the circulating cooling system whith taking into account the redistribution of heat load between the absorption lithium-bromide and refrigerant ejector cooling stages with different efficiency and transformation of waste heat (different heat coefficients) in accordance with current climate conditions, it is possible to minimize the number of cooling towers for the circulating cooling system for chillers with a corresponding reduction in capital expenditures on the cooling complex as a whole.*

Key words: *heat load, cooling tower, circulating cooling system, waste heat recovery chiller, air cooler.*

Радченко А.Н., Трушляков Е.И., Портной Б.С., Фордуй С.Г., Кантор С. А.

ПРОЕКТНАЯ НАГРУЗКА ГРАДИРЕН СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ В СООТВЕТСТВИИ С ТЕКУЩИМИ КЛИМАТИЧЕСКИМИ УСЛОВИЯМИ

Аннотация. *Рассмотрено двухступенчатое охлаждение воздуха с применением двухступенчатой теплоиспользующей абсорбционно-эжекторной холодильной машины комбинированного типа, в состав которой входят абсорбционная бромистолитиевая и хладоновая эжекторная холодильные машины как ступени трансформации сбросной теплоты в холод. По результатам моделирования работы охладительного комплекса определено рациональное распределение проектных тепловых нагрузок на абсорбционную и эжекторную ступени теплоиспользующей холодильной машины комбинированного типа, которое обеспечивает сокращения тепловой нагрузки на градирни. Показано, что благодаря такому подходу к определению рациональной тепловой нагрузки на градирни системы оборотного охлаждения, который состоит в учёте перераспределения тепловой нагрузки между абсорбционной бромистолитиевой и хладоновой эжекторной ступенями охлаждения с разной эффективностью трансформации сбросной теплоты (разными тепловыми коэффициентами) в соответствии с текущими климатическими условиями эксплуатации, можно свести к минимуму количество градирен отведения теплоты от холодильных машин с соответствующим сокращением капитальных расходов на комплекс охлаждения воздуха в целом.*

Ключевые слова*: тепловая нагрузка, градирня, система оборотного охлаждения, теплоиспользующая холодильная машина, воздухоохладитель.*

УДК 66.067.1.621.72

РЕГУЛИРОВАНИЕ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА

Е.И. Трушляков, к.т.н., профессор, Н.И. Радченко, д.т.н, профессор, В.С. Ткаченко, аспирант,
Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина;
nirad50@gmail.com

Аннотация. *Показано, что эксплуатация систем кондиционирования приточного воздуха (СКПВ) отличается значительными колебаниями тепловой нагрузки в соответствии с текущими климатическими условиями. Это делает весьма проблематичным применение в них холодильных компрессоров с преобразователями частоты, весьма эффективными при регулировании холодопроизводительности в замкнутых системах кондиционирования воздуха, в которых диапазон регулирования температуры и, соответственно, колебания тепловой нагрузки сравнительно незначительны по сравнению с охлаждением*

наружного воздуха. С целью анализа эффективности регулирования холодопроизводительности СКПВ изменением скорости вращения электродвигателя поршневого компрессора в конкретных климатических условиях весь диапазон изменения текущих тепловых нагрузок был разбит на две области в соответствии с регулированием холодопроизводительности с помощью преобразователя частоты: на область эффективного регулирования холодопроизводительности без энергетических потерь (без уменьшения холодильного коэффициента) от номинального до ее порогового значения и область пониженной холодопроизводительности, не регулируемой частотным преобразователем. Показано, что для самого теплого летнего месяца доля холода, расходуемого на охлаждение наружного воздуха до температуры 10 °С при частотном 50 % регулировании холодопроизводительности, составляет около 10 % всего его количества, которое могло быть произведено при номинальной нагрузке. При более высоких температурах охлажденного воздуха, как и в более прохладные периоды даже летних месяцев, она еще меньше. Это свидетельствует о невысокой эффективности регулирования холодопроизводительности СКПВ изменением скорости вращения электродвигателя поршневого компрессора и необходимости применения других способов регулирования. Предложенный подход к анализу эффективности регулирования холодопроизводительности СКПВ в конкретных климатических условиях позволяет не только оценить эффективность того или иного способа регулирования, но и выявить резервы повышения эффективности использования установленной холодопроизводительности.

***Ключевые слова**: кондиционирование, приточный воздух, холодопроизводительность, климат.*

Актуальность темы.

Эксплуатация систем кондиционирования приточного воздуха (СКПВ) отличается значительными колебаниями тепловой нагрузки в соответствии с текущими климатическими условиями, которые определяются тепловлажностными параметрами наружного воздуха (температурой $t_{нв}$ и относительной влажностью $\varphi_{нв}$) [1, 2]. В то же время работа замкнутых систем кондиционирования воздуха (тепловлажностной обработки воздуха помещений) характеризуется сравнительно незначительными колебаниями тепловой нагрузки на воздухоохладители (ВО), соответствующими изменению температуры воздуха в помещении в довольно узком диапазоне (около 5 °С) по сравнению с охлаждением наружного воздуха. Для таких замкнутых систем кондиционирования воздуха весьма эффективно применение компрессоров с преобразователями частоты, которые обеспечивает регулирование холодопроизводительности от номинальной (спецификационной) до 50 % номинальной и даже ниже. При этом за счет изменения скорости вращения электродвигателя поршневого компрессора давление всасывания, соответственно и температура кипения хладона в испарителе-воздухоохладителе поддерживаются постоянными, что обеспечивает эффективную работу компрессора без уменьшения холодильного коэффициента (coefficient of performance - COP), соответственно и без увеличения удельного (на единицу генерируемой холодопроизводительности) энергопотребления при снижении тепловой нагрузки до 50 % номинальной. Однако стоимость компрессоров с преобразователями частоты в 3-5 раз выше таковых без него.

Цель исследования – разработать подход к анализу эффективности регулирования холодопроизводительности компрессора СКПВ с преобразователем частоты для конкретных климатических условий.

Результаты исследования.

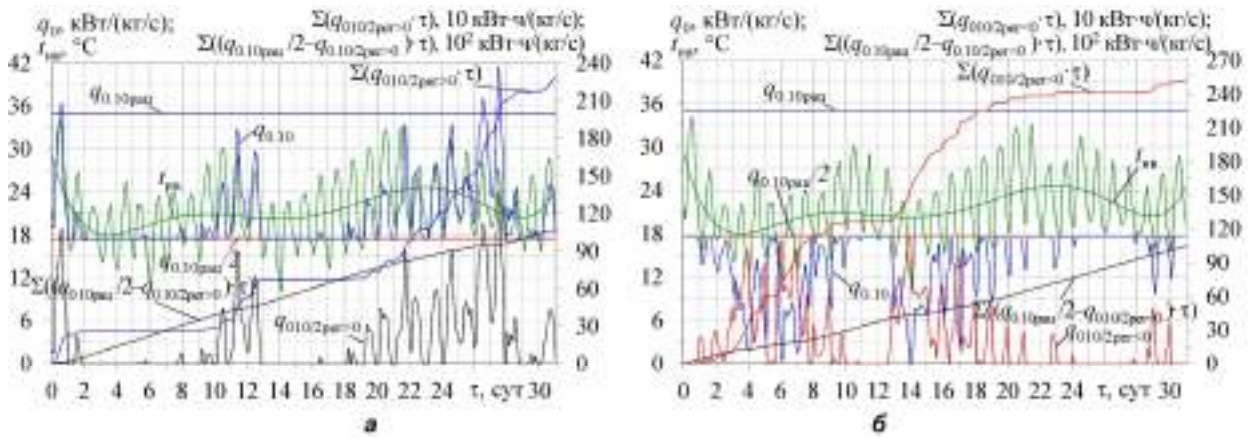
Для удобства пересчета на другие холодопроизводительности СКПВ тепловые нагрузки удобно представлять в относительных (удельных) величинах, приходящихся на единичный расход воздуха ($G_в$ = 1 кг/с) – в виде удельной тепловой нагрузки, или холодопроизводительности холодильной машины (ХМ), $q_0 = Q_0 / G_в$, кВт/(кг/с), или кДж/кг, где Q_0 – полная тепловая нагрузка (холодопроизводительность) при охлаждении воздуха расходом $G_в$.

Для климатических условий юга Украины при охлаждении воздуха до температуры $t_{в2}$ = 10 °С максимальная удельная годовая выработка холода $\sum(q_0 \cdot т)$ имеет место при удельной (при $G_в$ = 1 кг/с) холодопроизводительности $q_0 \approx 34$ кВт/(кг/с), которую принимают за рациональную $q_{0.рац}$ [3].

Текущие значения температуры наружного воздуха $t_{нв}$, удельных тепловых нагрузок на ВО СКПВ $q_{0.10}$, расходования удельной холодопроизводительности в области ее частотного регулирования $q_{0.10/2рег>0} = q_{0.10} - q_{0.10рац/2} \geq 0$ (положительные значения в области регулируемой холодопроизводительности от 100 до 50 % – выше $q_{0.10рац/2}$ на рис.1,***а***), а также вне области ее частотного регулирования $q_{0.10/2рег<0} = q_{0.10рац/2} - q_{0.10} \geq 0$ (положительные значения в нерегулируемом диапазоне холодопроизводительности ниже 50 % – ниже

$q_{0.10рац/2}$ на рис.1,***б***) при охлаждении наружного воздуха до температуры $t_{в2}$ = 10 ºС для климатических условий (г. Вознесенск, Николаевская обл., 2015 г.) приведены на рис. 1.

Расчеты проведены для $q_{0.10рац}$ = 34 кВт/(кг/с), порогового значения $q_{0.10рац}$ /2≈17 кВт/(кг/с), соответствующего 50 % снижению номинальной (спецификационной) холодопроизводительности. Там же даны значения нереализованного избытка установленной холодопроизводительности ($q_{0.10рац/2} – q_{0.10/2рег>0}$) в области ее частотного регулирования (выше $q_{0.10рац/2}$ на рис.1,***а***), ее избытка ($q_{0.10рац/2} – q_{0.10/2рег<0}$) вне области ее регулирования (ниже $q_{0.10рац/2}$ на рис.1,***б***), а также суммарные по нарастающей значения расходования $\sum(q_{0.10/2рег>0} \cdot т)= \sum[(q_{0.10} – q_{0.10рац/2}) \cdot т]≥0$ и избытка $\sum[(q_{0.10рац/2} – q_{0.10/2рег>0}) \cdot т]= q_{0.10} – q_{0.10рац/2} ≥0$ холодопроизводительности в области ее регулирования (выше $q_{0.10рац/2}$ на рис.1,***а***) и расходования $\sum(q_{0.10/2рег<0} \cdot т)= \sum[(q_{0.10рац/2} – q_{0.10}) \cdot т]≥0$ и избытка установленной холодопроизводительности $\sum[(q_{0.10рац/2} – q_{0.10/2рег<0}) \cdot т]= \sum[(q_{0.10} – q_{0.10рац/2}) \cdot т] ≥0$ холодопроизводительности вне области ее регулирования (ниже $q_{0.10рац/2}$ на рис.1,***б***).



а ***б***

Рис. 1. Текущие значения температуры наружного воздуха $t_{нв}$, удельных тепловых нагрузок на ВО СКПВ $q_{0.10}$, расходования удельной холодопроизводительности $q_{0.10/2рег>0}$ и нереализованного избытка установленной холодопроизводительности ($q_{0.10рац/2} – q_{0.10/2рег>0}$), а также суммарных расходования $\sum(q_{0.10/2рег>0} \cdot т)$ и избытка $\sum[(q_{0.10рац/2} – q_{0.10/2рег>0}) \cdot т]$ холодопроизводительности в области ее частотного регулирования (***а***), текущих расходования $q_{0.10/2рег<0}$ и избытка установленной холодопроизводительности ($q_{0.10рац/2} – q_{0.10/2рег<0}$), а также суммарных расходования $\sum(q_{0.10/2рег<0} \cdot т$ и избытка $\sum[(q_{0.10рац/2} – q_{0.10/2рег<0}) \cdot т]$ холодопроизводительности вне области ее регулирования (***б***) при охлаждении наружного воздуха от $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 10 ºС: $q_{0.10/2рег>0} = q_{0.10} - q_{0.10рац/2} ≥0$ (регулируемый диапазон); $q_{0.10/2рег<0} = q_{0.10рац/2} – q_{0.10} ≥0$ (нерегулируемый диапазон); пороговое значение $q_{0.10рац}$ /2≈17 кВт/(кг/с)

Как видно из рис. 1, доля производства холода при частотном 50% регулировании холодопроизводительности составляет:

$\sum(q_{0.10/2рег>0} \cdot т)/(\sum(q_{0.10/2рег>0} \cdot т)+ \sum(q_{0.10/2рег<0} \cdot т)) ≈0,47$, т.е. около 47% всего количества холода, затраченного на охлаждение воздуха в диапазоне изменения текущей тепловой нагрузки $q_{0.10}$ от 0 до $q_{0.10рац}$ = 34 кВт/(кг/с).

В то же время, по отношению к нереализованному избытку установленной холодопроизводительности сверх расходуемой на охлаждение воздуха $\sum[(q_{0.10рац/2} – q_{0.10/2рег>0}) \cdot т]= q_{0.10} – q_{0.10рац/2} ≥0$ в области 50% ее частотного регулирования доля производства холода составляет согласно рис. 1,***а***: 2200/(2200+10500) ≈0,17, т.е. около 17 %, и практически в два раза меньше (2200/[2(2200+10500)]≈0,087) во всем диапазоне изменения текущей тепловой нагрузки $q_{0.10}$ от 0 до $q_{0.10рац}$ = 34 кВт/(кг/с) для июля месяца.

Это свидетельствует, во-первых, о наличии значительных резервов повышения эффективности СКПВ путем реализации избытка установленной холодопроизводительности сверх расходуемой на охлаждение воздуха, в частности, его аккумуляцией для последующего расходования, что обеспечивает существенное сокращение установленной холодопроизводительности, а во-вторых, о возможности использования и других способов регулирования холодопроизводительности помимо изменением частоты вращения электродвигателя компрессора, например, перепуском паров хладона с нагнетания на всасывание, отключением цилиндров или всего компрессора в случае его работы в составе установки из нескольких компрессоров и т.п.

Понятно, что при эксплуатации СКПВ в июне или августе эффективность применения регулирования холодопроизводительности изменением частоты вращения электродвигателя поршневого компрессора будет еще ниже, а с учетом в 3-5 раз более высокой стоимости компрессоров с преобразователями частоты целесообразность их применения для СКПВ весьма проблематична.

При охлаждении наружного воздуха от $t_{нв}$ до более высокой температуры $t_{в2}$ = 20 ºС значительная доля нестабильной тепловой нагрузки переносится из регулируемой ее области ($q_{0.20/2per>0} = q_{0.20} - q_{0.20рац/2} \geq 0$), приходящейся на зону $q_{0.20} \geq q_{0.20рац}/2$, в область нерегулируемой тепловой нагрузки $q_{0.20} \leq q_{0.20рац}/2$ (рис.2).

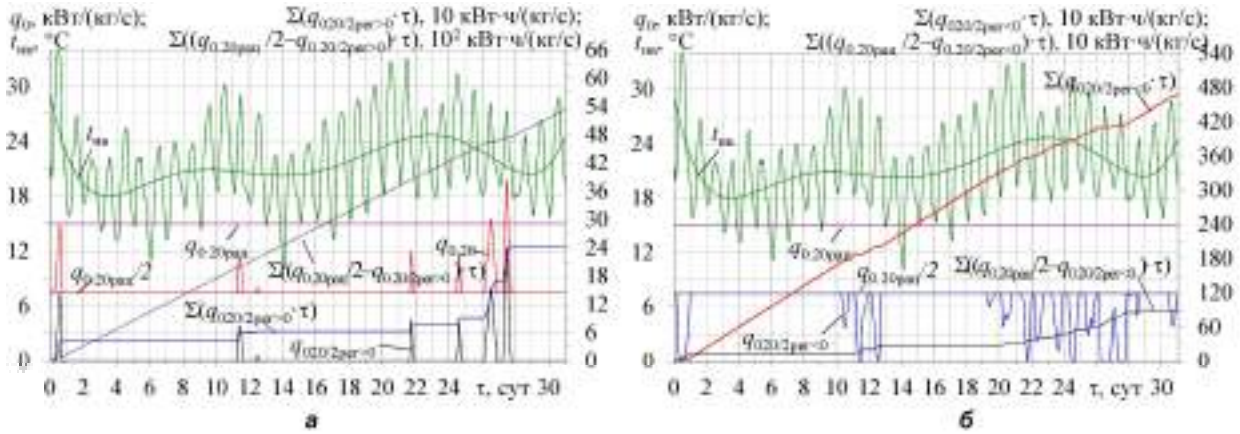


Рис. 2. Текущие значения температуры наружного воздуха $t_{нв}$, удельных тепловых нагрузок на ВО СКПВ $q_{0.20}$, расходования удельной холодопроизводительности $q_{0.20/2per>0}$ и нереализованного избытка установленной холодопроизводительности ($q_{0.20рац/2} - q_{0.20/2per>0}$), а также суммарных расходования $\sum(q_{0.20/2per>0} \cdot \tau)$ и избытка $\sum[(q_{0.20рац/2} - q_{0.20/2per>0}) \cdot \tau]$ холодопроизводительности в области ее частотного регулирования (***а***), текущих расходования $q_{0.20/2per<0}$ и избытка установленной холодопроизводительности ($q_{0.20рац/2} - q_{0.20/2per<0}$), а также суммарных расходования $\sum(q_{0.20/2per<0} \cdot \tau$ и избытка $\sum[(q_{0.20рац/2} - q_{0.20/2per<0}) \cdot \tau]$ холодопроизводительности вне области ее регулирования (***б***) при охлаждении наружного воздуха от $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 20 ºС: $q_{0.20/2per>0} = q_{0.20} - q_{0.20рац/2} \geq 0$ (регулируемый диапазон); $q_{0.20/2per<0} = q_{0.20рац/2} - q_{0.20} \geq 0$ (нерегулируемый диапазон); пороговое значение $q_{0.20рац}/2 \approx 7{,}5$ кВт/(кг/с)

Как видно из рис. 2, доля производства холода при частотном 50% регулировании холодопроизводительности составляет:

$\sum(q_{0.20/2per>0} \cdot \tau)/(\sum(q_{0.20/2per>0} \cdot \tau) + \sum(q_{0.20/2per<0} \cdot \tau)) \approx 0{,}05$, т.е. около 5% всего количества холода, затраченного на охлаждение воздуха в диапазоне изменения текущей тепловой нагрузки $q_{0.20}$ от 0 до $q_{0.20рац}$ = 15 кВт/(кг/с), что свидетельствует о крайне низкой эффективности регулирования холодопроизводительности СКПВ изменением скорости вращения электродвигателя поршневого компрессора и необходимости применения других способов регулирования.

Вывод. Предложен методологический подход к анализу эффективности регулирования холодопроизводительности СКПВ в конкретных климатических условиях, согласно которому весь диапазон изменения текущих тепловых нагрузок разбивают на две области: область эффективного регулирования холодопроизводительности без энергетических потерь (без уменьшения холодильного коэффициента) и область пониженной нерегулируемой холодопроизводительности. Показано, что для самого теплого летнего месяца доля холода, расходуемого на охлаждение наружного воздуха до температуры 10 °С при частотном 50 % регулировании холодопроизводительности, составляет около 10 % всего его количества, которое могло быть произведено при номинальной нагрузке. При более высоких температурах охлажденного воздуха, как и в более прохладные периоды даже летних месяцев, она еще меньше. Это свидетельствует о невысокой эффективности регулирования холодопроизводительности СКПВ изменением скорости вращения электродвигателя поршневого компрессора и необходимости применения других способов регулирования. Предложенный подход позволяет не только оценить эффективность того или иного способа регулирования, но и выявить резервы повышения эффективности использования располагаемой установленной холодопроизводительности.

Список литературы

1. Marque, R.P. Thermodynamic analysis of trigeneration systems taking into account refrigeration, heating and electricity load demands [Text] / R.P. Marques, D. Hacon, A. Tessarollo, J.A.R. Parise // *Energy and Buildings*. – 2010. – Vol. 42. – P. 2323–2330.

2. Ortiga, J. Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network [Text] / J. Ortiga, J.C. Bruno, A. Coronas // *Applied Thermal Engineering*. – 2013. – Vol. 50. – P. 1536–1542.

3. Радченко, А. Н. Оценка потенциала охлаждения воздуха на входе газотурбинных установок трансформацией теплоты отработанных газов в теплоиспользующих холодильных машинах [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2014. – № 4 (111). – С. 56–59.

Trushliakov E. I., Radchenko M. I., Tkachenko V. S.

COOLING CAPACITY CONTROL OF AMBIENT AIR CONDITIONING SYSTEMS

Abstract. *It is shown that the operation of ambient air conditioning systems (AACS) has significant fluctuations in the heat load in accordance with current climatic conditions. This makes it very problematic to use refrigeration compressors with frequency converters, which are very effective for controlling the refrigeration capacity in closed air conditioning systems, in which the temperature control range and, accordingly, fluctuations in thermal load are relatively insignificant compared to the cooling of ambient air. For the purpose of analyzing the efficiency of control-ling the refrigeration capacity of the AACS by changing the electric motor speed of the piston compressor in current climatic conditions, the entire range of changing current thermal loads is divided into two parts according to control-ling the refrigeration capacity by using a frequency converter: the part of effective cooling capacity adjustment without energy losses (without reducing the coefficient of performance) from nominal to its threshold value and the part of reduced refrigeration capacity without its controlling by a frequency converter. It is shown that for the warmest summer month, the proportion of refrigeration capacity spent for cooling ambient air to the temperature of 10 °C with 50 % frequency controlling the refrigeration capacity is about 10 % of the total amount of that could be produced at nominal refrigeration capacity. At higher temperatures of cooled air it is even less. This shows the low efficiency of controlling the refrigeration capacity of the AACS by changing the speed of rotation of the piston compressor electric motor and the need to use other methods of controlling the refrigeration capacity. The proposed approach to analyzing the efficiency of controlling the refrigeration capacity of AACS in current climatic conditions allows not only to estimate the efficiency of refrigeration capacity controlling method but also to reveal the reserves for increasing the efficiency of using the available refrigeration capacity.*

Key words: *conditioning, ambient air, refrigeration capacity, climate.*

Трушляков Є. І., Радченко М.І., Ткаченко В.С.

РЕГУЛЮВАННЯ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ СИСТЕМ КОНДИЦІЮВАННЯ ПРИТОЧНОГО ПОВІТРЯ

Анотація. *Показано, що експлуатація систем кондиціювання приточного повітря (СКПП) відрізняється значними коливаннями теплового навантаження відповідно до поточних кліматичних умови. Це робить вельми проблематичним застосування в них холодильних компресорів з перетворювачами частоти, вельми ефективними при регулюванні холодопродуктивності замкнених систем кондиціювання повітря, в яких діапазон регулювання температури і, відповідно, коливання теплового навантаження порівняно незначний порівняно з охолодженням зовнішнього повітря. З метою аналізу ефективності регулювання холодопродуктивності СКПП зміною швидкості обертання електродвигуна поршневого компресора в конкретних кліматичних умовах весь діапазон зміни поточних теплових навантажень розбито на дві області відповідно до регулювання холодопродуктивності за допомогою перетворювача частоти: на область ефективного регулювання холодопродуктивності без енергетичних втрат (без зменшення холодильного коефіцієнта) від номінального до її порогового значення і область зниженої холодопродуктивності, що не регулюється частотним перетворювачем. Показано, що для самого теплого літнього місяця частка холоду, що витрачається на охолодження зовнішнього повітря до температури 10 °С при 50% регулюванні холодопродуктивності, становить близько 10% всієї його кількості, яка могла бути вироблена при номінальному навантаженні. При більш високих температурах охолодженого повітря, як і в більш прохолодні періоди навіть літніх місяців, вона ще менше. Це свідчить про невисоку ефективність регулювання холодопродуктивності СКПП зміною швидкості обертання електродвигуна поршневого компресора і необхідність застосування інших способів регулювання. Запропонований підхід до аналізу*

ефективності регулювання холодопродуктивності СКПП в конкретних кліматичних умовах дозволяє не тільки оцінити ефективність того чи іншого способу регулювання, а й ви-явити резерви підвищення ефективності використання встановленої холодопродуктивності.
***Ключові слова**: кондиціювання, припливне повітря, холодопродуктивність, клімат.*

УДК 66.067.1.621.72

УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ КОНДИЦІЮВАННЯ ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ КОМБІНОВАНОГО ТИПУ

Є.І. Трушляков, к.т.н., професор, А.М. Радченко, к.т.н., доцент, В.С. Ткаченко, аспірант,
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна;
С.А. Кантор, к.т.н.,
ПАТ "Завод "Екватор", Миколаїв, Україна
nirad50@gmail.com

***Анотація.** Обґрунтовано напрям підвищення ефективності кондиціювання зовнішнього повітря в системах комбінованого центрально-місцевого типу шляхом раціонального розподілу теплового навантаження – витрат холодопродуктивності – центрального кондиціонера на зони змінного теплового навантаження відповідно до поточних кліматичних умов і відносно стабільної його величини, тобто витрат холодопродуктивності на подальше охолодження повітря на вході до системи місцевого кондиціювання рециркуляційного повітря в окремих приміщеннях. За результатами зіставлення значень надлишку виробництва холоду та його дефіциту за кожні 3 доби для раціонального проектного теплового навантаження системи кондиціювання (холодопродуктивності встановленої холодильної машини), яке забезпечує близьке до максимального річне виробництво холоду, та за відповідними величинами надлишку і дефіциту холодопродуктивності відповідно до поточних кліматичних умов по накопиченню за упродовж липня обґрунтована доцільність акумуляції надлишку холодопродуктивності центрального кондиціонера при знижених поточних теплових навантаженнях та її використання для покриття дефіциту холоду при підвищених теплових навантаженнях шляхом попереднього охолодження зовнішнього повітря. Розроблено схему комбінованої центрально-місцевої системи кондиціювання повітря, до складу якої входять підсистеми кондиціювання зовнішнього повітря в центральному кондиціонері та місцевого кондиціювання рециркуляційного повітря в окремих приміщеннях.*
***Ключові слова**: кондиціювання повітря, холодопродуктивність, попереднє охолодження, клімат.*

Актуальність теми.

Особливістю роботи систем кондиціонування повітря (СКП) є значні коливання теплового навантаження відповідно до поточних параметрів зовнішнього повітря. Низка досліджень присвячена підвищенню ефективності СКП комбінованого типу – центрально-місцевих, або центрально-рециркуляційних [1–4], у тому числі використанню надлишкової холодопродуктивності, накопиченої при зменшених навантаженнях охолодження, для покриття пікових теплових навантажень або попереднього охолодження зовнішнього повітря [5, 6].

Одним з потужних резервів підвищення енергетичної ефективності СКП є збільшення коефіцієнта використання холодильних машин (ХМ) СКП (тривалості роботи упродовж року при близьких проектному теплових навантаженнях) шляхом визначення раціональної встановленої холодопродуктивності, тобто проектного теплового навантаження СКП, та її раціонального використання відповідно до поточних кліматичних умов, що забезпечує енергетично ефективну роботу СКП при навантаженнях, близьких до номінальних [5, 6].

Метою роботи – є підвищення ефективності кондиціювання зовнішнього повітря системи комбінованого центрально-місцевого типу шляхом раціонального розподілу теплового навантаження відповідно до поточних кліматичних умов і відносно стабільної його величини, накопичення надлишку холодопродуктивності та його використання для попереднього охолодження зовнішнього повітря.

Результати дослідження.

З метою узагальнення і поширення результатів на СКП різної продуктивності– витрати повітря в повітроохолоджувачі (ПО) – доцільно представляти їх характеристики як питомі, тобто у відносних величинах, віднесених до витрати повітря $G_{\text{п}}$ в ПО.

Про характер зміни питомого річного виробництва холоду $\sum(q_0 \cdot \tau)$ та річного виробництва холоду $\sum(q_0 \cdot \tau)/q_0$, 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°С та кліматичних умов Миколаївської обл., 2017 рік, можна судити по рис. 1.

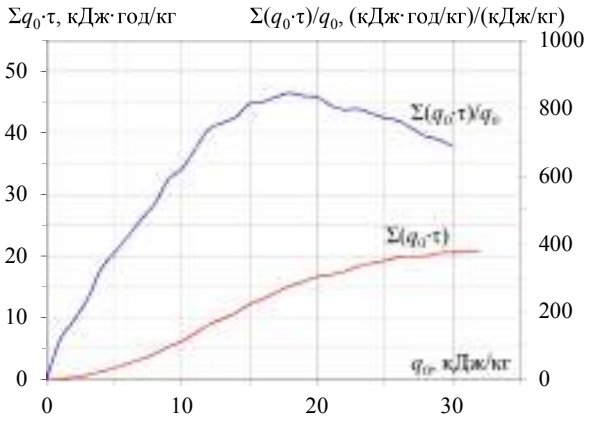


Рис. 1. Значення питомого (при $G_п$ = 1 кг/с) річного виробництва холоду $\sum(q_0 \cdot \tau)$ та річного виробництва холоду $\sum(q_0 \cdot \tau)/q_0$, віднесеного до питомої холодильної потужності ХМ СКП q_0, в залежності від проектної питомої холодопродуктивності q_0

Питоме річне виробництво холоду – витрати холодопродуктивності на кондиціювання повітря одиночної витрати ($G_п$ = 1 кг/с) $\sum(q_0 \cdot \tau) = \sum(Q_0 \cdot \tau) / G_п$, кВт·год/(кг/с), або кДж·год/кг, де $\sum(Q_0 \cdot \tau)$ – повне річне виробництво холоду, кВт·год; Q_0 – холодопродуктивність, кВт;·т – період, год.

Як видно з рис. 1, питоме річне виробництво холоду $\sum(q_0 \cdot \tau)_{15}$ на охолодження повітря до $t_{п2}$ = 15 ºС при проектній питомій холодопродуктивності $q_{0.15}$ = 25 кВт/(кг/с), або кДж/кг, приблизно $\sum(q_0 \cdot \tau)_{15}$ = 25 кДж·год/кг і досягається з доволі високим темпом її приросту.

Через падіння темпу приросту $\sum(q_0 \cdot \tau)_{15}$ подальше збільшення проектної питомої холодопродуктивності $q_{0.10}$ не призводить до помітного збільшення річного виробництва холоду. Таким чином, питому холодопродуктивність $q_{0.15рац}$ = 25 кДж/кг приймають за раціональну, що забезпечує річне виробництво холоду, близьке до максимального.

Значення 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 приросту річного виробництва холоду відповідно до збільшення встановленої холодильної потужності ХМ.

Максимальний темп приросту річного виробництва холоду у вигляді співвідношення $\sum(q_0 \cdot \tau)/q_0$ при охолодженні повітря до $t_{п2}$ = 15 ºС досягається при проектній питомій холодопродуктивності $q_{0.опт}$ = 17кДж/кг (оптимальне значення $q_{0.опт}$), що значно менше, ніж раціональна $q_{0.15рац}$ = 25 кДж/кг.

Очевидно, що за меншої встановленої питомої холодильної потужності q_0 = 17кДж/кг максимальне значення річного виробництва холоду $\sum(q_0 \cdot \tau)_{15}$ = 20 кДж·год/кг може бути досягнуто за рахунок використання надлишку холоду, накопичуваного при зменшених поточних теплових навантаженнях, для покриття підвищених потреб охолодження.

Типова схема центрально-місцевої СКП комбінованого типу та схема вдосконаленої комбінованої СКП з використанням надлишку холоду для попереднього охолодження зовнішнього повітря в ПО водяного охолодження показані на рис. 2.

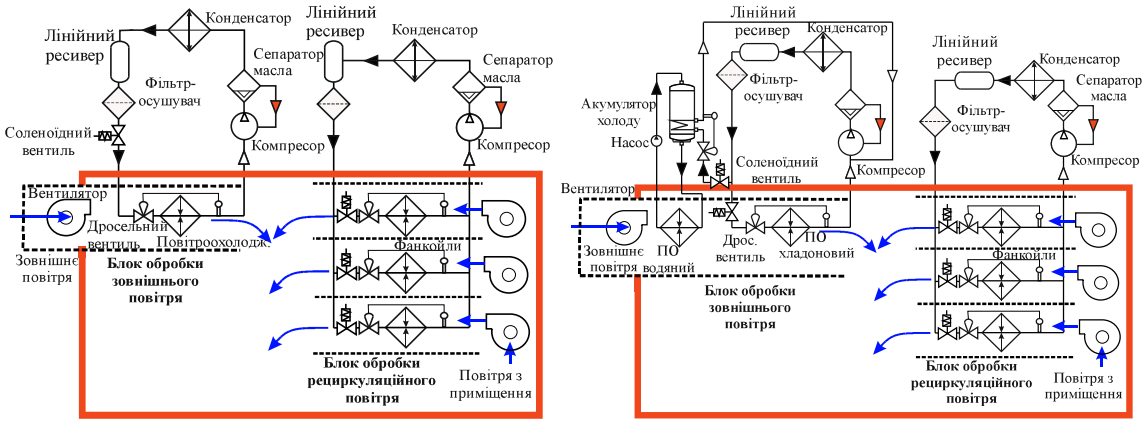


Рис. 2. Типова схема центрально-місцевої СКП (***а***) та запропонована вдосконалена схема комбінованої СКП з використанням надлишку холоду для попереднього охолодження зовнішнього повітря у водяному ПО (***б***)

Для обґрунтування підходу до визначення проектного теплового навантаження відповідно до поточних кліматичних умов поточні значення питомого теплового навантаження СКП $q_{0.15}$, необхідного для охолодження зовнішнього повітря до $t_{п2}$ = 15 °С, теплового навантаження $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ подальшого охолодження повітря від $t_{п2}$ = 15 °С до $t_{п2}$ = 10 °С для кліматичних умов Миколаївської обл. (липень 2017 р.) представлено на рис.3.

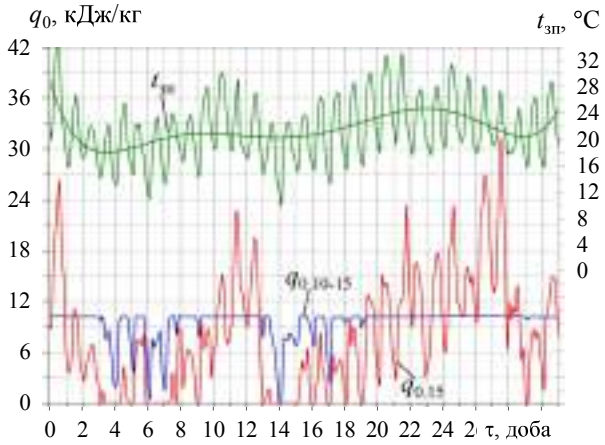


Рис. 3. Поточні значення питомих теплових навантажень на ПО $q_{0.15}$, необхідних для охолодження зовнішнього повітря $t_{зп}$ до температури $t_{п2}$ = 15 °С, теплового навантаження $q_{0.10\text{-}15}$ для подальшого охолодження повітря від $t_{п2}$ = 15 °С до $t_{п2}$ = 10 °С, температури зовнішнього повітря $t_{зп}$

Як видно з рис. 3, при подальшому охолодженні повітря від $t_{п2}$ = 15 °С до $t_{п2}$ = 10 °С коливання теплового навантаження на СКП $q_{0.10\text{-}15}$ спрямовані практично в бік їх зменшення. Тож температуру охолодженого повітря $t_{п2}$ = 15 °С цілком логічно вважати за порогову, подальше охолодження повітря нижче якої проходить за відносно стабільного теплового навантаження $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$.

Як видно, характер теплового навантаження на СКП відмінний: значні зміни теплового навантаження $q_{0.15}$ і порівняно стабільне теплове навантаження $q_{0.10\text{-}15}$ подальшого охолодження повітря від $t_{п2}$ = 15 °С до $t_{п2}$ = 10 °С.

Оскільки раціональне проектне питоме теплове навантаження $q_{0.15рац}$ = 25 кДж/кг вибране дещо менше необхідного для максимального річного виробництва холоду $\sum(q_0 \cdot \tau)_{15}$ (Рис.1), у найтепліші дні зовнішнє повітря не буде охолоджуватись до температури $t_{п2}$ = 15 °С через дефіцит холодопродуктивності $q_{0.15д_рац} = q_{0.15} - 25$ кДж/кг.

Аналогічно, оскільки оптимальне проектне теплове навантаження $q_{0.15опт}$ = 17 кДж/кг, в свою чергу, менше раціонального $q_{0.15рац}$ = 25 кДж/кг, питання покриття дефіциту холодильної потужності $q_{0.15д_опт} = q_{0.15}$ – 18 кДж/кг постає ще гостріше, то доцільно використовувати холод, накопичений упродовж знижених теплових навантажень на СКП.

Як показують розрахунки, дефіцит холодопродуктивності $q_{0.15д.рац}$ (при $q_{0.15рац}$ = 25 кДж/кг) практично незначний і має місце тільки упродовж лічених годин в липні для кліматичних умов у Миколаївській області (рис. 4,а). Відсутність практично дефіциту холодильної потужності ХМ доводить, що температура повітря $t_{п2}$ = 15 °С обрана правильно. Однак при оптимальному проектному тепловому навантаженні $q_{0.15опт}$ = 17 кДж/кг) дефіцит холодопродуктивності $q_{0.15д.опт}$ суттєво зростає (рис. 4,б).

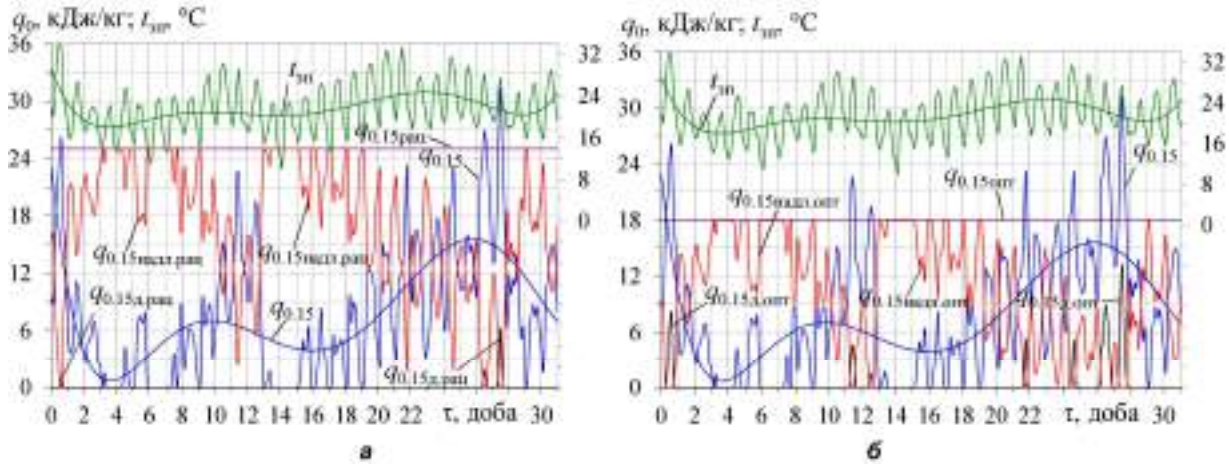


Рис. 4. Поточні значення питомого теплового навантаження $q_{0.15}$, необхідного для охолодження зовнішнього повітря від поточної температури $t_{зп}$ до температури $t_{п2}$ = 15 °С, дефіциту $q_{0.15д}$ і надлишку $q_{0.15надл}$ для раціонального (***а***) і оптимального (***б***) проектного теплового навантаження

Про можливість використання надлишкового холоду, накопиченого при знижених поточних теплових навантаженнях на СКП, для покриття дефіциту при пікових навантаженнях можна тлумачити за розрахованими (для кожних трьох діб) значеннями дефіциту $\sum q_{0.15д_рац}$ і надлишку $\sum q_{0.15надл_рац}$ питомого виробництва холоду за кожні 3 доби для раціонального проектного теплового навантаження $q_{0.15рац}$, яке забезпечує максимальне річне виробництво холоду $\sum(q_0 \cdot т)$, а також їх дефіциту $\sum q_{0.15д_опт}$ та надлишку $\sum q_{0.15надл_опт}$ за кожні 3 доби для оптимального проектного теплового навантаження $q_{0.15опт}$, що забезпечує максимальний темп приросту річного виробництва холоду $\sum(q_0 \cdot т)/q_0$, а також за відповідними величинами дефіциту $\sum q_{0м.15д}$ і надлишку $\sum q_{0м.15надл}$ по накопиченню за місяць для кліматичних умов липня 2017 р. Миколаївської області (рис. 5).

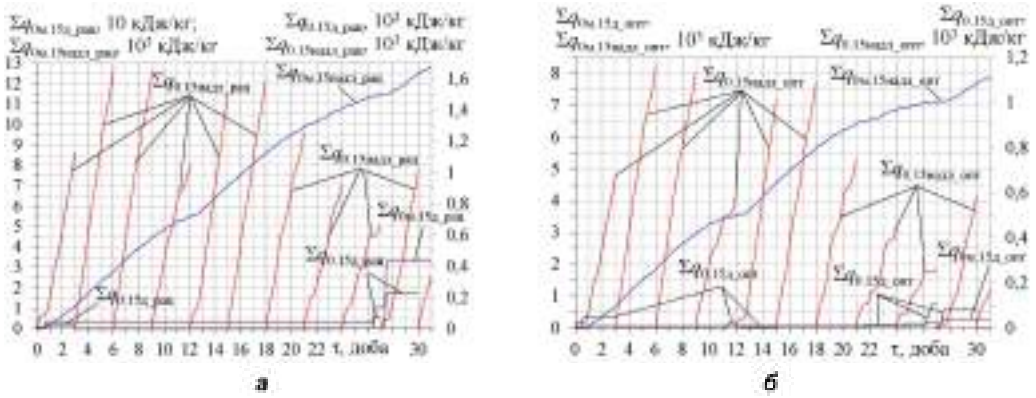


Рис. 5. Значення сумарного дефіциту $\sum q_{0.15д}$ і надлишку $\sum q_{0.15надл}$ питомої холодопродуктивності для раціонального $q_{0.15рац}$ (***а***) та оптимального $q_{0.15опт}$ (***б***) проектних навантажень за кожні три доби, а також по накопиченню за місяць дефіциту $\sum q_{0м.15д}$ і надлишку $\sum q_{0м.15надл}$ питомої холодопродуктивності

Як видно з рис. 5, при зменшенні проектного теплового навантаження від раціонального $q_{0.15рац}$ до оптимального $q_{0.15опт}$ величина сумарного по накопиченню за місяць надлишку $\sum q_{0м.15надл}$ скоротилась з 12,8Дж/кг до 7,8 МДж/кг, а дефіцит $\sum q_{0м.15д}$, навпаки, виріс приблизно з 33 кДж/кг до 290 кДж/кг, однак загалом величини сумарного накопиченого надлишку холодопродуктивності при знижених теплових навантаженнях значно перевищують її дефіцит. Це свідчить про доцільність накопичення надлишку холодопродуктивності та його використання для попереднього охолодження зовнішнього повітря в підсистемі кондиціювання зовнішнього повітря (у центральному кондиціонері) на вході у підсистему кондиціювання повітря в окремих приміщеннях (місцевого кондиціювання рециркуляційного повітря) у складі комбінованої центрально-місцевої СКП за розробленою схемою (рис. 2,б).

Висновок. Обґрунтовано напрям підвищення ефективності кондиціювання зовнішнього повітря в системах комбінованого центрально-місцевого типу шляхом раціонального розподілу теплового навантаження центрального кондиціонера на зони змінного теплового навантаження відповідно до поточних кліматичних умов і відносно стабільної його величини на подальше охолодження повітря на вході до системи кондиціювання рециркуляційного повітря в окремих приміщеннях, накопичення надлишку холодопродуктивності центрального кондиціонера та його використання для попереднього охолодження зовнішнього повітря.

Розроблено схему комбінованої центрально-місцевої СКП, до складу якої входять підсистеми кондиціювання зовнішнього повітря в центральному кондиціонері та місцевого кондиціювання рециркуляційного повітря в окремих приміщеннях.

Список літератури

5. Radchenko R., Radchenko A., Serbin S., Kantor S., Portnoi B. Gas turbine unite inlet air cooling by using an excessive refrigeration capacity of absorption-ejector chiller in booster air cooler // *HTRSE-2018. E3S Web of Conferences*. – 2018. – V. 70. – 6 p.6. 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.

Trushliakov E.I., Radchenko A.M., Tkachenko V.S., Kantor S.A.

INCREASING THE EFFICIENCY OF AMBIENT AIR CONDITIONING IN THE COMBINED TYPE SYSTEM

Abstract. *The direction of increasing the efficiency of outdoor air conditioning in combined central-local type systems by rationally distributing the heat load - cooling capacity of the central air conditioner into zones of variable heat load in accordance with current climatic conditions and its relatively stable value, i.e. cooling capacity required for further air cooling at the entrance to the indoor recirculation air conditioning system is justified. By comparing the values of the excessive production of cold and its deficit within every 3 days for a rational design heat load of the air conditioning system (cooling capacity of the installed refrigeration machine), which provides close to maximum annual production of cold, and the corresponding values of the excess and deficit of cooling capacity in accordance with current climatic conditions during July substantiated the feasibility of accumulating the excess of cooling capacity of a central air conditioner at low current loads and its use for covering cooling deficit at elevated heat loads through pre-cooling the outdoor air. A scheme of a combined central-local air conditioning system, which includes the subsystems for the outdoor air conditioning in a central air conditioner and for the local indoor recirculated air conditioning has been developed.*

Key words: *air conditioning, cooling capacity, precooling, climate*

Трушляков Е.И., Радченко А.Н., Ткаченко В.С., Кантор С. А.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА КОМБИНИРОВАННОГО ТИПА

Аннотация. *Обосновано направление повышения эффективности кондиционирования наружного воздуха в системах комбинированного центрально-местного типа путем рационального распределения тепловой нагрузки - расходов холодопроизводительности - центрального кондиционера на зоны переменной тепловой нагрузки в соответствии с текущими климатическими условиями и относительно стабильной ее величины, то есть затрат холодопроизводительности на дальнейшее охлаждение воздуха на входе в систему местного кондиционирования рециркуляционного воздуха в отдельных помещениях. По результатам сопоставления значений избытка производства холода и его дефицита за каждые 3 суток для рациональной проектной тепловой нагрузки системы кондиционирования (холодопроизводительности установленной холодильной машины), которая обеспечивает близкое к максимальному годовое*

производство холода, и по соответствующим величинам избытка и дефицита холодопроизводительности в соответствии с текущими климатическими условиями по накоплению в течение июля обоснована целесообразность аккумуляции избытка холодопроизводительности центрального кондиционера при пониженных текущих тепловых нагрузках и ее использования для покрытия дефицита холода при повышенных тепловых нагрузках путем предварительного охлаждения наружного воздуха. Разработана схема комбинированной центрально-местной системы кондиционирования воздуха, в состав которой входят подсистемы кондиционирования наружного воздуха в центральном кондиционере и местного кондиционирования рециркуляционного воздуха в отдельных помещениях.
Ключевые слова*: кондиционирование воздуха, холодопроизводительность, предварительное охлаждение, климат.*

УДК 66.067.1.621.72

МЕТОДИ ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ СИСТЕМ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ З УРАХУВАННЯМ ПОТОЧНИХ КЛІМАТИЧНИХ УМОВ

Є.І. Трушляков, к.т.н., професор, А.М. Радченко, к.т.н., доцент, Б.С. Портной, аспірант,
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна;
С.Г. Фордуй, к.т.н., технічний керівник напряму енергоресурсів та енергозбереження
PepsiCo, Inc., CTS ESSA, Київ, Україна
nirad50@gmail.com

Анотація. *Одним з найбільш привабливих резервів підвищення енергетичної ефективності систем кондиціювання повітря є забезпечення роботи холодильних компресорів в номінальному або близькому до номінального режимах шляхом вибору раціонального проектного теплового навантаження та його розподілу в межах його проектної величини відповідно до характеру поточного теплового навантаження за змінних поточних кліматичних умов з метою максимального або близького до нього річного виробництва холоду відповідно до його витрат на кондиціювання повітря. В загальному випадку весь діапазон поточних теплових навантажень будь-якої системи кондиціювання повітря включає діапазон нестабільних навантажень, пов'язаних з попереднім охолодженням зовнішнього повітря зі значними коливаннями витрат холодопродуктивності відповідно до поточних кліматичних умов, і порівняно стабільну частку холодильної потужності, що витрачається на подальше зниження температури повітря від певної порогової температури до кінцевої температури на виході. Цілком очевидно, що стабільний діапазон теплового навантаження може бути забезпечений при роботі звичайного компресора в режимі, близькому до номінального режимі, тоді як попереднє охолодження зовнішнього повітря зі значними коливаннями теплового навантаження потребує регулювання холодопродуктивності шляхом застосування компресора з регульованою швидкістю. Таким чином, за характером зміни поточних теплових навантажень будь-яка система кондиціювання повітря, чи то центральна система кондиціювання повітря з його тепловологісною обробкою в центральному кондиціонері, чи то її комбінація з місцевою рециркуляційною системою кондиціювання повітря в приміщеннях, по суті, складається з двох підсистем: попереднього охолодження зовнішнього повітря і його подальшого охолодження до встановленої кінцевої температури. Запропонований метод розподілу проектного теплового навантаження в залежності від характеру поточних теплових навантажень є корисним для раціонального проектування систем центрального кондиціювання повітря та їх комбінованих версій з місцевою системою кондиціювання повітря.*
Ключові слова*: кондиціювання, проектна холодопродуктивність, теплове навантаження, річне виробництво холоду.*

Актуальність теми.

Ефективність систем кондиціювання повітря (СКП) та їх холодильних машин (ХМ) залежить від поточного теплового навантаження відповідно до потреб та тривалості роботи протягом року [1, 2]. Чим вони вище, тим більше річне виробництво холоду. Цілком правомірно прийняти річне виробництво холоду за критерій при

виборі проектної холодопродуктивності СКП. Раціональна проектна холодопродуктивність СКП повинна бути не завищеною і в той же час задовольняти її поточним витратам.

Оскільки поточні теплові навантаження СКП відзначаються значними коливаннями відповідно до поточних кліматичних умов, то з погляду різних умов експлуатації ХМ доцільно розподілити проектну величину загального теплового навантаження ХМ СКП на дві зони відповідно до характеру зміни поточного теплового навантаження вже на етапі проектування: діапазон змінних теплових навантажень відповідно до витрат холодопродуктивності на тепловологісну обробку зовнішнього повітря та діапазон відносно стабільних витрат холодильної потужності на подальше зниження температури повітря від певної порогової (граничної) її величини до кінцевої температури охолодженого повітря. Якщо останній покривається роботою холодильного компресора у близькому до номінального режимі, то перший – застосуванням компресора регульованої холодопродуктивності або використанням холоду, закумульованого при знижених навантаженнях.

Високою енергоефективністю відзначаються системи зі змінною витратою холодоагенту (VRF), оскільки СКП працюють зазвичай в діапазоні 40…80% номінальної холодопродуктивності [3].

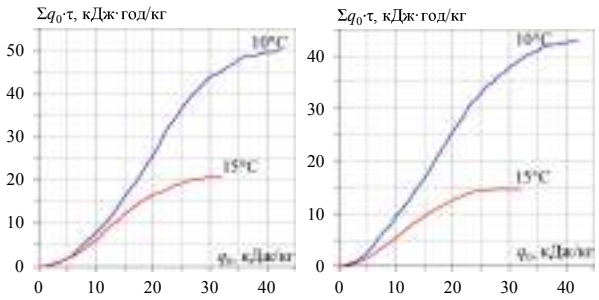
Але проблема вибору раціонального теплового навантаження СКП та його розподілу відповідно до поточного навантаження потребує вирішення.

Метою аналізу є розробка підходу для визначення проектної холодопродуктивності та її раціонального розподілу відповідно до поточного навантаження в кліматичних умовах України.

Результати дослідження.

Розроблено та досліджено два методи визначення проектної (встановленої) холодопродуктивності СКП, відповідно й холодильної потужності холодильної машини (ХМ): перший – за максимальним (близьким до нього) значенням річного виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ в залежності від проектної питомої холодопродуктивності q_0, а другий – за максимальним темпом прирощення річного виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau) / q_0$, віднесеного до питомої проектної холодопродуктивності q_0.

Значення річної питомої холодопродуктивності $\sum(q_0 \cdot \tau) = \sum(Q_0 \cdot \tau) / G_п$, кДж/(кг/год), або кДж·год/кг, де Q_0 – поточне теплове навантаження, кВт, τ – проміжок часу, год; $G_п$ – масова витрата повітря в повітроохолоджувачі (ПО), кг/с, в залежності від проектної питомої холодопродуктивності $q_0 = Q_0 / G_п$, кДж/кг, при температурах охолодженого повітря $t_{п2}$ = 10 і 15 °С для кліматичних умов Миколаївської та Львівської областей, 2017 рік, представлені на рис.1.



а *б*

Рис. 1. Значення питомої (при $G_п$ = 1 кг/с) річної холодопродуктивності $\sum(q_0 \cdot \tau)$ в залежності від проектної питомої холодильної потужності q_0 при температурах охолодженого повітря $t_{п2}$ = 10 і 15 °С за 2017 р.: ***а*** – Миколаївська обл., ***б*** – Львівська обл.

Як видно, при охолодженні повітря до $t_{п2}$ = 10°С проектна питома холодопродуктивність $q_{0.10}$ = 35…37 кДж/кг (при $G_п$ = 1 кг/с) забезпечує практично максимальну річну холодопродуктивність $\sum(q_0 \cdot \tau)_{10}$ без різкого падіння темпу її приросту. То ж величину $q_{0.10rat}$ = 35…37 кДж/кг приймають за раціональну. Аналогічно визначають раціональну холодопродуктивність при охолодженні повітря до $t_{п2}$ = 15°С і $t_{п2}$ = 20°С: $q_{0.15rat}$ = 25 кДж/кг і $q_{0.20rat}$ = 15 кДж/кг

Річна питома холодопродуктивність $\sum(q_0 \cdot \tau)$, віднесена до проектної питомої холодопродуктивності q_0 в залежності від проектної холодопродуктивності $q_0 = Q_0 / G_п$, кДж/кг, при охолодженні повітря до $t_{п2}$ = 10 і 15 °С для кліматичних умов Миколаївської та Львівської областей, Україна, 2017 рік, представлена на рис.2.

Питому холодопродуктивність обчислюють як $q_0 = \xi\, c_{вл}\, (t_{зп} - t_{п2})$, кДж/кг, де ξ – коефіцієнт вологовипадіння; $t_{зп}$ – поточна температура зовнішнього повітря, °С; $t_{п2}$ – температура охолодженого повітря, °С; $c_{вл}$ – питома теплоємність повітря, кДж/(кг·К).

Як видно, максимуми графіків відповідають максимальному темпу зростання річної холодопродуктивності $\sum(q_0 \cdot \tau)/q_0$: оптимальне значення $q_{0.opt} \approx 26$ кДж/кг при охолодженні зовнішнього повітря до $t_{п2} = 10$ °С; $q_{0.opt} \approx$ 16кДж/кг при $t_{п2} = 15$ °С, тобто значно менше, ніж значення раціональних q_0.

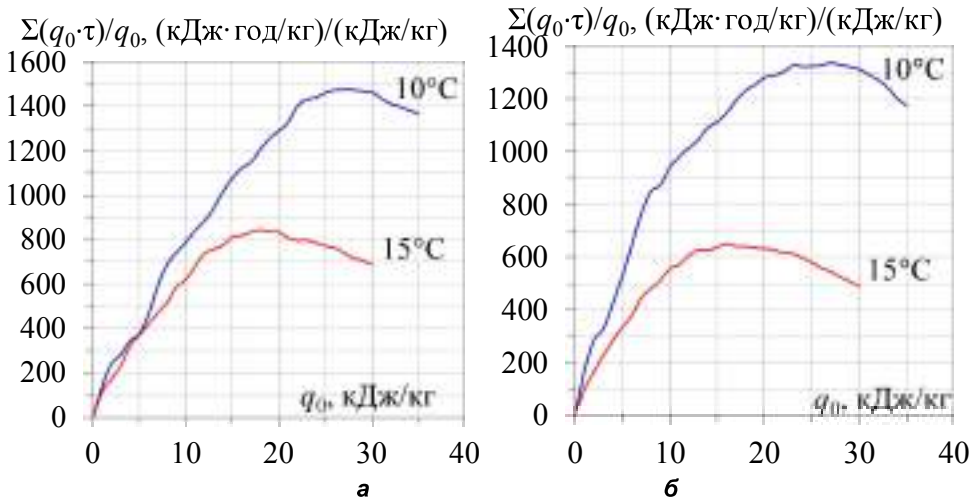


Рис. 2. Значення питомої (при $G_п = 1$ кг/с) річної холодопродуктивності $\sum(q_0 \cdot \tau)$, віднесені до проектної питомої холодопродуктивності q_0 , в залежності від проетної холодопродуктивності q_0 при температурах охолодженого повітря $t_{п2} = 10$ і 15 °С за 2017 р.: ***а*** – Миколаївська обл., ***б*** –Львівська обл.

Про можливість і доцільність розподілу загального проектного теплового навантаження відповідно до поточного теплового навантаження між двома ступенями охолодження з різним характером зміни теплового навантаження: коливаннями теплового навантаження $q_{0.15}$ першого ступеня охолодження зовнішнього повітря до порогової температури $t_{п2} = 15$°С і відносно стабільним тепловим навантаженням $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ другого ступеня подальшого охолодження повітря до кінцевої температури $t_{п2} = 10$°С – можна судити по рис. 3.

Значні зміни поточних теплових навантажень СКП $q_{0.15}$ вказують на те, що якщо проектне теплове навантаження вибирати за максимальним (близьким до нього) значенням річного виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ згідно з рис.1, то це призведе до значного надлишку холодопродуктивності при помірних температурах зовнішнього повітря $t_{зп}$ навіть влітку.

Вочевидь, що в діапазоні змінних теплових навантажень $q_{0.15}$ необхідне відповідне регулювання холодопродуктивності ХМ, що можливе шляхом застосування компресора зі змінною швидкістю.

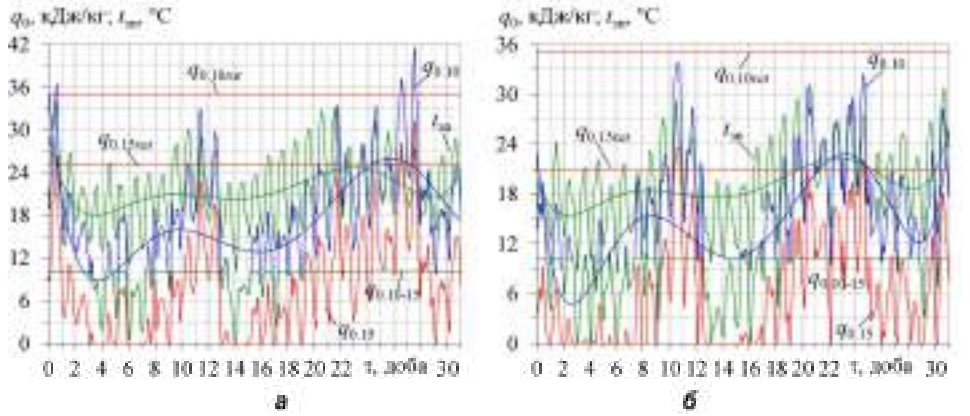
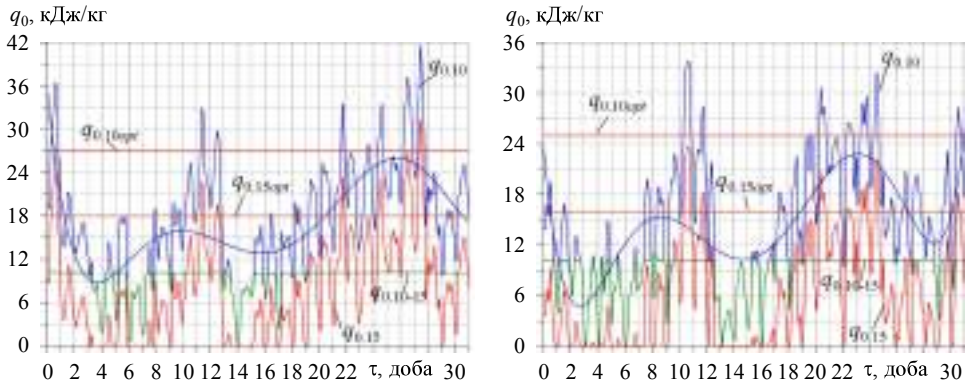


Рис. 3. Поточні значення температури зовнішнього повітря $t_{зп}$, питомої холодопродуктивності $q_{0.15}$ для охолодження зовнішнього повітря від $t_{зп}$ до $t_{п2} = 15$°С, $q_{0.10}$ – охолодження зовнішнього повітря від $t_{зп}$ до $t_{п2} =$ 10°С і холодопродуктивності $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ охолодження повітря від $t_{п2} = 15$°С до $t_{п2} = 10$°С, раціональних значень холодопродуктивності $q_{0.15rat}$ і $q_{0.10rat}$ охолодження зовнішнього повітря до 15°С і 10°С за липень 2017 р.: ***а*** – Миколаївська обл., ***б*** – Львівська обл.

У той же час при охолодженні повітря від $t_{п2}$ = 15 °С до $t_{п2}$ = 10 °С, коливання теплового навантаження $q_{0.10\text{-}15}$ = $q_{0.10}$ – $q_{0.15}$ порівняно незначні та й викликані зменшенням поточних навантажень $q_{0.15}$ ступеня попереднього охолодження зовнішнього повітря. То ж в діапазоні $q_{0.10\text{-}15}$ = $q_{0.10}$ – $q_{0.15}$ вельми ефективною буде робота традиційного компресора нерегульованої холодопродуктивності.

Отже температуру охолодженого повітря 15°С цілком правомірно використовувати в якості порогової температури для розподілу загального проектного теплового навантаження СКП на ступені охолодження з різним характером зміни теплового навантаження. Чим менше коливання поточного теплового навантаження, тим вище порогова температура і більше діапазон роботи ХМ за практично постійної холодопродуктивності $q_{0.10\text{-}15}$ = $q_{0.10}$ – $q_{0.15}$.

Результати розподілу проектного теплового навантаження, обчисленого за максимальним темпом прирощення річного виробництва холоду $\sum(q_0 \cdot \tau)/q_0$ згідно з рис.2, тобто за другим методом визначення оптимальної проектної холодопродуктивності $q_{0.10opt}$ охолодження зовнішнього повітря до $t_{п2}$ = 10°С і $q_{0.15opt}$ – відповідно до $t_{п2}$ = 15°С подано на рис. 4.



а ***б***

Рис. 4. Поточні значення питомої холодопродуктивності $q_{0.15}$ для охолодження зовнішнього повітря від $t_{зп}$ до $t_{п2}$ = 15°С, відповідно $q_{0.10}$ – охолодження зовнішнього повітря від $t_{зп}$ до $t_{п2}$ = 10°С і холодопродуктивності $q_{0.10\text{-}15}$ = $q_{0.10}$ – $q_{0.15}$ охолодження повітря від $t_{п2}$ = 15°С до $t_{п2}$ = 10°С, оптимальних значень холодопродуктивності $q_{0.15opt}$ та $q_{0.10opt}$ охолодження зовнішнього повітря до 15°С і 10°С за липень 2017 р.:
а – Миколаївська обл., ***б*** – Львівська обл.

Як видно з рис. 4, оптимальні холодильні потужності $q_{0.15opt}$ та $q_{0.10opt}$ в основному покривають поточні теплові навантаження $q_{0.15}$ та $q_{0.10}$, за винятком деяких найтепліших досить коротких періодів.

Висновок. Розроблено методи визначення проектного теплового навантаження СКП за максимальним значенням річного виробництва холоду і максимальним темпом його прирощення та його розподілу на ступені охолодження з різним характером навантаження: його коливаннями у першому ступені охолодження зовнішнього повітря до порогової температури 15°С, що потребує застосування компресора зі змінною швидкістю або використання надлишку холоду, накопиченого при знижених поточних навантаженнях, для покриття пікових навантажень, і відносно стабільним навантаженням другого ступеня подальшого охолодження повітря до кінцевої температури.

Список літератури

1. Ortiga, J. Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network [Text] / J. Ortiga, J.C. Bruno, A. Coronas // *Applied Thermal Engineering*. – 2013. – Vol. 50. – P. 1536–1542.

2. Marques, R.P. Thermodynamic analysis of trigeneration systems taking into account refrigeration, heating and electricity load demands [Text] / R. P. Marques, D. Hacon, A. Tessarollo, J. A. R. Parise // *Energy and Buildings*. – 2010. – Vol. 42. – P. 2323–2330.

3. Goetzler, W. Variable Refrigerant Flow System [Text] / W. Goetzler // *ASHRAE Journal*. –2007. – V. 49. – c. 24–31.

Trushliakov E.I., Radchenko A.M., Portnoi B. S., Forduy S.G.

METHODS TO DETERMINE THE HEAT LOAD OF AIR CONDITIONING SYSTEMS WITH ACCOUNT OF CURRENT CLIMATIC CONDITIONS

Abstract. *One of the most attractive reserves for improving the energy efficiency of air conditioning systems is to ensure the operation of refrigeration compressors in nominal or close to nominal modes by selecting a rational design heat load and distributing it within its design value according to the behavior of the current heat load under variable current climatic conditions to provide the maximum or close to maximum annual cooling capacity generation accord-ing to cooling duties of air conditioning. In the general case, the overall range of current thermal loads of any air conditioning system includes a range of unstable loads associated with the precooling of ambient air with significant fluctuations in cooling capacity according with current climatic conditions, and a relatively stable range of cooling capacity consumed to further reduce air temperature from a certain threshold temperature to the final outlet tem-perature. It is quite obvious that a stable range of heat load can be ensured within operating a conventional com-pressor in a mode close to the nominal mode, while precooling the ambient air with significant fluctuations in heat load requires regulation of the cooling capacity through the use of a variable speed compressor. Thus, in response of the behavior of the change in current heat loads, any air conditioning system, whether the central air-conditioning system with its heat procession in a central air conditioner, or a combination thereof with a local recirculation sys-tem of indoor air, essentially consists of two subsystems: pre-cooling the ambient air and then cooling it to the set point temperature. The proposed method of distribution of design heat load depending on the behaviour of current heat load is useful for the rational design of central air conditioning systems and their combined versions with the local air conditioning system.*

Key words: *conditioning, design cooling capacity, heat load, annual refrigeration generation.*

Трушляков Е.И., Радченко А.Н., Портной Б.С., Фордуй С.Г.

МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА С УЧЕТОМ ТЕКУЩИХ КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ

Аннотация. *Одним из самых привлекательных резервов повышения энергетической эффективности систем кондиционирования воздуха является обеспечение работы холодильных компрессоров в номинальном или близком к номинальному режимах путем выбора рационального проектной тепловой нагрузки и ее распределения в пределах ее проектной величины в соответствии с характером текущей тепловой нагрузки в соответствии с меняющимися текущими климатическими условиями с целью максимального или близкого к нему годового производства холода в соответствии с его расходованием на кондиционирование воздуха. В общем случае весь диапазон текущих тепловых нагрузок любой системы кондиционирования воздуха включает диапазон нестабильных нагрузок, связанных с предварительным охлаждением наружного воздуха со значительными колебаниями затрат холодопроизводительности в соответствии с текущими климатическими условиями, и сравнительно стабильную долю холодопроизводительности, расходуемой на снижение температуры воздуха от определенной пороговой температуры до конечной температуры на выходе. Совершенно очевидно, что стабильный диапазон тепловой нагрузки может быть обеспечен при работе обычного компрессора в режиме, близком к номинальному, тогда как предварительное охлаждение наружного воздуха со значительными колебаниями тепловой нагрузки требует регулирования холодопроизводительности путем применения компрессора с регулируемой скоростью. Таким образом, по характеру изменения текущих тепловых нагрузок любая система кондиционирования воздуха, то ли центральная система кондиционирования воздуха с его тепловлажностной обработкой в центральном кондиционере, то ли ее комбинация с местной рециркуляционной системой кондиционирования воздуха в помещениях, по сути, состоит из двух подсистем: предварительного охлаждения наружного воздуха и его дальнейшего охлаждения до установленной конечной температуры. Предложенный метод распределения проектного тепловой нагрузки в зависимости от характера текущих тепловых нагрузок весьма полезный для рационального проектирования систем центрального кондиционирования воздуха и их комбинированных версий с местной системой кондиционирования воздуха.*

Ключевые слова*: кондиционирование, проектная холодопроизводительность, тепловая нагрузка, годовая выработка холода.*

УДК 66.067.1.621.72

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ ТРИГЕНЕРАЦІЙНОЇ ГАЗОПОРШНЕВОЇ УСТАНОВКИ

Р.М. Радченко, к.т.н., доцент, А.А. Зубарєв, ст. викладач, В.В. Бойчук, науковий співробітник, О.В. Остапенко, к.т.н., доцент, А.В. Коновалов, к.т.н., науковий співробітник,
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна;
С.Г. Фордуй, к.т.н., технічний керівник напряму енергоресурсів та енергозбереження
PepsiCo, Inc., CTS ESSA, Київ, Україна;
В.В. Цуцман, інженер,
ТОВ "Сандора", Миколаїв, Україна
nirad50@gmail.com

Анотація. *Виконано аналіз ефективності охолодження повітря когенераційного газопоршневого модуля установки комбінованого виробництва електричної енергії, тепла і холоду. Установка автономного енергозабезпечення включає два когенераційних газопоршневих двигуна JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher, що виконані у вигляді когенераційних модулів з теплообмінниками для відведення теплоти випускних газів, наддувної газоповітряної суміші, охолоджуючої води рубашки двигуна і мастила на нагрів води. Теплота гарячої води трансформується абсорбційною бромистолітієвою холодильною машиною AR-D500L2 Century в холод, який витрачається на технологічні потреби і для роботи центрального кондиціонера, що охолоджує припливне повітря машинного відділення, звідки воно всмоктується наддувним турбокомпресором двигуна. Температура наддувної газоповітряної суміші на вході в робочі циліндри двигуна підтримується системою оборотного охолодження з відведенням її теплоти у довкілля радіатором. Через значні теплоприпливи від працюючих двигунів та іншого обладнання, а також через огорожі машинного відділення зовні до охолодженого в центральному кондиціонері повітря у машинному відділенні, звідки воно всмоктується наддувним турбокомпресором, температура повітря на вході турбокомпресора доволі висока: 25…30 °С. При підвищених температурах зовнішнього повітря на вході радіатора охолодження газоповітряної суміші та повітря на вході наддувного турбокомпресора паливна економічність двигуна погіршується, що свідчить про необхідність ефективного охолодження повітря. Ефективність охолодження повітря газопоршневого модуля оцінювали за зменшенням витрати газоподібного палива і зростанням електричної потужності двигуна. Для цього були оброблені дані моніторингу паливної ефективності газопоршневого двигуна з сумісного впливу температур зовнішнього повітря на вході радіатора охолодження газоповітряної суміші та повітря на вході турбокомпресора з метою отримання даних з їхнього роздільного впливу та визначення шляхів подальшого вдосконалення системи охолодження повітря газопоршневого модуля.*

Ключові слова: *установка автономного енергозабезпечення, когенераційний газопоршневий модуль, абсорбційна бромистолітієва холодильна машина, витрата палива, електрична потужність.*

Актуальність теми.

Газопоршневі двигуни (ГПД) знаходять широке застосування в установках авто-автономного енергозабезпечення для комбінованого виробництва електроенергії, тепла і холоду. Такі ГПД випускаються у вигляді когенераційних модулів з навішеними на них теплообмінниками для отримання гарячої води, яка використовується для абсорбційних бромистолітієвих холодильних машин (АБХМ) [1-3].

Через значні теплоприпливи до повітря машинного відділення (МВ), звідки воно всмоктується наддувним турбокомпресором (ТК), температура повітря на вході ТК доволі висока: $t_{вх}$ = 25…30 °С при підвищених температурах зовнішнього повітря $t_{зп}$, що спричиняє погіршення паливної економічності ГПД.

У процесі моніторингу отримують дані зі спільного впливу температур $t_{зп}$ і $t_{вх}$ на паливну економічність ГПД. Тому **метою** є отримання даних з роздільного впливу температур на паливну економічність ГПД задля визначення шляхів подальшого її підвищення.

Результати дослідження.

Аналіз ефективності газового двигуна розглянуто 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 яких теплота випускних газів, наддувної газоповітряної суміші, охолоджуючої води рубашки двигуна і мастила використовується для нагріву води. Теплота гарячої води трансформується в

АБХМ AR-D500L2 Century в холод (холодильна потужність 2000 кВт), який витрачається на технологічні потреби і для роботи центрального кондиціонера охолодження припливного повітря МВ, звідки воно всмоктується турбокомпресором двигуна (рис.1).

Всі датчики температури, тиску, лічильник теплоти і витрати газу підключені до комп'ютеризованої системи моніторингу.

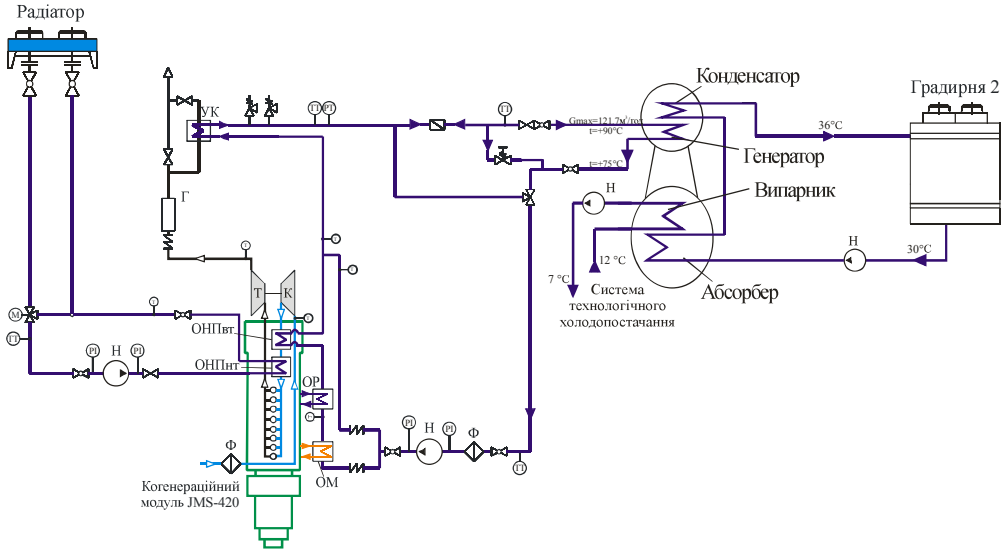


Рис. 1. Схема тригенераційної установки "Sandora"– "PepsiCo Ukraine" з трансформацією скидного тепла когенераційного модуля JMS 420 GS в АБХМ: ОМ – охолоджувач масла; ОР – охолоджувач рубашки двигуна; УК – утилізаційний котел; Г– глушник; $ОНП_{ВТ}$ і $ОНП_{НТ}$ – високо- і низькотемпературний ступені охолоджувача наддувного повітря; Ф – фільтр; Н – насос

Аналіз даних моніторингу газового двигуна JMS 420 GS-N.L показав низьку ефективність традиційного охолодження всього припливного повітря МВ, звідки воно всмоктується ТК двигуна, оскільки при підвищених температурах зовнішнього повітря через значні теплоприпливи з МВ температура повітря на вході ТК доволі висока: 25…30 °С.

Ефект від охолодження повітря ГПД аналізували за зміною електричної потужності N_e і об'ємної витрати газу B_e як показників паливної економічності ГПД. Фірми-виробники ГПД, як правило, не дають в доступних інформаційних джерелах даних зі зміни N_e і B_e в залежності від кліматичних умов експлуатації. Обробка даних зі зміни N_e і B_e , отриманих в процесі моніторингу ГПД, викликає певні труднощі через сумісний вплив на N_e і B_e температур зовнішнього повітря $t_{зп}$ на вході в радіатор і повітря на вході ТК ГПД $t_{вх}$. Тому була розроблена методика обробки даних по N_e і B_e з урахуванням впливу окремо температур зовнішнього повітря на вході в радіатор $t_{зп}$ і повітря на вході ТК $t_{вх}$.

Результати моніторингу паливної економічності ГПД представляли у вигляді залежності потужності двигуна $N_e = f(t_{вх})$ та об'ємної витрати природного газу $B_e = f(t_{вх})$ від температури повітря $t_{вх}$ на вході ТК ГПД при різних температурах зовнішнього повітря $t_{зп}$ на вході в радіатор охолодження наддувної ГПС (рис. 2 і 3).

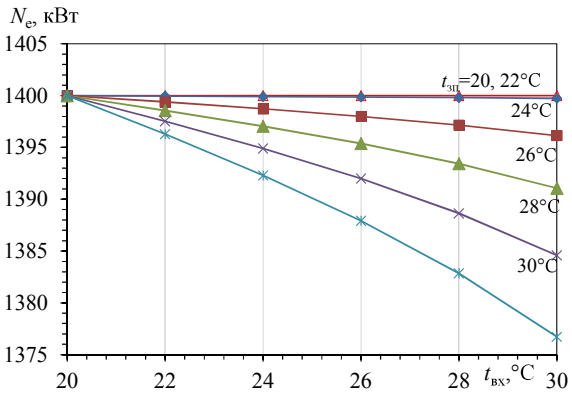


Рис. 2. Зміна електричної потужності ГПД N_e в залежності від температури повітря на вході ТК $t_{вх}$ при номінальній потужності N_e = 1400 кВт і різних температурах зовнішнього повітря на вході радіатора системи оборотного охолодження наддувної ГПС $t_{зп}$ = 20…30 °С: Δ –20 °С, ♦ – 22 °С; ■ –24 °С; ▲– 26 °С; Х– 28 °С; ж– 30 °С

Метою обробки даних $N_e = f(t_{вх})$ і $B_e = f(t_{вх})$ є знаходження зміни потужності ГПД dN_e і об'ємної витрати газу dB_e , що припадають на зміну температури $t_{вх}$ повітря на вході ТК на 1 °С, тобто dN_e/d$t_{вх}$ і dB_e/d$t_{вх}$. При цьому окремі масиви даних моніторингу $N_e = f(t_{вх})$ і $B_e = f(t_{вх})$ формувалися при різних, та практично незмінних температурах $t_{зп}$, а коливання температури $t_{зп}$ обмежувались діапазоном в 1 °С. Це давало можливість досліджувати вплив температури повітря $t_{вх}$ на вході ТК при різних температурах $t_{зп}$ на вході радіаторів (рис. 4…8).

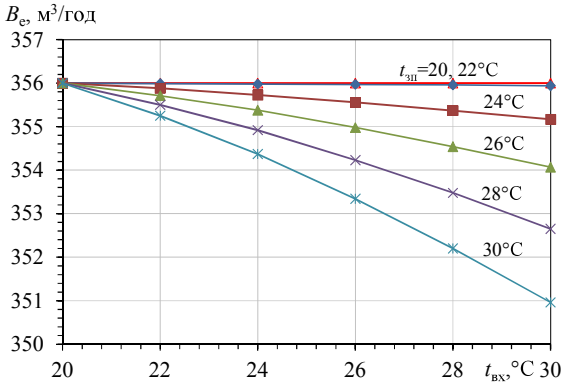


Рис. 3. Зміна об'ємної витрати газу ГПД ΔB_e в залежності від $t_{вх}$ при різних температурах $t_{зп}$

При цьому окремі масиви даних моніторингу $N_e = f(t_{вх})$ і $B_e = f(t_{вх})$ формувалися при різних, та практично незмінних температурах $t_{зп}$, а коливання температури $t_{зп}$ обмежувались діапазоном в 1 °С. Це давало можливість досліджувати вплив температури повітря $t_{вх}$ на вході ТК при різних температурах $t_{зп}$ на вході радіаторів (рис. 4-7).

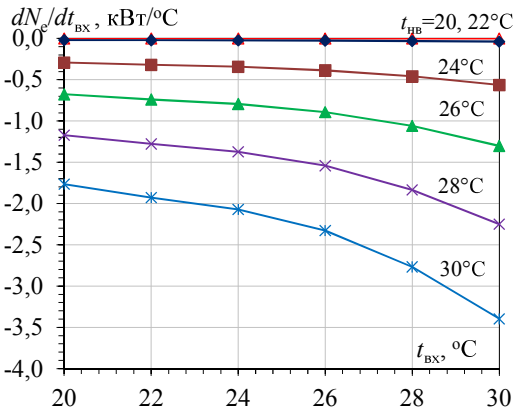


Рис. 4. Зміна електричної потужності ГПД dN_e/d$t_{вх}$, що припадає на зміну температури повітря на вході ТК $dt_{вх}$ = 1 °C, в залежності від $t_{вх}$ при різних $t_{зп}$

Як видно з результатів обробки даних моніторингу, при зміні на 1 °C температури повітря на вході ТК $t_{вх}$ (d$t_{вх}$ = 1 °C) електрична потужність ГПД змінюється на величину dN_e/d$t_{вх}$ = 0,7…1,2 кВт/ °C при $t_{зп}$ = 25 °C та на величину dN_e/d$t_{вх}$ = 1,7…3,5 кВт/°C при $t_{зп}$ = 30 °C і $t_{вх}$ = 20…30 °C (рис. 4).

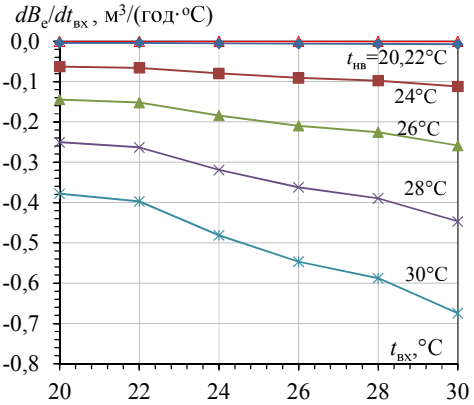


Рис. 5. Зміна об’ємної витрати газу ГПД dB_e/d$t_{вх}$, що припадає на зміну температури на вході ТК $\Delta t_{вх}$ = 1 °C, в залежності від $t_{вх}$ при різних $t_{зп}$

Як видно з результатів обробки даних моніторингу, при зміні на 1 °C температури повітря на вході ТК $t_{вх}$ (d$t_{вх}$ = 1 °C) об’ємна витрата газу змінюється на dB_e/d$t_{вх}$ = (0,15…0,25) м^3/(год·°C) при $t_{зп}$ = 25 °C та на dB_e/$\Delta t_{вх}$ = (0,4…0,7)·м^3/(год·°C) при $t_{зп}$ = 30 °C і $t_{вх}$ = 20…30 °C (рис. 5).

Питому об'ємну витрату b_e газу визначали за його об'ємною витратою $G_г$ і потужністю двигуна N_e як b_e = $G_г$ / N_e , м^3/(кВт·год) (рис. 6).

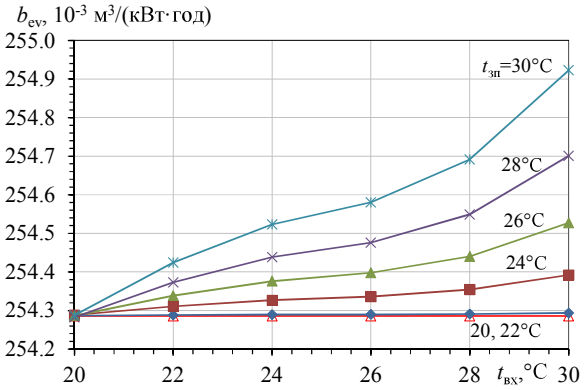


Рис. 6. Зміна об'ємної питомої витрати газу ГПД b_{ev} в залежності від температури повітря на вході ТК $t_{вх}$ при різних $t_{зп}$

Як видно з результатів обробки даних моніторингу, при зміні температури повітря на вході ТК $t_{вх}$ від 20 °С до 30 °С об'ємна питома витрата газу b_{ev} зростає на величину Δb_{ev} = 0,2·10^{-3} м^3/(кВт·год) при температурі зовнішнього повітря на вході радіатора охолодження наддувної ГПС $t_{зп}$ = 26 °С та на величину Δb_{ev} = 0,4·10^{-3} м^3/(кВт·год) при $t_{зп}$ = 30 °С і $t_{вх}$ = 20…30 °С (рис. 6).

При зміні на 1 °С температури $t_{вх}$ ($\Delta t_{вх}$ = 1 °С) питома витрата газу змінюється на величину db_{ev} /d$t_{вх}$ = (0,01…0,03) г/(кВт·год·°С) при $t_{зп}$ = 25 °С і на db_{ev} /d$t_{вх}$ = (0,01…0,09) г/(кВт·год·°С) при $t_{зп}$ = 30 °С і $t_{вх}$ = 26…30 °С (рис.7).

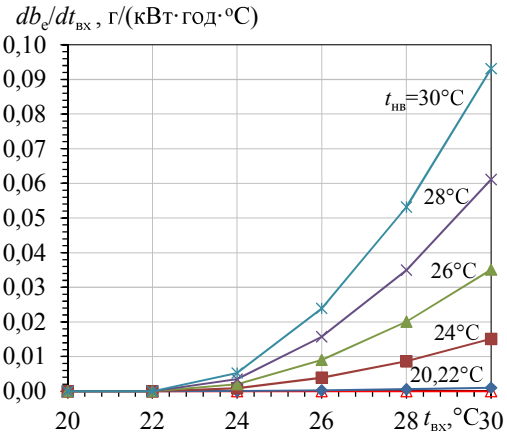


Рис. 7. Зміна масової питомої витрати газу ГПД db_e /d$t_{вх}$, що припадає на $\Delta t_{вх}$ = 1 °С, в залежності від $t_{вх}$ при різних $t_{зп}$

Висновок. У процесі статистичної обробки результатів моніторингу масиви даних з електричної потужності N_e = $f(t_{вх})$ і витрати палива B_e = $f(t_{вх})$ формувалися при різних і практично незмінних температурах зовнішнього повітря на вході $t_{зп}$ радіатора, а коливання $t_{зп}$ обмежувались 1 °С. Це дало можливість дослідити вплив температури повітря $t_{вх}$ на вході ТК при різних $t_{зп}$ та обгрунтувати необхідність більш глибокого охолодження повітря на вході ТК і подачі охолодженого повітря безпосередньо на вхід ТК, щоб звести до мінімуму теплоприпливи у МВ.

Список літератури

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* Bucureşti, October 28, 2010, 73 p.

3. Rouse G., Czachorski M., Bishop P., Patel J. GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI), January 2006., 495 p.

Radchenko A.M., Zubarev A.A., Forduy S.G., Boychuk V.V., Tsutsman V.V.

INVESTIGATION OF THE EFFICIENCY OF COOLING AIR OF TRIGENERATION RECIPROCATING GAS PLANT

Abstract. *The analysis of the efficiency of cooling air of cogeneration gas-piston module of installations for combined production of electric energy, heat and cold is performed. The installation for energy supply includes two JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher cogeneration gas-piston engines manufactured as cogeneration modules with heat exchangers for removing the heat of exhaust gases, scavenge gas-air mixture, cooling water of engine and lubricating oil. The heat of hot water is transformed by the absorption lithium-bromide chiller AR-D500L2 Century into the cold, which is spent on technological needs and for the operation of the central air conditioner for cooling the incoming air of the engine room, where from it is sucked by the turbocharger of the engine. The temperature of the scavenge gas-air mixture at the entrance to the working cylinders of the engine is maintained by the system of recirculating cooling with the removal of its heat into surroundings by the radiator. Because of significant heat influx from working engines and other equipment, as well as through the enclosures of the engine room from the outside to the air cooled in the central air conditioner in the engine room, from where it is sucked by a turbocharger, the air temperature at the inlet of the turbocharger is quite high: 25...30 °C. At elevated temperatures of the ambient air at the inlet of the radiator for cooling scavenge gas-air mixture and the air at the turbocharger inlet the fuel economy of engine is falling, which indicates the need for efficient cooling of air. The efficiency of cooling the air of the gas-piston module was estimated by reduction in the consumption of gaseous fuel and increase in electric power of the engine. For this purpose, the data of monitoring on the fuel efficiency of the gas-piston engine with the combined influence of the ambient air temperature at the inlet of the radiator and the air at the turbocharger inlet were processed to obtain data on their separate effects and to determine the ways to further improve the air cooling system of the gas-piston module.*

Keywords: *integration energy system, cogeneration gas-piston module, absorption lithium-bromide chiller, fuel consumption, electric power*

Радченко Р.Н., Зубарев А.А., Бойчук В.В., Остапенко А.В., Коновалов А.В.,Фордуй С.Г., Цуцман В.В.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА ТРИГЕНЕРАЦИОННОЙ ГАЗОПОРШНЕВОЙ УСТАНОВКИ

Аннотация. *Выполнен анализ эффективности охлаждения воздуха когенерационного газопоршневого модуля установки комбинированного производства электрической энергии, тепла и холода. Установка автономного энергообеспечения включает два когенерационных газопоршневых двигателя JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher, выполненных в виде когенерационных модулей с теплообменниками для отвода теплоты выпускных газов, наддувочной газовоздушной смеси, охлаждающей воды рубашки двигателя и смазочного масла на нагрев воды. Теплота горячей воды трансформируется абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной AR-D500L2 Century в холод, который расходуется на технологические нужды и для работы центрального кондиционера охлаждения приточного воздуха машинного отделения, откуда он всасывается наддувочным турбокомпрессором двигателя. Температура наддувочной газовоздушной смеси на входе в рабочие цилиндры двигателя поддерживается системой оборотного охлаждения с отводом ее теплоты в окружающую среду радиатором. Из-за значительных теплопритоков от работающих двигателей и другого оборудования, а также через ограждения машинного отделения извне к охлажденному в центральном кондиционере воздуху в машинном отделении, откуда он всасывается наддувочным турбокомпрессором, температура воздуха на входе турбокомпрессора довольно высокая: 25...30 ° С. При повышенных температурах наружного воздуха на входе радиатора охлаждения газовоздушной смеси и воздуха на входе наддувочного турбокомпрессора топливная экономичность двигателя ухудшается, что свидетельствует о необходимости эффективного охлаждения воздуха. Эффективность охлаждения воздуха газопоршневого модуля оценивали по сокращению расхода газообразного топлива и возрастанию электрической мощности двигателя. Для этого были обработаны данные мониторинга топливной эффективности газопоршневого двигателя при совместном влиянии температур наружного воздуха на входе радиатора охлаждения газо-воздушной смеси и воздуха на входе турбокомпрессора с целью получения данных по их раздельному вли-янию и определения путей дальнейшего совершенствования системы охлаждения воздуха газопоршневого модуля.*

Ключевые слова*: установка автономного энергообеспечения, когенерационный газопоршневой модуль, абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина, расход топлива, электрическая мощность.*

УДК 66.067.1.621.72

СТУПЕНЕВИЙ ПРИНЦИП РОЗПОДІЛУ ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ В СИСТЕМІ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ

Є.І. Трушляков, к.т.н., професор, А.М. Радченко, к.т.н., доцент, В.С. Ткаченко, аспірант, Б.С. Портной, аспірант,
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна;
С.Г. Фордуй, к.т.н., технічний керівник напряму енергоресурсів та енергозбереження
PepsiCo, Inc., CTS ESSA, Київ, Україна;
С.А. Кантор, к.т.н.,
ПАТ "Завод "Екватор", Миколаїв, Україна
nirad50@gmail.com

Анотація. *Підтримання роботи холодильних компресорів в номінальному або близькому до нього режимах шляхом вибору раціонального проектного теплового навантаження та його розподілу за характером зміни поточного теплового навантаження відповідно до поточних кліматичних умов є одним з перспективних резервів підвищення енергетичної ефективності систем кондиціювання повітря, реалізація якого забезпечує досягнення максимального або близького до нього річного виробництва холоду відповідно до його витрат на кондиціювання повітря. В загальному випадку весь діапазон поточних теплових навантажень будь-якої системи кондиціювання повітря включає діапазон нестабільних навантажень, обумовлених попереднім охолодженням зовнішнього повітря зі значними коливаннями витрат холодопродуктивності відповідно до поточних кліматичних умов, і діапазон порівняно стабільної холодильної потужності, що витрачається на подальше зниження температури повітря від певної порогової температури до кінцевої температури на виході. Якщо діапазон стабільного теплового навантаження може бути забезпечений при роботі звичайного компресора в режимі, близькому до номінального, то попереднє охолодження зовнішнього повітря зі значними коливаннями теплового навантаження потребує регулювання холодопродуктивності шляхом застосування компресора з регульованою швидкістю або ж використання надлишку холоду, закумульованого при знижених теплових навантаженнях. Такий ступеневий принцип охолодження забезпечує узгодження роботи холодильних машин з характером зміни поточних теплових навантажень будь-якої системи кондиціювання повітря, чи то центральної системи кондиціювання повітря з його тепловологісною обробкою в центральному кондиціонері, чи то її комбінації з місцевою рециркуляційною системою кондиціювання повітря в приміщеннях, по суті, як комбінації підсистем – попереднього охолодження зовнішнього повітря з регулюванням холодопродуктивності та подальшого охолодження повітря до встановленої кінцевої температури в умовах відносно стабільного теплового навантаження.*

Ключові слова*: система кондиціювання, холодопродуктивність, теплове навантаження, річне виробництво холоду.*

Актуальність теми.

Робота систем кондиціювання повітря (СКП) характеризується значними коливаннями теплового навантаження, які значною мірою визначаються тепловологісними параметрами зовнішнього повітря. Тому проблема вибору встановленої (проектної) холодопродуктивності холодильних машин (ХМ) СКП в умовах нерівномірних теплових навантажень є досить гострою, і від її вирішення залежать навантаження та тривалість експлуатації ХМ упродовж року, тобто ефективність використання встановлених холодильних потужностей [3]. Завищені встановлені холодильні потужності ХМ (проектні теплові навантаження СКП) спричиняють невиправдані капітальні витрати на ХМ, а занизькі – призводять до порушення режимів тепловологісної обробки повітря через нестачу холоду, що неприпустимо, передусім для комфортного кондиціювання.

Мета дослідження – розробити метод визначення проектної холодопродуктивності СКП та її раціонального розподілу за пороговою температурою відповідно до кліматичних умов експлуатації.

Результати дослідження.

Для узагальнення результатів, отриманих для СКП різної продуктивності, доцільно представляти їх характеристики як питомі, тобто у відносних величинах, віднесених до витрати повітря в повітроохолоджувачі (ПО).

Характер зміни темпу питомого річного виробництва холоду $\sum(q_0 \cdot \tau)/q_0$, віднесеного до встановленої питомої холодопродуктивності (холодильної потужності ХМ) q_0, в залежності від проектної питомої холодопродуктивності $q_0 = Q_0/G_a$, кДж/кг, встановленої ХМ для температур охолодженого повітря $t_{п2}$ =20, 17, 15 та 10°С і кліматичних умов Миколаївської обл., 2017 рік, представлено на рис. 1.

Як видно, максимальний темп приросту річного виробництва холоду $\sum(q_0 \cdot \tau)/q_0$ при охолодженні повітря до $t_{п2}$=10 °С має місце при проектній питомій холодопродуктивності $q_{0.10опт}$ = 27кДж/кг, для температур $t_{п2}$ = 15, 17 та 20 °С відповідно: $q_{0.15опт}$ = 18кДж/кг, $q_{0.17опт}$ = 15кДж/кг та $q_{0.20опт}$ = 12кДж/кг (оптимальні значення $q_{0.опт}$).

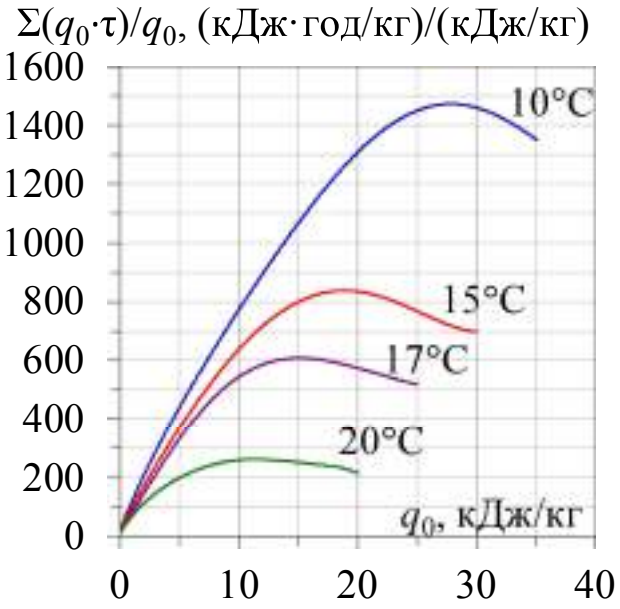
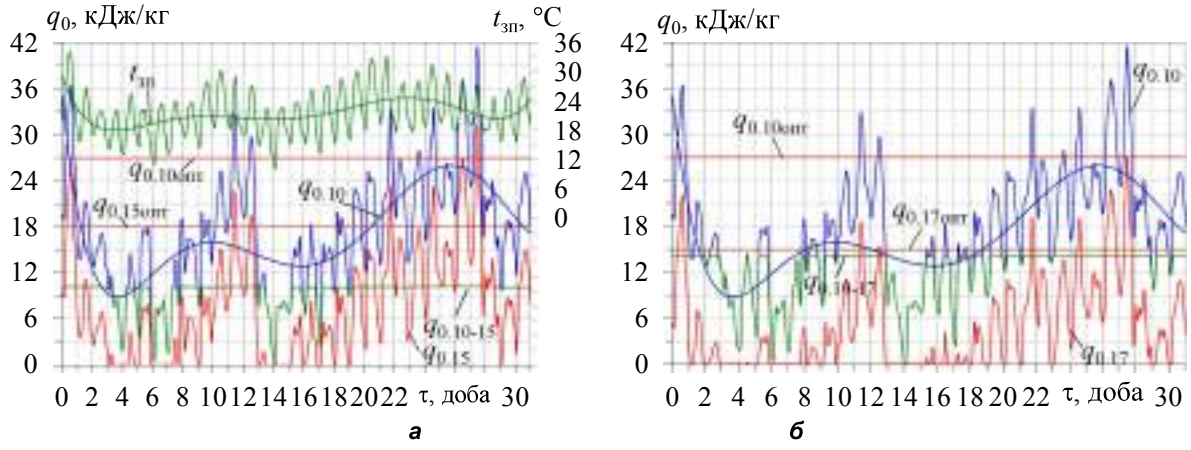
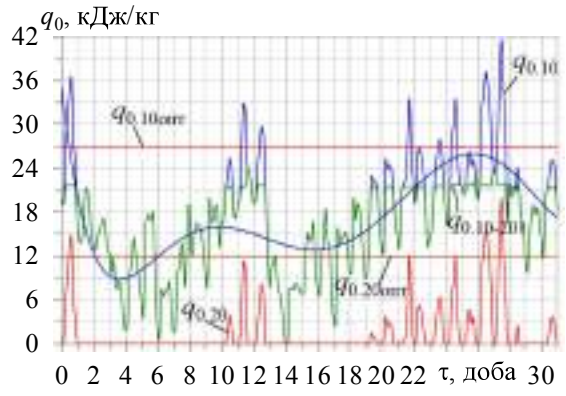


Рис. 1. Значення питомого (при $G_п$ = 1 кг/с) річного виробництва холоду $\sum(q_0 \cdot \tau)/q_0$, віднесеного до встановленої питомої холодильної потужності ХМ СКП q_0, в залежності від проектної питомої холодопродуктивності q_0 при температурах охолодженого повітря $t_{п2}$ = 10, 15, 17 та 20°С

Для обґрунтування підходу до розподілу проектного теплового навантаження відповідно до поточних кліматичних умов поточні значення питомих теплових навантажень СКП q_0 при охолодженні зовнішнього повітря від $t_{зп}$ до $t_{п2}$ С, теплового навантаження $q_{0.10\text{-}20} = q_{0.10} - q_{0.20}$ для охолодження повітря від 20 °С до 10 °С і $q_{0.10\text{-}17} = q_{0.10} - q_{0.17}$ – від 17 °С до 10 °С та $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ – від 15 °С до 10 °С для липня 2017 р. представлено на рис. 2.





в

Рис. 2. Поточні значення питомих холодильних потужностей $q_{0.20}$, $q_{0.17}$, $q_{0.15}$ та $q_{0.10}$, необхідних для охолодження зовнішнього повітря від $t_{зп}$ до температур 20, 17, 15 і 10°С, відповідно, питомі холодильні потужності: $q_{0.10\text{-}20} = q_{0.10} - q_{0.20}$ при охолодження повітря від 20°С до $t_{п2}$=10°С, $q_{0.10\text{-}17} = q_{0.10} - q_{0.17}$ (від 17°С до $t_{п2}$=10°С), $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ (від 15°С до $t_{п2}$ = 10°С), загальних оптимальних проектних питомих холодильних потужностей $q_{0.20опт}$, $q_{0.17опт}$, $q_{0.15опт}$ і $q_{0.10опт}$ для охолодження зовнішнього повітря до 20, 17, 15 і 10°С, відповідно, за липень 2017 р.: ***а*** – порогова температура 15°С; ***б*** –17°С; ***в*** – 20°С

Як видно з рис. 2, питомі холодильні потужності $q_{0.10\text{-}20}$ та $q_{0.10\text{-}17}$ охолодження повітря від 20 та 17ºС до $t_{п2}$=10ºС доволі нестабільні. Це спричинено більш раннім (при більш високій проміжній температурі 20 і 17ºС у порівнянні з 15ºС) падінням до нуля теплових навантажень $q_{0.20}$ та $q_{0.17}$ попереднього охолодження зовнішнього повітря, що викликано зменшенням температурного діапазону $\Delta t_{20} = t_{зп} - 20$ºС та $\Delta t_{17} = t_{зп} - 17$ºС (у порівнянні з $\Delta t_{15} = t_{зп} - 15$ºС), результатом чого є відповідне збільшення холодильних потужностей $q_{0.10\text{-}20}$ і $q_{0.10\text{-}17}$, необхідних для подальшого охолодження повітря від температур 20 та 17ºС до $t_{п2}$ = 10 ºС (рис. 3). Як наслідок, питомі холодильні потужності $q_{0.10\text{-}20}$ та $q_{0.10\text{-}17}$ для подальшого охолодження повітря від 20 і 17ºС до $t_{п2}$=10ºС суттєво перевищують відносно стабільні величини $q_{0.10\text{-}15}$ і відзначаються значними коливаннями.

На відміну від поділу загальної питомої холодильної потужності СКП на два діапазони: нестабільної $q_{0.15}$ і порівняно стабільної $q_{0.10\text{-}15}$ за пороговою температурою $t_{п2}$=15ºС, у разі поділу загальної оптимальної проектної холодильної потужності $q_{0.10опт}$ за проміжними температурами 20 і 17ºС теплові навантаження в діапазонах $q_{0.20}$ і $q_{0.10\text{-}20}$, а також $q_{0.17}$ і $q_{0.10\text{-}17}$ дуже нестабільні (рис. 2), як і визначені за остаточним принципом їх значення при попередньому (бустерному) охолодженні зовнішнього повітря $q_{0.Б10\text{-}20опт} = q_{0.10опт} - q_{0.10\text{-}20}$ і $q_{0.Б10\text{-}17опт} = q_{0.10опт} - q_{0.10\text{-}17}$ до 20 і 17ºС та $q_{0.10\text{-}20}$ і $q_{0.10\text{-}17}$ подальшого охолодження від 20 і 17ºС до $t_{п2}$ = 10ºС (рис. 3).

Наслідком зниження холодильних потужностей $q_{0.20}$ та $q_{0.17}$ і, відповідно, значень $q_{0.Б10\text{-}20опт}$ та $q_{0.Б10\text{-}17опт}$ для попереднього бустерного охолодження зовнішнього повітря до 20 і 17°С, залишкова частка змінних навантажень переноситься зі ступеня попереднього охолодження зовнішнього повітря на ступінь глибокого охолодження повітря від 20 та 17°С до $t_{п2}$=10°С, що призводить до збільшення питомих холодильних потужностей $q_{0.10\text{-}20}$ та $q_{0.10\text{-}17}$ (рис. 3).

То ж температуру охолодженого повітря 15°С слід вважати за порогову, подальше охолодження повітря нижче якої проходить за відносно стабільного теплового навантаження $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$.

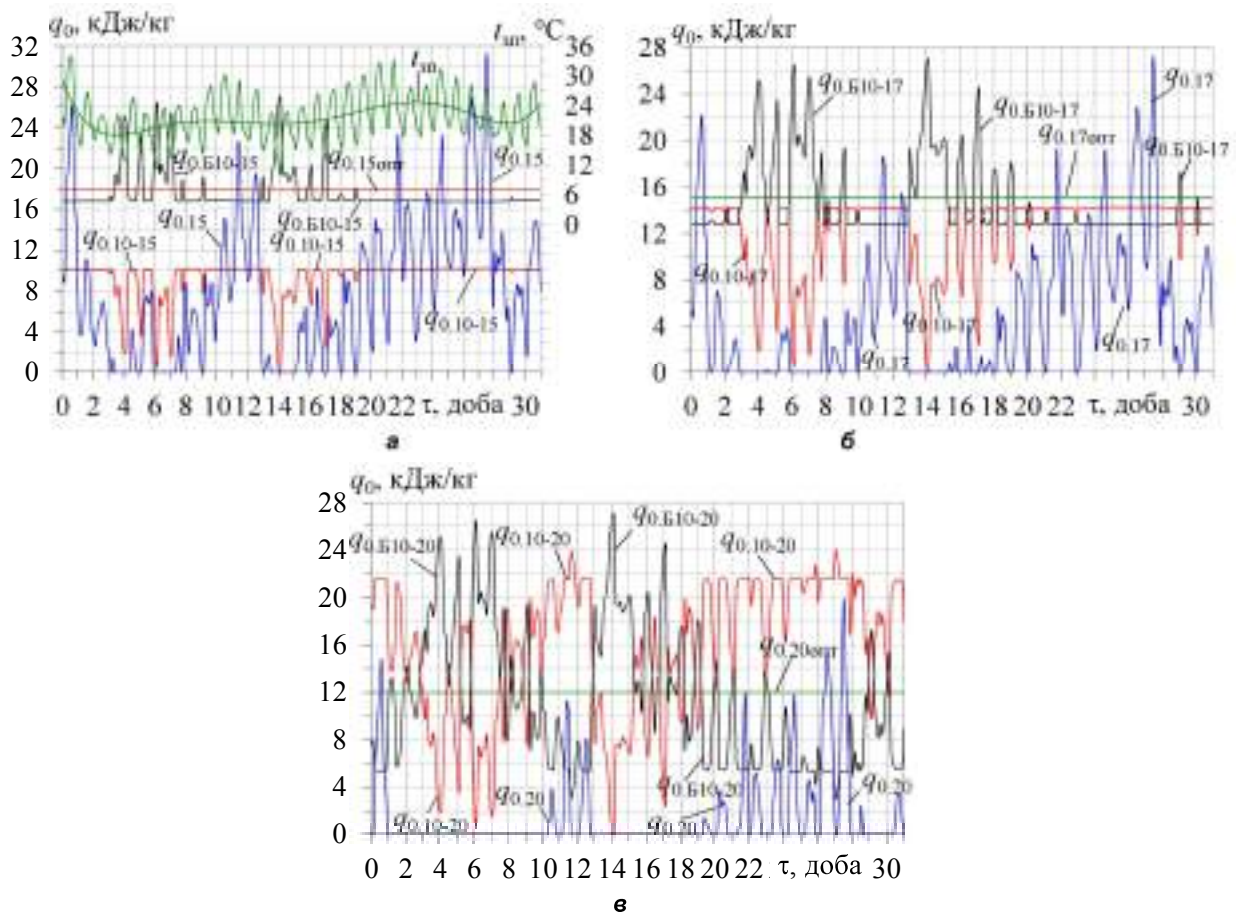


Рис. 3. Поточні значення питомих холодильних потужностей $q_{0.20}$, $q_{0.17}$ та $q_{0.15}$, необхідних для охолодження зовнішнього повітря від $t_{зп}$ до 20, 17 і 15°С, відповідно, холодильні потужності $q_{0.10\text{-}20} = q_{0.10} - q_{0.20}$, необхідні для охолодження повітря від 20°С до $t_{п2}$=10°С, $q_{0.10\text{-}17} = q_{0.10} - q_{0.17}$ (від 17°С до 10°С), $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ (від 15°С до 10°С), теплові навантаження $q_{0.Б10\text{-}20опт} = q_{0.10опт} - q_{0.10\text{-}20}$ попереднього охолодження зовнішнього повітря від $t_{зп}$ до 20°С, $q_{0.Б10\text{-}17опт} = q_{0.10опт} - q_{0.10\text{-}17}$ (від $t_{зп}$ до 17°С), $q_{0.Б10\text{-}15опт} = q_{0.10опт} - q_{0.10\text{-}15}$ ґґ(від $t_{зп}$ до 15°С), загальні оптимальні проектні холодильні потужності $q_{0.20опт}$, $q_{0.17опт}$ і $q_{0.15опт}$ для охолодження повітря до 20, 17 і 15°С, відповідно, за липень 2017 р. для кліматичних умов Миколаївської обл.: ***а*** – порогова температура 20°С; ***б*** – 17°С; ***в*** –15°С

Таким чином, загальне нестабільне поточне теплове навантаження $q_{0.10}$ при охолодженні зовнішнього повітря від $t_{зп}$ до $t_{п2}$=10°С може покриватися двоступеневим охолодженням зовнішнього повітря з оптимальною проектною холодильною потужністю $q_{0.10опт}$: з попереднім охолодженням зовнішнього повітря до порогової температури 15°С і використанням холодильної потужності (для покриття змінного теплового навантаження) $q_{0.Б10\text{-}15опт}$ у бустерному ступені та глибоким охолодженням повітря від порогової температури 15°С до кінцевої температури $t_{п2}$=10°С з використанням базової холодопродуктивності $q_{0.10\text{-}15}$ для покриття порівняно стабільного теплового навантаження у другому ступені.

Висновок. Запропоновано методологічний підхід до визначення теплових навантажень СКП з урахуванням поточних кліматичних умов експлуатації, що полягає в розділенні поточних теплових навантажень на діапазони відносно стабільного навантаження і нестабільного теплового навантаження охолодження зовнішнього повітря, що розраховується за остаточним принципом як різниця проектного теплового навантаження СКП і його стабільної складової.

Список літератури

1. Marques, R.P. Thermodynamic analysis of trigeneration systems taking into account refrigeration, heating and electricity load demands / R. P. Marques, D. Hacon, A. Tessarollo, J. A. R. Parise // *Energy and Buildings*. – 2010. – Vol. 42. – P. 2323–2330.

2. Ortiga, J. Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network / Ortiga J., Bruno J.C., Coronas A. // *Applied Thermal Engineering*. – 2013. – Vol. 50. – P. 1536–1542.

3. 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 In-formatics: ICSAI 2018".* – 2018. – pp.1303–1307.

Trushliakov E.I., Radchenko A.M., Tkachenko V.S., Portnoi B.S., Forduy S.G., Kantor S.A.

THE STAGE PRINCIPLE OF DISTRIBUTION OF THERMAL LOAD IN AIR CONDITIONING SYSTEMS

Abstract. *Maintaining the operation of refrigeration compressors in nominal or close modes by selecting a rational design thermal load and distributing it in response to the behavior of the current thermal load according to the current climatic conditions is one of the promising reserves for improving the energy efficiency of air conditioning systems, which implementation ensures maximum or close to it in the annual cooling production according to air conditioning duties. In general case, the total range of current thermal loads of any air-conditioning system includes a range of unstable loads caused by precooling of ambient air with significant fluctuations in the cooling capacity according to current climatic conditions, and a range of relatively stable cooling capacity expended for further lowering the air temperature from a certain threshold temperature to the final outlet temperature. If a range of stable thermal load can be provided within operating a conventional compressor in a mode close to nominal, then precooling the ambient air with significant fluctuations in thermal load requires adjusting the cooling capacity by using a variable speed compressor or using excess of heat accumulated at reduced load. Such a stage principle of cooling ensures the operation of refrigerating machines matching the behavior of current thermal loads of any air-conditioning system, whether the central air conditioning system with ambient air procession in the central air conditioner, or its combination with the local indoors recirculation air conditioning systems in the air-conditioning system. in essence, as combinations of subsystems – precooling of ambient air with regulation of cooling capacity and subsequent cooling air to the mouth of the set point temperature under relatively stable thermal load.*

Key words: *conditioning system, design cooling capacity, thermal load, annual refrigeration generation.*

Трушляков Е.И., Радченко А.Н., Ткаченко В.С., Портной Б.С., Фордуй С.Г., Кантор С.А.

СТУПЕНЧАТЫЙ ПРИНЦИП РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ В СИСТЕМЕ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Аннотация. *Поддержание работы холодильных компрессоров в номинальном или близком к нему режимах путем выбора рациональной проектной тепловой нагрузки и ее распределения согласно характеру изменения текущей тепловой нагрузки в соответствии с текущими климатическими условиями является одним из перспективных резервов повышения энергетической эффективности систем кондиционирования воздуха, реализация которого обеспечивает достижение максимального или близкого к нему годового производства холода в соответствии с его расходованием на кондиционирование воздуха. В общем случае весь диапазон текущих тепловых нагрузок любой системы кондиционирования воздуха включает диапазон нестабильных нагрузок, обусловленных предварительным охлаждением наружного воздуха со значительными колебаниями затрат холодопроизводительности в соответствии с текущими климатическими условиями, и диапазон сравнительно стабильной холодопроизводительности, расходуемой на дальнейшее понижение температуры воздуха от некоторой пороговой температуры до конечной температуры на выходе. Если диапазон стабильной тепловой нагрузки может быть покрыт при работе обычного компрессора в режиме, близком к номинальному, то предварительное охлаждение наружного воздуха со значительными колебаниями тепловой нагрузки требует регулирования холодопроизводительности путем применения компрессора с регулируемой скоростью или использования избытка холода, аккумулированного при пониженных тепловых нагрузках. Такой ступенчатый принцип охлаждения обеспечивает согласование работы холодильных машин с характером изменения текущих тепловых нагрузок любой системы кондиционирования воздуха, то ли центральной системы кондиционирования воздуха с его тепловлажностной обработкой в центральном кондиционере, то ли ее комбинации с местной циркуляционной системой кондиционирования воздуха в помещениях, по сути, как комбинации подсистем - предварительного охлаждения наружного воздуха с регулированием холодопроизводительности и последующего охлаждения воздуха до конечной температуры в условиях относительно стабильной тепловой нагрузки.*

Ключевые слова*: система кондиционирования, холодопроизводительность, тепловая нагрузка, годовое производство холода.*

УДК 66.067.1.621.72

ПОРІВНЯННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГТУ ДЛЯ РІЗНОГО КЛІМАТУ

Я. Зонмін, доцент,
Цзяньсуньський університет науки і технології, Цзеньцзянь, КНР;
А.М. Радченко, к.т.н, доцент, Б.С. Портной, аспірант,
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна
nirad50@gmail.com

Анотація. *Ефективність охолодження повітря проаналізована для експлуатації в умовах помірно-континентального (південь України) і субтропічного клімату (на прикладі м. Нанкін, Китай). В якості показника використано річну економію палива. Показано, що загалом охолодження повітря на вході газотурбінної установки для субтропічного клімату забезпечує у 1,6…1,8 рази більшу економію палива порівняно з умовами помірного клімату. Однак більш глибоке охолодження повітря на вході газотурбінної установки до температури 10°С в абсорбційно-ежекторній холодильній машині порівняно з температурою охолодження повітря 15°С в абсорбційній бромистолітієвій холодильній машині забезпечує більш значне збільшення річної економії палива для умов помірного клімату (майже вдвічі) ніж для субтропічного клімату (понад півтора рази). Якщо для умов помірного клімату (півдня України) контактне охолодження повітря забезпечує річну економію палива близьку до її величини при охолодженні до температури 15°С в абсорбційній бромистолітієвій холодильній машині, то для субтропічного вологого клімату воно недоцільне. Показано, що більш глибоке охолодження повітря на вході газотурбінної установки до температури 10°С в абсорбційно-ежекторній холодильній машині забезпечує поточне зменшення питомої витрати палива на 7…15 г/(кВт·год) для помірних кліматичних умов і дещо більше для субтропічного клімату – на 7…17 г/(кВт·год), проте охолоджувальний сезон триває відповідно 6 і майже 9 місяців.*

Ключові слова*: охолодження повітря, холодильна машина, газотурбінна установка, клімат.*

Актуальність теми.

Ефективність роботи газотурбінних установок (ГТУ) суттєво залежить від температури зовнішнього повітря $t_{зп}$ на вході: з її підвищенням на 10 °С питома витрата палива зростає на 5…8 г/(кВт·год), а потужність зменшується на 5…8 % [1, 2]. Погіршення показників ефективності ГТУ з підвищенням температури повітря $t_{зп}$ на вході та висока температура відпрацьованих газів (450…500 °С) роблять доцільним охолодження повітря на вході ГТУ тепловикористовуючими холодильними машинами (ТХМ), що утилізують скидну теплоту газів.

Кліматичні умови різних регіонів суттєво відрізняються за температурою $t_{зп}$ та відносною вологістю $\varphi_{зп}$ зовнішнього повітря, що позначається на ефективності охолодження повітря.

Мета роботи – дослідження ефективності охолодження повітря на вході газотурбінної установки тепловикористовуючими холодильними машинами при різних кліматичних умовах.

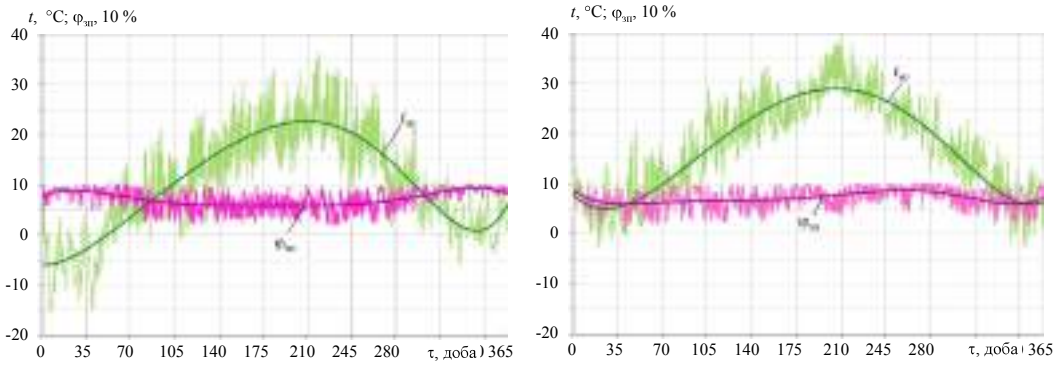
Результати дослідження.

Проаналізовано ефективність охолодження повітря на вході ГТУ до різних температур $t_{п2}$, відповідно й у ТХМ різного типу: до $t_{п2}$ = 15°С – абсорбційною-бромистолітієвою холодильною машиною (АБХМ), а до $t_{п2}$ = 10 °С і нижче – двоступінчастою абсорбційно-ежекторною холодильною машиною (АЕХМ) з АБХМ у якості високотемпературного ступеня попереднього охолодження повітря до температури $t_{п2}$ = 15°С та хладоновою ежекторною холодильною машиною (ЕХМ) більш глибокого охолодження до 10°С і нижче) [3].

При експлуатації ГТУ мають місце суттєві зміни тепловологісних параметрів (температури $t_{зп}$ та відносної вологістю $\varphi_{зп}$) зовнішнього повітря упродовж року і залежно від типу клімату. Як приклад, на рис. 1 наведено зміну температури $t_{зп}$ і відносної вологості $\varphi_{зп}$ зовнішнього повітря упродовж 2017 року для умов помірного клімату (м. Вознесенськ, південь України) та субтропічного клімату (м. Нанкін, КНР). Особливістю останнього є висока відносна вологість повітря $\varphi_{зп}$ при водночас високих його температурах $t_{зп}$ (рис. 1,**б**). Це особливо помітно для періоду з кінця липня по жовтень (τ = 210…280 доба) і свідчить про великі теплові навантаження на системи охолодження повітря на вході ГТУ через значні витрати холоду на конденсацію водяної пари з вологого повітря.

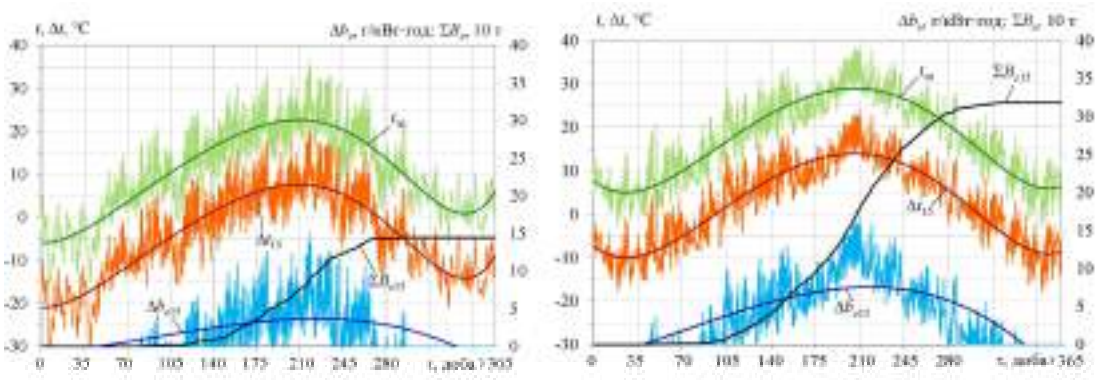
Про поточне упродовж року зменшення питомої витрати палива Δb_{e15} за рахунок охолодження повітря на вході ГТУ від $t_{зп}$ до $t_{п2}$ = 15 °С на величину Δt_{15} в АБХМ та сумарну за накопиченням ΣB_{e15} економію палива за

2017 рік для умов помірного клімату (м. Вознесенськ, південь України) та субтропічного клімату (м. Нанкін, КНР) можна тлумачити за рис. 2. Розрахунки проведені для ГТУ UGT 10000 ДП НВКГ "Зоря"-"Машпроект" потужністю 10 МВт, для яких зниження температури повітря $\Delta t_{п}$ на 1°С приводить до зменшення питомої витрати палива Δb_e на 0,7 г/(кВт·год).



а *б*

Рис. 1. Поточні значення температури $t_{зп}$ та відносної вологості $\varphi_{зп}$ зовнішнього повітря за 2017 рік; ***а*** – м. Вознесенськ, Україна; ***б*** – м. Нанкін, КНР



а ***б***

Рис. 2. Поточні значення температури $t_{зп}$ зовнішнього повітря, зниження температури Δt_{15} зовнішнього повітря при його охолодженні до $t_{п2}$ = 15ºС в АБХМ, відповідного зменшення питомої витрати палива Δb_{e15} та сумарна за накопиченням ΣB_{e15} економія палива за 2017 рік: ***а*** – м. Вознесенськ, Україна; ***б*** – м. Нанкін, КНР

Як видно з рис. 2, охолодження повітря на вході UGT 10000 від поточної температури зовнішнього повітря $t_{зп}$ до 15°С в АБХМ забезпечує річну економію палива ΣB_{e15} близько 140 т для умов помірного клімату (м. Вознесенськ, рис.2,а), тоді як для субтропічного клімату (м. Нанкін, КНР, рис.2,б) понад 320 т. В той же час більш глибоке охолодження повітря абсорбційно-ежекторною холодильною машиною (АЕХМ) до 10 °С дає змогу отримати значно більшу економія палива за рік ΣB_{e10} : 270 т і понад 500 т відповідно для умов помірного (рис.3,а) і субтропічного клімату (рис.2,б). Звертає на себе увагу більш значне збільшення річної економії палива ΣB_{e10} за рахунок більш глибокого охолодження повітря на вході ГТУ в АЕХМ до $t_{п2}$ = 10 ºС порівняно з його охолодженням в АБХМ до $t_{п2}$ = 15 ºС: 270 т проти 140 т, тобто майже вдвічі. Варто зазначити, що реальна економія палива буде дещо меншою через витрати потужності ГТУ, відповідно й палива, на подолання аеродинамічного опору повітроохолоджувача на вході.

Як видно, більш глибоке охолодження повітря на вході ГТУ до температури $t_{п2}$ = 10ºС в АЕХМ забезпечує поточне зменшення питомої витрати палива Δb_{e10} на 7…15 г/(кВт·год) для помірних кліматичних умов (рис.3,а) і дещо більше для субтропічного клімату – на 7…17 г/(кВт·год), проте охолоджувальний сезон триває відповідно 6 і майже 9 місяців.

Економія палива B_e помісячно та за 2017 рік для ГТУ UGT 10000 (потужністю 10МВт) за рахунок охолодження повітря на вході від поточної температури зовнішнього повітря $t_{зп}$ до різних кінцевих температур $t_{п2}$ для умов помірного клімату (м. Вознесенськ) та субтропічного клімату (м. Нанкін, КНР) наведена на рис. 4.

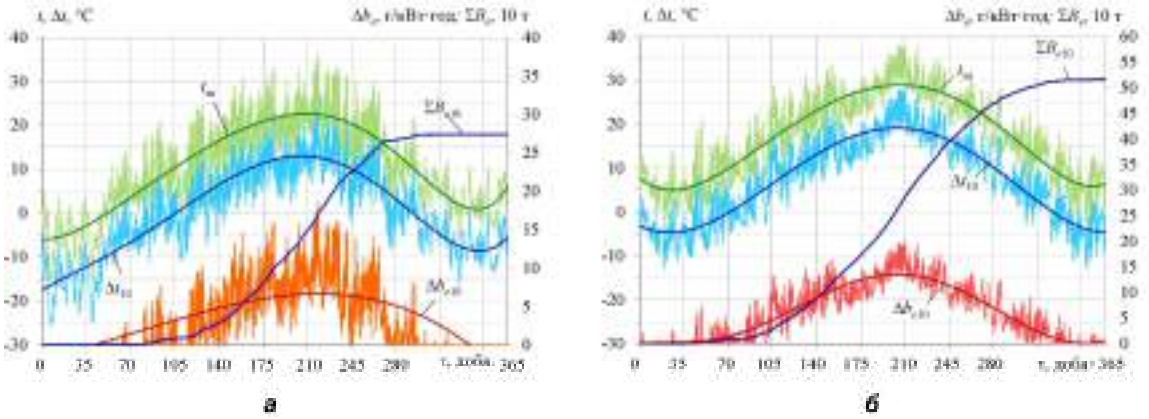


Рис. 3. Поточні значення температури $t_{зп}$ зовнішнього повітря, зниження температури Δt_{10} зовнішнього повітря при його охолодженні до $t_{п2}$ = 10ºС в АЕХМ, відповідного зменшення питомої витрати палива Δb_{e10} та сумарна за накопиченням ΣB_{e10} економія палива за 2017 рік: ***а*** – м. Вознесенськ, Україна; ***б*** – м. Нанкін, КНР

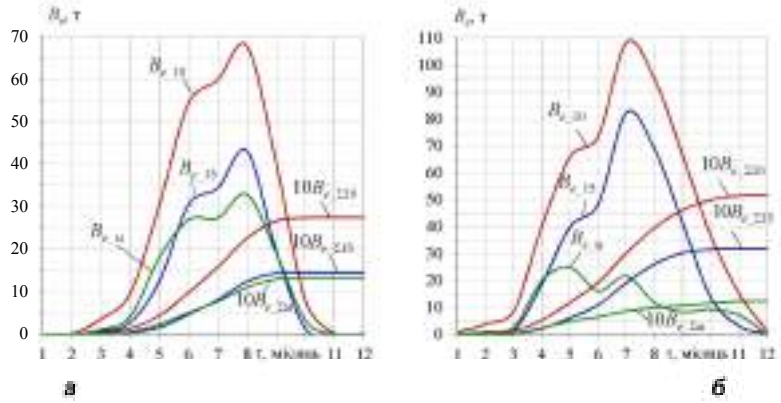


Рис. 4. Значення щомісячної B_e і загальної річної B_{e_Σ} економії палива при різних температурах охолодженого повітря $t_{п2}$: 10 ºС – АЕХМ; 15 ºС – АБХМ, м – контактне охолодження повітря до температури мокрого термометра упорскуванням води за 2017 р.; ***а*** – м. Вознесенськ, Україна; ***б*** – м. Нанкін, КНР

З рис. 4 видно, що якщо для умов помірного клімату (м. Вознесенськ, рис.4,а) контактне охолодження повітря забезпечує річну економію палива $B_{e_\Sigma м}$ близьку до її величини $B_{e_\Sigma 15}$ завдяки охолодженню до $t_{п2}$ = 15ºС в АБХМ, то для субтропічного вологого клімату (м. Нанкін, КНР, рис.4,б) воно недоцільне. Цілком очікувано, що максимальна місячна економія палива за рахунок охолодження повітря припадає на літні місяці.

Висновок. Досліджено ефективність охолодження повітря на вході ГТУ до різних температур $t_{п2}$ = 15ºС в АБХМ і $t_{п2}$ = 10ºС в АЕХМ для умов помірного клімату (на прикладі м. Вознесенськ, південь України) та субтропічного клімату (м. Нанкін, КНР).

Показано, що в цілому охолодження повітря на вході ГТУ для субтропічного клімату забезпечує у 1,6…1,8 рази більшу економію палива порівняно з умовами помірного клімату. Однак більш глибоке охолодження повітря на вході ГТУ до температури $t_{п2}$ = 10ºС в АЕХМ порівняно з $t_{п2}$ = 15ºС в АБХМ забезпечує більш значне збільшення річної економії палива ΣB_{e10} для умов помірного клімату (майже вдвічі) ніж для субтропічного клімату (понад півтора рази). Якщо для умов помірного клімату (півдня України) контактне охолодження повітря забезпечує річну економію палива близьку до її величини при охолодженні до 15ºС в АБХМ, то для субтропічного вологого клімату воно недоцільне.

Список літератури

1. Ashley De Sa. Gas turbine performance at varying ambient temperature [Text] / De Sa Ashley, Al Zubaidy Sarim // *Applied Thermal Engineering*. – 2011. – № 31. – С. 2735–2739.

2. Bhargava, R. Parametric analysis of combined cycles equipped with inlet fogging [Text] / R. Bhargava, M. Bianchi, F. Melino, A. Peretto // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*. – Paper GT-2003-38187. – 12 p.

3. Радченко, А. Н. Метод выбора рациональной тепловой нагрузки абсорбционно-эжекторного термотрансформатора охлаждения воздуха на входе регенеративных ГТУ компрессорных станций [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2015. – № 5(122). – С. 61 – 64.

Zongming Y., Radchenko A. N., Portnoi B. S.

COMPARESING THE EFFICIENCY OF GTU INLET AIR COOLING FOR DIFFERENT CLIMATE

Abstract. *The efficiency of air cooling is analyzed for operation in conditions of moderate continental (southern Ukraine) and subtropical climate (Nanjing, China). The annual fuel saving is used as an indicator. It is shown that the cooling of the air at the inlet of gas-turbine installation for a subtropical climate provides 1.6...1.8 times more fuel saving compared to the conditions of a temperate climate. However, a deeper cooling of the air inlet of gas turbine unit to the temperature of 10 ºC in an absorption-ejector chiller compared to the air cooling temperature of 15 ºC in an absorption lithium-bromide chiller provides a more significant increase in annual fuel economy for tem-perate climate (almost twice), than for a subtropical climate (more than one and a half times). If for conditions of a temperate climate (southern Ukraine), evaporation cooling of the air provides an annual fuel saving close to its val-ue when cooled to the temperature of 15 °C in absorption lithium-bromide chiller, then for a subtropical humid cli-mate it is inexpedient. It is shown that a deeper cooling of the air at the inlet of gas turbine installation to the tem-perature of 10 ºC in absorption ejector chiller provides a current reduction in specific fuel consumption by 7...15 g/(kW·h) for moderate climatic conditions and slightly more for a subtropical climate – by 7...17 g/(kW·h), however, the cooling season lasts, respectively, 6 and almost 9 months.*

Key words*: air cooling, chiller, gas turbine unit, climate.*

Зонмин Я., Радченко А. Н., Портной Б. С.

СРАВНЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГТУ ДЛЯ РАЗНОГО КЛИМАТА

Аннотация. *Эффективность охлаждения воздуха проанализирована для эксплуатации в условиях умеренно континентального (юг Украины) и субтропического климата (на примере г. Нанкин, Китай). В качестве показателя использовано годовую экономию топлива. Показано, что в целом охлаждение воздуха на входе газотурбинной установки для субтропического климата обеспечивает в 1,6...1,8 раза большую экономию топлива по сравнению с условиями умеренного климата. Однако более глубокое охлаждение воздуха на входе газотурбинной установки до температуры 10 ºС в абсорбционно-эжекторной холодильной машине по сравнению с температурой охлаждения воздуха 15 ºС в абсорбционной бромистолитиевий холодильной машине обеспечивает более значительное увеличение годовой экономии топлива для условий умеренного климата (почти вдвое), чем для субтропического климата (более чем в полтора раза). Если для условий умеренного климата (юга Украины) контактное охлаждение воздуха обеспечивает годовую экономию топлива, близкую ее величины при охлаждении до температуры 15 °С в абсорбционной бромистолитиевий холодильной машине, то для субтропического влажного климата оно нецелесообразно. Показано, что более глубокое охлаждение воздуха на входе газотурбинной установки до температуры 10ºС в абсорбционно-эжекторной холодильной машине обеспечивает текущее снижение удельного расхода топлива на 7...15 г/(кВт·ч) для умеренных климатических условий и несколько больше для субтропического климата - на 7…17 г/(кВт·ч), однако охлаждающий сезон длится соответственно 6 и почти 9 месяцев.*

Ключевые слова*: охлаждение воздуха, холодильная машина, газотурбинная установка, климат.*

УДК 66.067.1.621.72

ПОРІВНЯННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГТУ ЗА ПОМІРНОГО ТА ТРОПІЧНОГО КЛІМАТУ

Я. Зонмін, доцент,
Цзяньсуньський університет науки і технології, Цзеньцзянь, КНР;
М.І. Радченко, д.т.н, професор, Б.С. Портной, аспірант,
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна
nirad50@gmail.com

Анотація. *Ефективність охолодження повітря порівнюється для різних кліматичних умов на прикладі м. Южноукраїнськ (Україна) та м. Шанхай (КНР). Особливістю клімату м. Шанхай є висока відносна вологість повітря, відповідно, й вологовміст при водночас високих його температурах. В якості показників оцінки ефективності охолодження повітря на вході газотурбінних установок до 15 °С в абсорбційній бромистолітієвій холодильній машині та глибокого охолодженні повітря до 10 °С у комбінованій абсорбційно-ежекторній холодильній машині застосовано приріст корисної потужності та зменшення питомої витрати палива. Показано, що, через вкрай різні тепловологісні параметри зовнішнього повітря, його охолодження на вході газотурбінних установок для кліматичних умов України забезпечує поточний приріст корисної потужності на 10…15%, а для кліматичних умов КНР – 18…22%. Проте необхідно зазначити, що більш глибоке охолодження повітря на вході газотурбінної установки до температури 10°С в комбінованій абсорбційно-ежекторній холодильній машині порівняно з його традиційним охолодженням до 15°С в абсорбційній бромистолітієвій холодильній машині забезпечує приріст корисної потужності для помірного клімату України (на прикладі м. Южноукраїнськ) на 70…90 %, тоді як для тропічних кліматичних умов КНР (м. Шанхай) – на 30…35 %.*

Ключові слова*: газотурбінна установка, охолодження повітря, холодильна машина, потужність, клімат.*

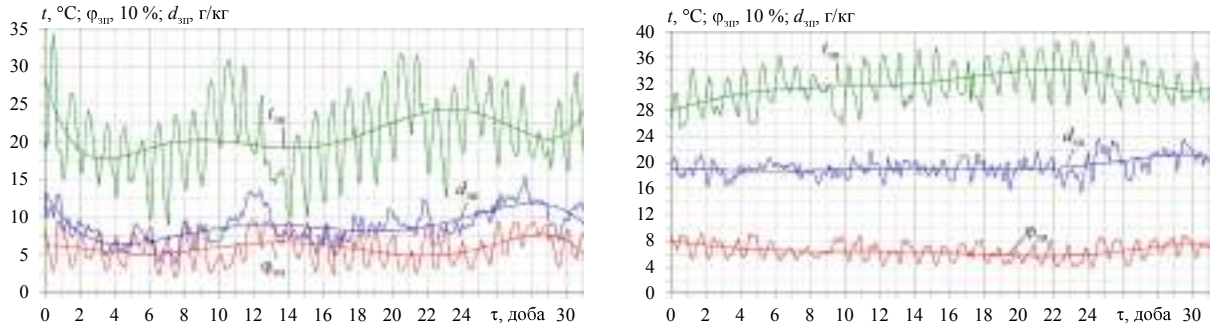
Актуальність теми.

Одним з основних напрямів підвищення ефективності газотурбінних установок (ГТУ) є охолодження повітря на вході тепловикористовуючими холодильними машинами (ТХМ), які перетворюють теплоту відпрацьованих газів у холод [1]. З підвищенням температури зовнішнього повітря $t_{зп}$ на вході на 1 °С потужність зменшується на 0,7 – 0,8 %, а питома витрата палива зростає на 0,6…0,7 г/(кВт·год) [2]. Цілком очевидно, що чим вище температури зовнішнього повітря $t_{зп}$, тим більше ефект від його охолодження на вході ГТУ. В той же час більш глибоке охолодження повітря на вході ГТУ порівняно з традиційним його охолодженням абсорбційною-бромистолітієвою холодильною машиною (АБХМ) до температури 15 °С більшою мірою позначається на помірних кліматичних умовах, для яких температури $t_{зп}$ не на багато перевищують 15 °С, а відтак і ефект від охолодження в АБХМ не такий значний, як для спекотного клімату.

Мета роботи – оцінка ефективності охолодження повітря на вході газотурбінної установки тепловикористовуючими холодильними машинами в різних кліматичних умовах.

Результати дослідження.

При експлуатації ГТУ мають місце значні коливання температури $t_{зп}$, відносної вологості $\varphi_{зп}$ і вологовмісту $d_{зп}$ зовнішнього повітря. На рис. 1 представлено кліматичні характеристики упродовж липня 2017 року для м. Южноукраїнськ та м. Шанхай, КНР.

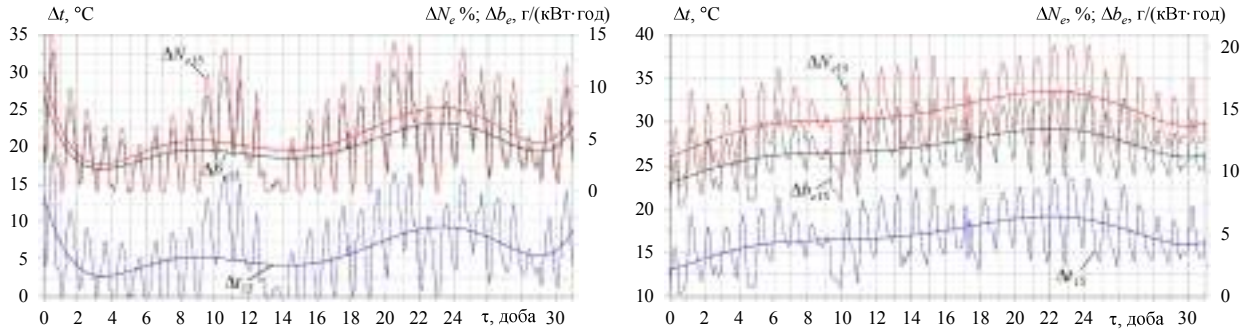


а *б*

Рис. 1. Поточні значення температури $t_{зп}$, відносної вологості $\varphi_{зп}$ та вологовмісту $d_{зп}$ зовнішнього повітря впродовж липня 2017 році: ***а*** – м. Южноукраїнськ, Україна; ***б*** – м. Шанхай, КНР

Охолодження повітря на вході ГТУ проводиться ступінчасто: до $t_{п2}$ = 15°С – в АБХМ, а нижче $t_{п2}$ = 10 °С – комбінованою абсорбційно-ежекторною холодильною машиною (АЕХМ), в якій АБХМ є високотемпературним ступенем охолодження повітря до температури $t_{п2}$ = 15°С, а більш глибоке охолодження до 10°С здійснюється хладоновою ежекторною холодильною машиною (ЕХМ) [3, 4].

Про поточні упродовж липня значення збільшення поточного приросту корисної потужності ΔN_{e15} в результаті охолодження повітря на вході ГТУ від $t_{зп}$ до $t_{п2}$ = 15 ºС на величину Δt_{15} в АБХМ і ΔN_{e10} при охолодженні повітря від $t_{зп}$ до $t_{п2}$ = 10 ºС на величину Δt_{10} та відповідне зменшення питомої витрати палива Δb_{e15} і Δb_{e10} для кліматичних умов м. Южноукраїнськ та м. Шанхай, КНР, можна судити за рис. 2 і 3.



а *б*

Рис. 2. Поточні значення зниження температури зовнішнього повітря Δt_{15} при його охолодженні до 15°С в АБХМ та відповідних приросту корисної потужності ΔN_{e15} та зменшення питомої витрати палива Δb_{e15} упродовж липня 2017 року: ***а*** – м. Южноукраїнськ, Україна; ***б*** – м. Шанхай, КНР

Особливістю клімату для м. Шанхай є висока відносна вологість повітря $\varphi_{зп}$, відповідно й вологовміст $d_{зп}$ при водночас високих його температурах $t_{зп}$ (рис. 1,**б**), що свідчить про велику кількість прихованої теплоти водяної пари, а. отже, про великі навантаження на повітроохолоджувачі.

Як приклад, розрахунки виконані для 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 приросту корисної потужності ΔN_e приблизно на 0,8 % та до зменшення питомої витрати палива на 0,7 г/(кВт·год).

Як видно з рис. 2 та 3, більш глибоке охолодження повітря на вході ГТУ до температури $t_{п2}$ = 10ºС забезпечує поточні приріст корисної потужності ГТУ ΔN_e на 10…15% та зменшення питомої витрати палива Δb_{e10} на 6…13 г/(кВт·год) для кліматичних умов України (рис.2,***а*** і 3,***а***) і 18…22% та 14…18 г/(кВт·год) для кліматичних умов КНР (рис.2,***б*** і 3,***б***).

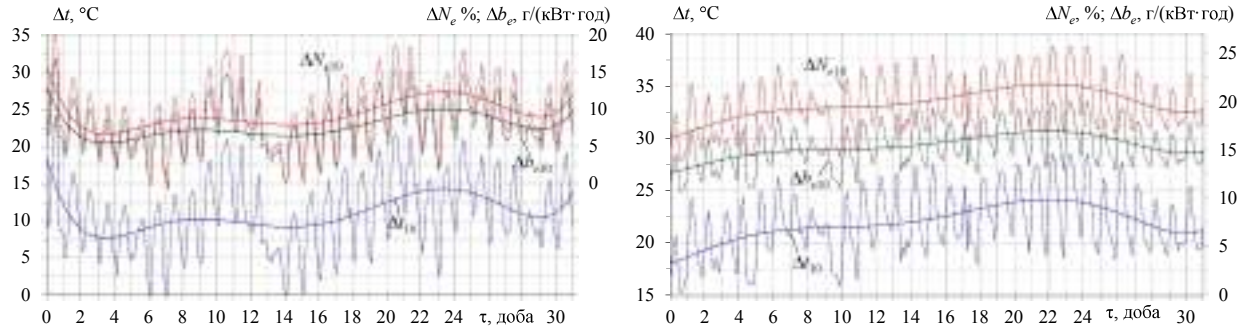


Рис. 3. Поточні значення зниження температури зовнішнього повітря Δt_{10} при його охолодженні до 10°С в комбінованій холодильній машині та відповідних приросту корисної потужності ΔN_{e10} та зменшення питомої витрати палива Δb_{e10} упродовж липня 2017 року: ***а*** – м. Южноукраїнськ, Україна; ***б*** – м. Шанхай, КНР

На рис. 4 наведено відношення приросту корисної потужності ΔN_{e_10} при охолодженні зовнішнього повітря від температури $t_{зп}$ до $t_{п2}$ = 10 °С до приросту корисної потужності ΔN_{e_15} при його охолодженні від $t_{зп}$ до $t_{п2}$ = 15°С за липень 2017 року.

Рис. 4. Значення відношення приросту корисної потужності $\Sigma\Delta N_{e_10}/\Sigma\Delta N_{e_15}$ при порівнянні охолодження повітря у комбінованій холодильній машині до 10 °С та у АБХМ до 15 °С за липень 2017 р. для м. Южноукраїнськ, Україна та м. Шанхай, КНР

З рис. 4 видно, що прирощення корисної потужності $\Sigma\Delta N_{e_10}/\Sigma\Delta N_{e_15}$ за рахунок більш глибокого охолодження повітря на вході ГТУ до $t_{п2}$ = 10 °С (порівняно з $t_{п2}$ = 15 °С в АБХМ) для умов помірного клімату м. Южноукраїнськ становить 70…90 %, тоді як для тропічного клімату м. Шанхай – 30…35%.

Висновок. Досліджено ефективність охолодження повітря на вході ГТУ до температур $t_{п2}$ = 15°С в абсорбційній-бромистолітієвій холодильній машині (АБХМ) і $t_{п2}$ = 10°С в комбінованій абсорбційно-ежекторній холодильній машині (АЕХМ) для кліматичних умов м. Южноукраїнськ, Україна, та м. Шанхай, КНР.

Показано, що застосування більш глибокого охолодження повітря до 10°С в АЕХМ у порівнянні з його традиційним охолодженням до 15°С в АБХМ для кліматичних умов України забезпечує отримання поточного прирощення корисної потужності ГТУ на 70…90% більшого порівняно з його величиною при традиційному охолодженні до 15°С в АБХМ, тоді як для тропічного клімату КНР – на 30…35 %.

Отримані результати свідчать про значно більшу ефективність глибокого охолодження повітря на вході ГТУ для умов помірного клімату України (на прикладі м. Южноукраїнськ) у порівнянні з тропічним кліматом (на прикладі м. Шанхай, КНР).

Список літератури

1. Ghaebi, H. Integration of an absorption chiller in a total CHP site for utilizing its cooling production potential based on R-curveconcept [Text] / H. Ghaebi, Sh. Karimkashi, M.H. Saidi // *International journal of refrigeration*. – 2012. – V.35 – pp. 1384–1392.

2. Николаевские газовые турбины промышленного применения [Текст] – Николаев: *ГП НПКГТ "Зоря–Машпроект"*, 2004. – 20 с.

3. Радченко, А. Н. Эффективность способов охлаждения воздуха на входе ГТУ компрессорных станций в зависимости от климатических условий [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2015. – № 1(118). – С. 95–98.

4. Радченко, А. Н. Оценка потенциала охлждения воздуха на входе газотурбинных установок трансформацией теплоты отработанных газов в теплоиспользующих холодильных машинах [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2014. – № 4 (111). – С. 56–59.

Zongming Y., Radchenko M. I., Portnoi B. S.

COMPARING THE EFFICIENCY OF COOLING AIR AT THE INLET OF GTU IN MODERATE AND TROPICAL CLIMATE

Abstract. *The air cooling efficiency is compared for different climatic conditions using the example of Yuzhnoukrainsk (Ukraine) and Shanghai (China). The climate peculiarity of Shanghai is the high relative humidity of the air, respectively, and its moisture contents at the same time its high temperatures. As indicators for assessing the effectiveness of air cooling at the inlet of gas turbine units down to 15°C in an absorption lithium-bromide chiller and deep air cooling to 10°C, in a combined absorption-ejector chiller used an increase in useful power and a reduction in specific fuel consumption. It is shown that, through extremely different thermal and humidity parameters of ambient air, its cooling at the inlet of gas turbine units for the climatic conditions of Ukraine provides the current increase in useful power by 10...15%, and for the climatic conditions of China – 18…22%. However, it should be noted that deep-er air cooling at the inlet of the gas turbine unite to a temperature of 10°C in a combined absorption-ejector chiller compared to its traditional cooling to 15°C in an absorption lithium-bromide chiller provides an increase in useful power for a temperate climate of Ukraine (for example, Yuzhnoukrainsk) by 70...90%, whereas for tropical climatic conditions of China (Shanghai) – by 30...35%.*

Key words*: gas turbine unit, air cooling, chiller, power, climate.*

Зонмин Я., Радченко Н. И., Портной Б. С.

СРАВНЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГТУ ДЛЯ УМЕРЕННОГО И ТРОПИЧЕСКОГО КЛИМАТА

Аннотация. *Эффективность охлаждения воздуха сравнивается для разных климатических условий на примере г. Южноукраинск (Украина) и г. Шанхай (КНР). Особенностью климата г. Шанхай является высокая относительная влажность воздуха, соответственно, и влагосодержание при одновременно высоких его температурах. В качестве показателей оценки эффективности охлаждения воздуха на входе газотурбинных установок до 15°С в абсорбционной бромистолитиевой холодильной машине и глубокого охлаждении воздуха до 10°С в комбинированной абсорбционно-эжекторной холодильной машине применен прирост полезной мощности и уменьшение удельного расхода топлива. Показано, что, из-за крайне разных тепловлажностных параметров наружного воздуха, его охлаждение на входе газотурбинных установок для климатических условий Украины обеспечивает текущее приращение полезной мощности на 10…15%, а для климатических условий КНР – 18…22%. Однако, необходимо отметить, что более глубокое охлаждение воздуха на входе газотурбинной установки до температуры 10°С в комбинированной абсорбционно-эжекторной холодильной машине в сравнении с его традиционным охлаждением до 15°С в абсорбционной бромистолитиевой холодильной машине обеспечивает прирост полезной мощности для умеренного климата Украины (на примере г. Южноукраинск) на 70…90%, тогда как для тропических климатических условий КНР (г. Шанхай) – на 30…35%.*

Ключевые слова*: газотурбинная установка, охлаждение воздуха, холодильная машина, мощность, климат.*

УДК 66.067.1.621.72

ПОРІВНЯННЯ ЕКОЛОГІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГТУ В УМОВАХ ПОМІРНОГО ТА СУБТРОПІЧНОГО КЛІМАТУ

А.М. Радченко, к.т.н., доцент, Б.С. Портной, аспірант,
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна;
Я. Зонмін, доцент,
Цзяньсуньський університет науки і технології, Цзеньцзянь, КНР

Анотація. *Робота газотурбінних установок суттєво залежить від температура зовнішнього повітря на вході, і чим вона вище, тим більше питомі витрати палива – на виробництво одиничної потужності (механічної/електричної енергії), а відтак і більше шкідливих речовин потрапляє в атмосферу з відпрацьованими газами. Для зменшення негативного впливу непродуктивних витрат палива при роботі газотурбінних установок за підвищених температур зовнішнього повітря вдаються до охолодження повітря на вході. В роботі досліджено екологічну ефективність охолодження повітря на вході газотурбінних установок з урахуванням змінних упродовж року кліматичних умов експлуатації для регіонів з різними кліматичними умовами упродовж п'яти років (2014–2018): помірного клімату України (на прикладі міст Суми і Тернопіль) та субтропічного клімату КНР (на прикладі міст Пекін і Нанкін). В якості показників оцінки екологічного ефекту від охолодження повітря обрано сумарне по накопиченню щорічне скорочення викидів двооксиду вуглецю CO_2 та оксиду азоту NO_X. Показано, що більш глибоке охолодження повітря на вході газотурбінних установок до 7…10 °С забезпечує практично у півтора-два рази більше скорочення питомих витрат палива, відповідно і шкідливих викидів, порівняно з традиційним охолодженням до 15 °С найбільш поширеними абсорбційними бромистолітієвими холодильними машинами, причому для помірного клімату України відносний ефект суттєво більший, ніж для субтропічних кліматичних умов КНР. Скорочення викидів двооксиду вуглецю CO_2 за п'ять років для клімату КНР при охолодженні повітря до 10°С орієнтовно складає понад 500 т, а для України – понад 240 т, а оксиду азоту NO_X – приблизно 3,5 т для КНР та 1,6 т для України, тоді як при традиційному охолодженні до 15°С: понад 300 т для КНР, а для України – біля 120 т, а оксиду азоту NO_X – приблизно 2 т для КНР та 0,7 т для України. Виходячи з результатів орієнтовної оцінки екологічного ефекту від охолодження зовнішнього повітря на вході газотурбінних установок, в умовах помірного клімату України особливо доцільним є глибоке охолодження повітря, яке забезпечує практично вдвічі більший ефект порівняно з традиційним охолодженням до 15°С.*

Ключові слова*: екологія, клімат, газотурбінна установка, охолодження, холодильна машина.*

Актуальність теми.

З підвищенням температури зовнішнього повітря $t_{зп}$ на вході в ГТУ витрата палива збільшується, ККД і потужність знижуються [1]. Екологічний ефект від охолодження повітря на вході ГТУ теж суттєво залежить кліматичних умов і глибини охолодження. Так, в найбільш поширених високоефективних абсорбційних бромистолітієвих холодильних машинах (АБХМ) можливе охолодження повітря до температури 15°С (температура холодної води 7°С) при високих теплових коефіцієнтах ζ = 0,7…0,8, тоді як в хладонових, зокрема ежекторних холодильних машинах (ЕХМ) – до 7…10°С і нижче (температура кипіння хладону в повітроохолоджувачі 2…4°С), однак при невисоких теплових коефіцієнтах ζ = 0,2…0,3.

Мета роботи – оцінка екологічної ефективності охолодження повітря на вході ГТУ в різних кліматичних умовах.

Результати дослідження.

Оцінку екологічного ефекту від охолодження повітря на вході проведено для UGT 10000 номінальною потужністю 10,5 МВт, для якої зниження температури повітря $\Delta t_п$ на 1°С приводить до зменшення питомої витрати палива $\Delta b_{e1°C}=\Delta b_e/\Delta t_п$ на 0,7 г/(кВт·год) [2]. Розрахунки скорочення споживання палива ГТУ B завдяки охолодженню повітря на вході ГТУ проведено для помірного клімату України та субтропічного клімату КНР (рис. 1). Поточне скорочення споживання палива B розраховували як $B = \Delta b_e \cdot N_e \cdot \tau_i$, а зменшення питомої витрати палива $\Delta b_e=\Delta b_{e1°C}\cdot\Delta t_п$, де $\Delta t_п = t_{зп} - t_{п2}$.

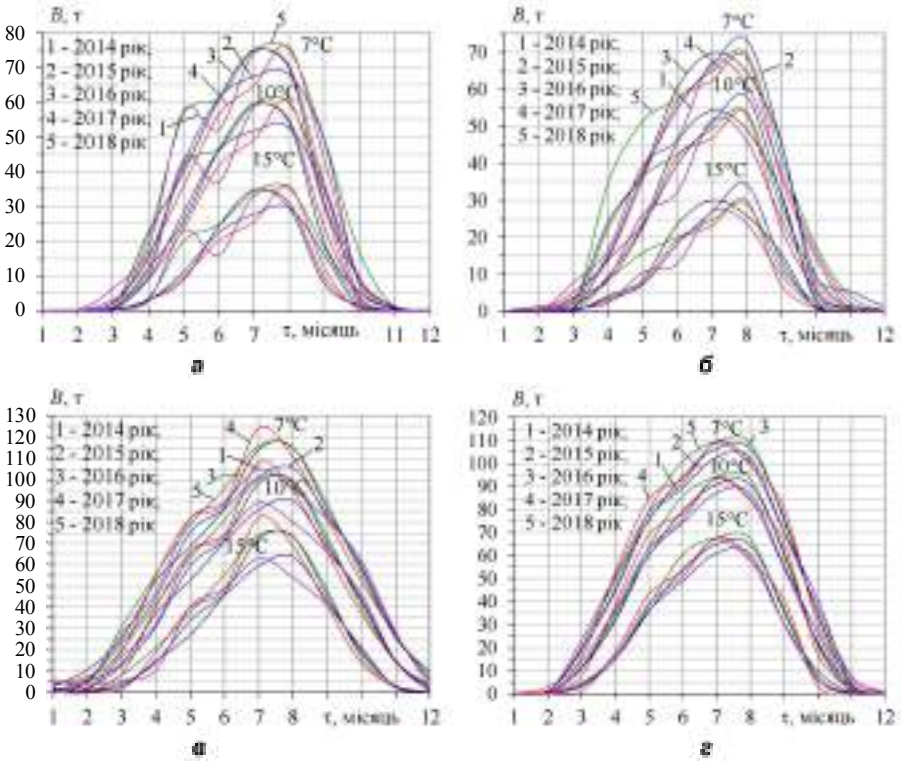


Рис. 1. Скорочення споживання палива *B* для ГТУ UGT 10000 по місяцях упродовж року при охолодженні повітря на вході до 7, 10 і 15 °С на протязі 2014 – 2018 років:
а–Суми; ***б*** –Тернопіль, Україна; ***в*** – Нанкін; ***г*** – Пекін, КНР

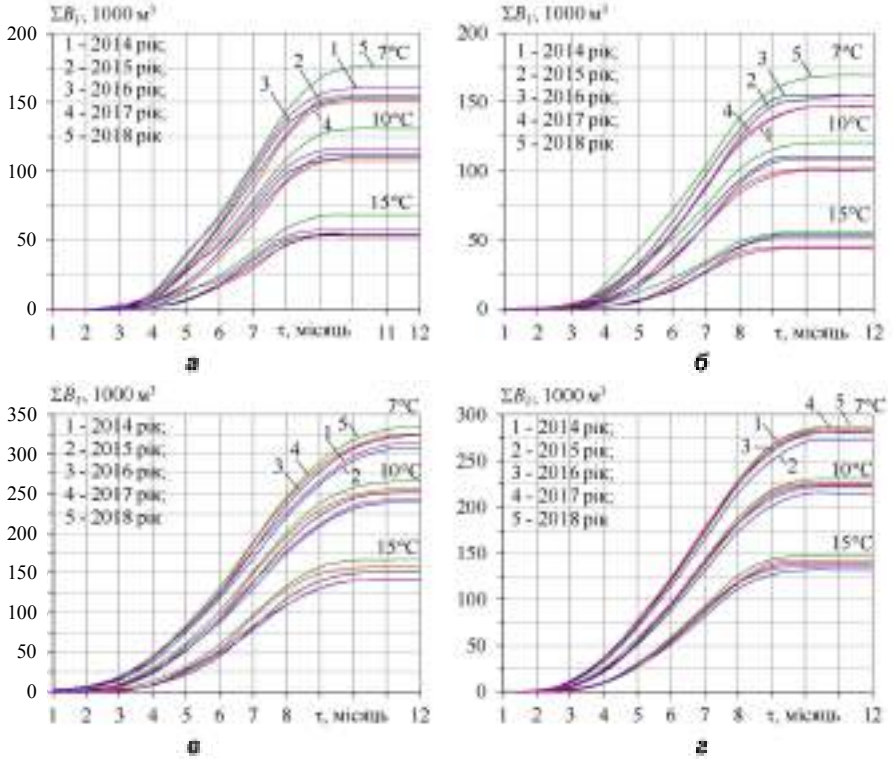


Рис. 2. Скорочення витрат палива ΣB_e для ГТУ UGT 10000 за накопиченням упродовж року при охолодженні повітря на вході ГТУ до 7, 10 і 15 °С на протязі 2014 – 2018 років:
а– Суми; ***б*** – Тернопіль; ***в*** – Нанкін, КНР; ***г*** –Пекін, КНР

Як видно з рис. 2, при охолодженні повітря на вході ГТУ до 15ºС щорічна економія палива становить 35–65 тис. м^3 для помірного клімату України та 135–170 тис. м^3 для субтропічного клімату КНР. При охолодженні повітря до 10ºС економія палива зростає до 100–130 та 210– 270 тис. м^3 відповідно для умов України та КНР.

Враховуючи, що кожний зекономлений кубічний метр палива для ГТУ зменшує викиди двооксиду вуглецю CO_2 на 428,7 г, а оксиду азоту NO_X на 2,78 г [3] було розраховано щорічне зменшення шкідливих викидів за 2014 – 2018 роки (рис.3-4).

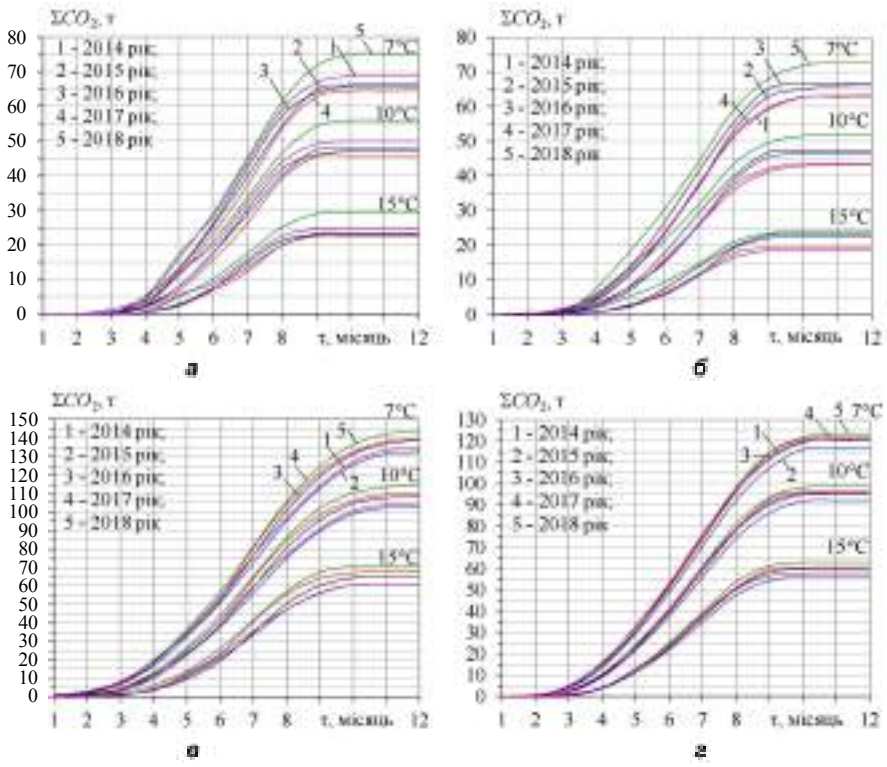
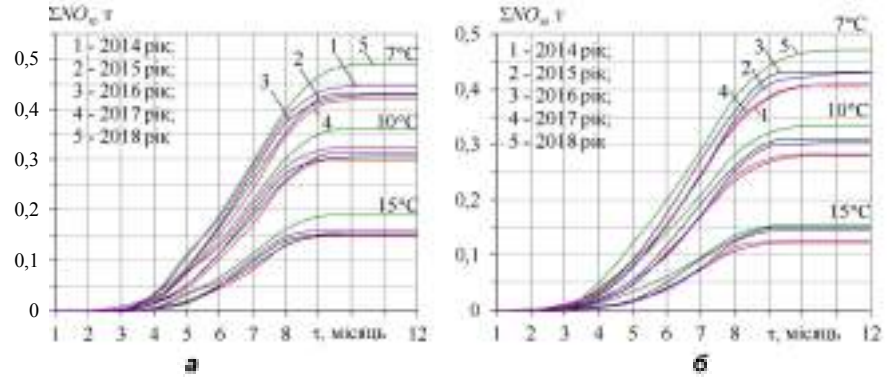


Рис. 3. Скорочення викидів двооксиду вуглецю ΣCO_2 за накопиченням упродовж року при охолодженні повітря на вході ГТУ до 7, 10 і 15 °С за 2014 – 2018 рр.:
а– Суми; ***б*** –Тернопіль; ***в*** – Нанкін; ***г*** –Пекін

Як видно з рис. 3, охолодження повітря до 15°С дозволяє скоротити викиди CO_2 на 18–70 т щорічно в залежності від кліматичних умов регіону. За п’ять років скорочення викидів CO_2 сягає 300 т.

Більш глибоке охолодження до 10°С забезпечує їх скорочення до 500 т для кліматичних умов КНР та 240 т для умов України, а до 7°С – 690 т та 340 т для КНР і України відповідно.



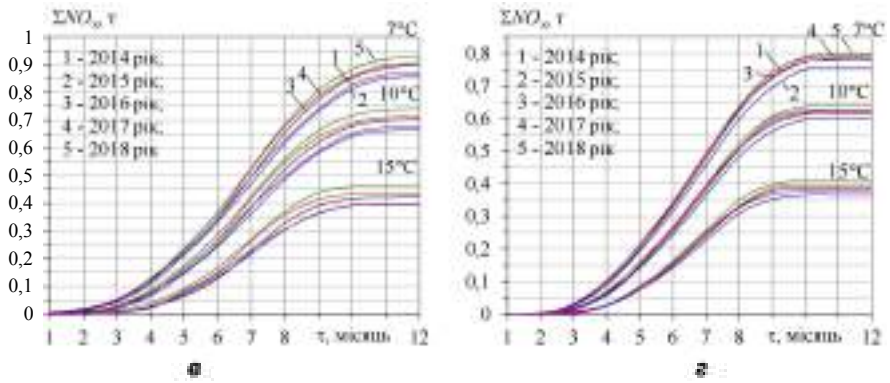


Рис. 4. Скорочення викидів оксиду азоту ΣNO_X за накопиченням упродовж року при охолодженні повітря на вході ГТУ до 7, 10 і 15 °С за 2014 – 2018 рр.:
а– Суми; ***б*** –Тернопіль; ***в*** – Нанкін; ***г*** –Пекін

При охолодженні повітря до 15°С викиди NO_X скорочуються на 0,12 – 0,45 т щорічно, тоді як за п'ять років при глибокому охолодженні до 10°С - до 3,5 т для умов КНР та 1,6 т для України, а до 7°С –4,45 т та 2,2 т для умов КНР і України відповідно.

Висновок. Проаналізовано охолодження повітря на вході ГТУ для субтропічного (на прикладі КНР) та помірного клімату (Україна) на протязі п'яти років. Показано, що скорочення викидів CO_2 і NO_X при охолодженні повітря до 7…10°С порівняно з 10°С для кліматичних умов України більше ніж для КНР.

Список літератури

1. International Energy Agency., Combined Heat and Power: Evaluating the Benefits of Greater Global Investment. – 2008.

2. СТО Газпром 2-1.19-332-2009. Технические нормативы выбросов. Газоперекачивающие агрегаты ОАО "Газпром". – М.: *ОАО "Газпром"*, 2009. – 87 с.

3. Николаевские газовые турбины промышленного применения [Текст]. – Николаев: *ГП НПКГТ "Зоря–Машпроект"*, 2004. – 20 с.

Radchenko A. M., Portnoi B. S., Zongming Y.

COMPARING ECOLOGICAL EFFICIENCY OF GTU INLET AIR COOLING IN CONDITIONS OF MODERATE AND TROPICAL CLIMATE

Abstract. *The operation of gas turbine unites significantly depends on the ambient air temperature at the inlet, and the higher it is, the greater the specific fuel consumption is spent for the production of a unit capacity (mechanical/electrical energy), and, accordingly, the more harmful substances are removed to the atmosphere with exhaust gases. To reduce the negative impact of unproductive fuel consumption during the operation of gas turbine units at elevated ambient temperatures, the inlet air cooling is applied. The paper studies the ecological efficiency of gas turbine unite inlet air cooling, taking into account the variable climatic operation conditions for regions with different climatic conditions over a period of five years (2014-2018): temperate climate of Ukraine (on the example of cities Sumy and Ternopol) and the subtropical climate of the PRC (cities Beijing and Nanjing). The annual reduction in emissions of carbon dioxide CO_2 and nitric oxide NO_X was chosen as indicators for assessing the environ-mental effect of air cooling. It has been shown that deeper cooling gas turbine unite inlet air to 7...10 °C provides almost a half to two times greater reduction in specific fuel consumption, respectively, and harmful emissions com-pared with traditional cooling to 15 °C by the most widespread absorption lithium-bromide chillers, and for the temperate climate of Ukraine the relative effect is much greater than for the subtropical climatic conditions of the PRC. Reducing carbon dioxide CO_2 over five years for the PRC climate when cooling air to 10 °C is approximately more than 500 t, and for Ukraine - more than 240 t, and NO_X nitric oxide - about 3.5 t for China and 1.6 t for Ukraine, while with traditional cooling to 15 °C: more than 300 t for China, and for Ukraine about 120 t, and nitric oxide NO_X - about 2 t for China and 0.7 t for Ukraine. Based on the results of a rough assessment of the environ-mental effect of cooling the ambient air at the inlet of gas turbine units, in the temperate climate of Ukraine, deep cooling of the air is especially advisable, which provides almost twice the effect compared with traditional cooling to 15 °C.*

Key words*: ecology, climate, gas turbine unit, cooling, chiller.*

Радченко А. Н., Портной Б. С., Зонмин Я.

СРАВНЕНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГТУ В УСЛОВИЯХ УМЕРЕННОГО И ТРОПИЧЕСКОГО КЛИМАТА

Аннотация. *Работа газотурбинных установок существенно зависит от температура наружного воздуха на входе, и чем она выше, тем больше удельный расход топлива – на производство единичной мощности (механической/электрической энергии), а соответственно и больше вредных веществ попадает в атмосферу с отработавшими газами. Для уменьшения негативного влияния непроизводительных расходов топлива при работе газотурбинных установок при повышенных температурах наружного воздуха прибегают к охлаждению воздуха на входе. В работе исследовано экологическую эффективность охлаждения воздуха на входе газотурбинных установок с учетом переменных течение года климатических условий эксплуатации для регионов с разными климатическими условиями в течение пяти лет (2014-2018): умеренного климата Украины (на примере городов Сумы и Тернополь) и субтропического климата КНР (на примере городов Пекин и Нанкин). В качестве показателей оценки экологического эффекта от охлаждения воздуха выбрано суммарное по накоплению ежегодное сокращение выбросов двуокиси углерода CO_2 и оксида азота NO_X. Показано, что более глубокое охлаждение воздуха на входе газотурбинных установок до 7...10 °С обеспечивает практически в полтора-два раза большее сокращение удельного расхода топлива, соответственно и вредных выбросов по сравнению с традиционным охлаждением до 15 °С наиболее распространенными абсорбционными бромистолитиевимы холодильными машинами, причем для умеренного климата Украины относительный эффект существенно больший, чем для субтропических климатических условий КНР. Сокращение выбросов двуокиси углерода CO_2 за пять лет для климата КНР при охлаждении воздуха до 10 °С ориентировочно составляет более 500 т, а для Украины - более 240 т, а оксида азота NO_X - примерно 3,5 т для КНР и 1,6 т для Украины, тогда как при традиционном охлаждении до 15 °С: более 300 т для КНР, а для Украины - около 120 т, а оксида азота NO_X - приблизительно 2 т для КНР и 0,7 т для Украины. Исходя из результатов ориентировочной оценки экологического эффекта от охлаждения наружного воздуха на входе газотурбинных установок, в условиях умеренного климата Украины особенно целесообразно глубокое охлаждение воздуха, что обеспечивает практически вдвое больший эффект по сравнению с традиционным охлаждением до 15 °С.*

Ключевые слова*: экология, климат, газотурбинная установка, охлаждение, холодильная машина*

УДК 66.067.1.621.72

МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОЇ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГТУ ЗА ПОТОЧНИМ ТЕПЛОВИМ НАВАНТАЖЕННЯМ

А.М. Радченко, к.т.н., доцент, Б.С. Портной, аспірант,
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна;
Я. Зонмін, доцент,
Цзяньсуньський університет науки і технології, Цзеньцзянь, КНР
nirad50@gmail.com

Анотація. *Значні коливання поточної температури і відносної вологості зовнішнього повітря призводять до суттєвих змін теплового навантаження на систему охолодження повітря на вході газотурбінної установки (ГТУ), що гостро ставить проблему вибору їх встановленого (проектного) теплового навантаження. Розрахунки процесів охолодження зовнішнього повітря проведено для різних кліматичних умов на прикладі півдня Україна (м. Миколаїв) та центрального Китаю (м. Пекін). Проаналізовано два методи визначення встановленої (проектної) холодопродуктивності системи охолодження зовнішнього повітря на вході ГТУ за максимальним поточним скороченням споживання палива та максимальним темпом (приростенням) річного скорочення споживання палива відповідно до збільшення встановленої холодопродуктивності, розрахованого за нарощенням (сумуванням) поточних значень скорочення споживання палива. Показано, що значення встановленої холодопродуктивності системи охолодження повітря на вході ГТУ, визначені за обома методами, достатньо близькі, але суттєво відрізняються для різних кліматичних умов. Перевагою методу обчислення встановленої*

холодопродуктивності системи охолодження повітря на вході ГТУ за максимальним темпом річного скорочення споживання палива є можливість більш чіткого його визначення завдяки відсутності значних коливань річного скорочення споживання палива, розрахованого сумуванням поточних значень скорочення споживання палива. Оскільки максимальне скорочення споживання палива за рік досягається з деяким зниженням темпу його приросщення при високих значеннях проектної питомої холодопродуктивності, необхідних у найбільш спекотні години влітку і надмірних в дещо прохолодні періоди (вночі та вранці навіть влітку), то встановленої холодопродуктивності, визначеної за максимальним приростом скорочення споживання палива, буде недостатньо в часи підвищених теплових навантажень понад їх проектну величину. У таких випадках усунення дефіциту холодопродуктивності можливе використанням надлишку холоду, закумульованого під час знижених теплових навантажень.

***Ключові слова**: охолодження повітря, встановлена холодопродуктивність, газотурбінна установка, тепловикористовуюча холодильна машина, потужність, витрата палива, клімат.*

Актуальність теми.

З підвищенням температури зовнішнього повітря $t_{зп}$ на вході ефективність газотурбінних установок (ГТУ) знижується, тому доцільно його охолоджувати тепловикористовуючими холодильними машинами (ТХМ), які трансформують в холод теплоту відпрацьованих газів [1-4]. Значні коливання поточної температури $t_{зп}$ і відносної вологості $\varphi_{зп}$ зовнішнього повітря призводять до суттєвих змін теплового навантаження на системи охолодження повітря на вході ГТУ, що гостро ставить проблему вибору їх встановленого (проектного) теплового навантаження, тобто холодопродуктивності ТХМ. Розрахунки для кліматичних умов України (на прикладі м. Миколаїв) та КНР (м. Пекін).

Мета роботи – визначення проектної холодопродуктивності системи охолодження повітря на вході ГТУ в різних кліматичних умовах.

Результати дослідження.

Ефект від охолодження повітря на вході ГТУ до різних температур оцінювали за поточними приростом виробництва електричної (механічної) енергії ΔN_e (відповідно до зростання потужності ГТУ) та скороченням споживання палива B (рис. 1 і 2 відповідно). При цьому враховували тривалість τ_i роботи ГТУ при різних витратах питомої холодопродуктивності q_0 (віднесеної до витрати циклового повітря ГТУ) на охолодження зовнішнього повітря на вході до температури охолодженого повітря $t_{п2}$ = 10 і 15ºС.

Розрахунки проведено для ГТУ SGT5–4000F виробництва "Siemens" з номінальною потужністю N_{eISO} = 291,6 МВт, для якої зниження температури повітря $\Delta t_п$ на вході на 1°С приводить до зменшення питомої витрати палива $\Delta b_{e1°C} = \Delta b_e / \Delta t_п$ на 0,4 г/(кВт·год) і збільшення потужності на 2050 кВт [5].

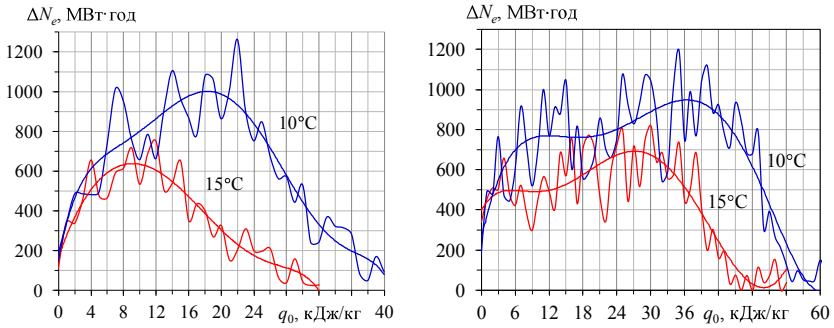
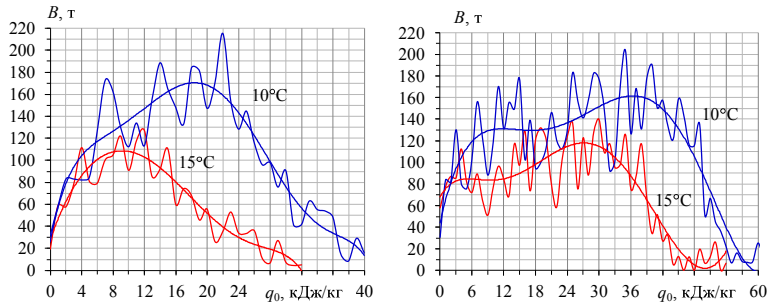


Рис. 1. Поточні значення приросту виробництва електричної ΔN_e для SGT5–4000F при поточних питомих витратах холодопродуктивності q_0 на охолодження зовнішнього повітря на вході до $t_{п2}$ = 10 і 15ºС упродовж 2017 р.: ***а*** – м. Миколаїв, Україна; ***б*** – м. Пекін, КНР



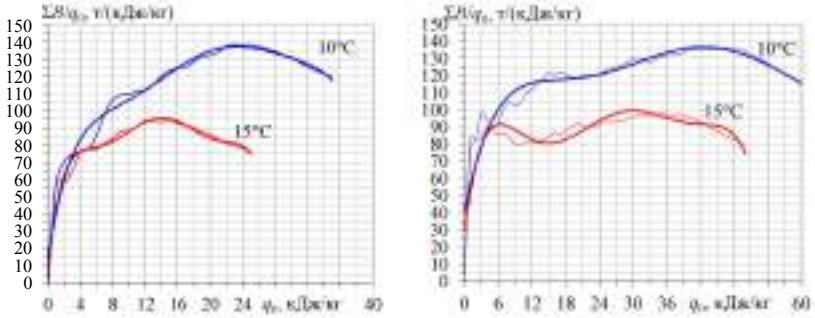
а *б*

Рис. 2. Поточні значення скорочення споживання палива B для SGT5–4000F при поточних питомих витратах холодопродуктивності q_0 на охолодження зовнішнього повітря на вході до $t_{п2}$ = 10 і 15ºС упродовж 2017 р.: ***а*** – м. Миколаїв, Україна; ***б*** – м. Пекін, КНР

Поточне скорочення споживання палива B розраховували як $B = \Delta b_e N_e \tau_i$, в свою чергу поточне зменшення питомої витрати палива $\Delta b_e = \Delta b_{e1°C} \cdot \Delta t_п$, де $\Delta t_п = t_{зп} - t_{п2}$.

Як видно з рис. 2, при охолодженні повітря на вході ГТУ до температури $t_{п2}$ = 15ºС для кліматичних умов м. Миколаїв найбільше поточне скорочення споживання палива B спостерігається при питомій холодопродуктивності в діапазоні значень q_0 = 11…13 кДж/кг, а для умов м. Пекін: q_0 = 24…30 кДж/кг, що співпадає з результатами розрахунку і за приростом потужності ГТУ ΔN_e на рис. 1. При більш глибокому охолодженні повітря до температури $t_{п2}$ = 10ºС значення питомої холодопродуктивності лежать в діапазоні q_0 = 21…23 кДж/кг і 34…36 кДж/кг відповідно.

Найбільше поточне скорочення споживання палива B на рис. 2 свідчить, по суті, про максимальний темп його прирощення зі збільшенням питомої холодопродуктивності q_0, що підтверджують результати розрахунку річного скорочення споживання палива $\Sigma B / q_0$, віднесеного до встановленої питомої холодопродуктивності q_0, від проектної питомої холодопродуктивності q_0 (рис. 3).



а *б*

Рис. 3. Річне скорочення споживання палива $\Sigma B / q_0$, віднесене до встановленої (проектної) питомої холодопродуктивності q_0, в залежності від проектної питомої холодопродуктивності q_0 при охолодженні зовнішнього повітря на вході SGT5–4000F до температур $t_{п2}$ = 10 і 15ºС за 2017 р.: ***а*** – м. Миколаїв, Україна; ***б*** – м. Пекін, КНР

З рис. 3 видно, що оптимальні значення проектної питомої холодопродуктивності q_0 при охолодженні повітря на вході ГТУ, отримані за максимальним темпом прирощення скорочення споживання палива $\Sigma B / q_0$, близькі тим, що отримані за максимальним поточним скороченням споживання палива B на рис. 2. При цьому річне скорочення споживання палива відповідно до збільшення встановленої холодопродуктивності розраховували за нарощенням – сумуванням поточних значень скорочення споживання палива, як наслідок – можливість більш чіткого його визначення завдяки відсутності значних коливань річного скорочення споживання палива (рис. 3) на відміну від їх поточних величин (рис. 2).

Оскільки максимальне скорочення споживання палива ΣB за рік досягається з деяким зниженням темпу його прирощення при високих значеннях проектної питомої холодопродуктивності, необхідних у найбільш спекотні години влітку і надмірних в дещо прохолодні періоди, наприклад вночі та вранці [6], то встановленої

холодопродуктивності q_0 , визначеної за максимальним прирощенням скорочення споживання палива ΣB або $\Sigma B / q_0$ на рис. 2 і 3, буде недостатньо в часи підвищених теплових навантажень понад їх проектну величину. У таких випадках усунення дефіциту холодопродуктивності можливе використанням надлишку холоду, закумульованого під час знижених теплових навантажень.

Висновок. Проаналізовано два методи визначення встановленої (проектної) холодопродуктивності системи охолодження зовнішнього повітря на вході ГТУ за максимальним поточним скороченням споживання палива (рис. 2) та максимальним темпом (прирощенням) річного скорочення споживання палива відповідно до збільшення встановленої холодопродуктивності (рис. 3), розрахованого за нарощенням (сумуванням) поточних значень скорочення споживання палива.

Показано, що значення встановленої холодопродуктивності системи охолодження повітря на вході ГТУ, визначені за обома методами, достатньо близькі, але суттєво відрізняються для різних кліматичних умов.

Перевагою ж методу обчислення встановленої холодопродуктивності системи охолодження повітря на вході ГТУ за максимальним темпом (прирощенням) річного скорочення споживання палива (рис. 3) є можливість більш чіткого його визначення завдяки відсутності значних коливань річного скорочення споживання палива, розрахованого сумуванням поточних значень скорочення споживання палива.

Список літератури

1. Al-Ibrahim, A. M. A review of inlet air-cooling technologies for enhancing the performance of combustion turbines in Saudi Arabia / A. M. Al-Ibrahim, A. Varnham // *Applied Thermal Engineering*. – 2010. – V. 30 – pp. 1879–1888.

2. Carvalho, M. Modeling simple trigeneration systems for the distribution of environmental loads / M. Carvalho, M. A. Lozano, L. M. Serra, V. Wohlgemuth // *Environmental Modelling & Software*. – 2012. – № 30. – pp. 71–80.

3. Obara, S. Distributed energy systems / S. Obara // GA, USA: *Nova Science Publishers Inc.* – 2009.

4. Радченко, А. Н. Метод выбора рациональной тепловой нагрузки абсорбционно-эжекторного термотрансформатора охлаждения воздуха на входе регенеративных ГТУ компрессорных станций / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2015. – № 5(122). – С. 61–64.

5. Siemens [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://new.siemens.com/ru/ru.html : SGT5–4000F. – 18.01.2019.

6. Радченко, А. М. Ефективність охолодження повітря на вході газотурбінної установки в умовах помірного і субтропічного клімату / А. М. Радченко, Я. Зонмін, С. А. Кантор, Б. С. Портной // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2018. – № 6(150). – С. 34 – 38.

Radchenko A.M., Portnoi B. S., Zongming Y.

METHOD OF DETERMINING THE RAIONAL COOLING CAPACITY OF GTU INLET AIR COOLING SYSTEM BY CURRENT HEAT LOADS

Abstract. *Significant fluctuations of the current temperature and relative humidity of the ambient air lead to significant changes in the thermal load on the cooling system at the inlet of gas turbine units (GTP), which sharply raises the problem of choosing their installed (design) thermal load. Calculations of ambient air cooling processes were carried out for different climatic conditions, for example, southern Ukraine (Nikolaev) and Central China (Beijing). Two methods of determination of the installed (design) cooling capacity of the ambient air cooling system at the GTU inlet according to the maximum current reduction of fuel consumption and according to the maximum rate (increase) of annual reduction of fuel consumption following to increasing of the installed cooling capacity, calculated by summarizing the current values of fuel consumption reduction, are analyzed. It is shown that the values of installed cooling capacity of the air cooling system at the GTU inlet, determined by both methods, are close enough but differ significantly for different climatic conditions. The advantage of the method of calculating the installed cooling capacity of the air cooling system at the GTU inlet according to the maximum rate of annual reduction in fuel consumption is the possibility of a more precise definition of it due to the absence of significant fluctuations in the annual reduction in fuel consumption, calculated by summarizing the current values of fuel consumption reduction. Since the maximum reduction in fuel consumption per year is achieved with some decrease in the rate of its increment at high values of the design cooling capacity, required in the hottest hours in the summer and excessive in somewhat cool periods (at night and in the morning even in the summer), the installed cooling capacity, determined according to the maximum rate of the reduction of fuel consumption, will be insufficient in times of increased thermal loads above their design value. In such cases, the elimination of the deficit in cooling capacity is possible by using an excess of cold accumulated during reduced thermal loads.*

***Key words**: air cooling, cooling capacity, gas turbine unit, wqste heat recovery chiller, power, fuel consumption, climate.*

Радченко А. Н., Портной Б. С., Зонмин Я.

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНОЙ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГТУ ПО ТЕКУЩИМ ТЕПЛОВЫМ НАГРУЗКАМ

Аннотация. *Значительные колебания текущей температуры и относительной влажности наружного воздуха приводят к существенным изменениям тепловой нагрузки на систему охлаждения воздуха на входе газотурбинной установки (ГТУ), что остро ставит проблему выбора их установленной (проектной) тепловой нагрузки. Расчеты процессов охлаждения наружного воздуха проведены для различных климатических условий на примере юга Украины (г. Николаев) и центрального Китая (г. Пекин). Проанализированы два метода определения установленной (проектной) холодопроизводительности системы охлаждения наружного воздуха на входе ГТУ по максимальным значениям текущего сокращения потребления топлива и максимальному темпу (приращению) годового сокращения потребления топлива в соответствии с увеличением установленной холодопроизводительности, рассчитанного по наращиванию (суммированием) текущих значений сокращения потребления топлива. Показано, что значения установленной холодопроизводительности системы охлаждения воздуха на входе ГТУ, определенные по обоим методам, достаточно близкие, но существенно отличаются для разных климатических условий. Преимуществом метода вычисления установленной холодопроизводительности системы охлаждения воздуха на входе ГТУ по максимальному темпу годового сокращения потребления топлива является возможность более четкого его определения благодаря отсутствию значительных колебаний годового сокращения потребления топлива, рассчитанного суммированием текущих значений сокращения потребления топлива. Поскольку максимальное сокращение потребления топлива за год достигается с некоторым снижением темпа его приращение при высоких значениях проектной удельной холодопроизводительности, необходимых в наиболее жаркие часы летом и избыточных в несколько прохладные периоды (ночью и утром даже летом), то установленной холодопроизводительности, определенной по максимальному приращению сокращения потребления топлива, будет недостаточно в периоды повышенных тепловых нагрузок сверх проектной величины. В таких случаях устранение дефицита холодопроизводительности возможно использованием избытка холода, аккумулированного при пониженных тепловых нагрузках.*

Ключевые слова: *охлаждение воздуха, установленная холодопроизводительность, газотурбинная установка, теплоиспользующая холодильная машина, мощность, расход топлива, климат.*

УДК 66.067.1.621.72

ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ТРИГЕНЕРАЦІЙНОЇ ГАЗОПОРШНЕВОЇ УСТАНОВКИ НА ЧАСТКОВИХ НАВАНТАЖЕННЯХ

Р.М. Радченко, к.т.н., доцент, А.А. Зубарєв, ст. викладач, В.В. Бойчук, науковий співробітник, О.В. Остапенко, к.т.н., доцент, А.В. Коновалов, к.т.н., науковий співробітник,
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна;
С.Г. Фордуй, к.т.н., технічний керівник напряму енергоресурсів та енергозбереження
PepsiCo, Inc., CTS ESSA, Київ, Україна;
nirad50@gmail.com

***Анотація.** Паливна економічність газопоршневих двигунів погіршується з підвищенням температур зовнішнього повітря на вході в радіатор системи оборотного охолодження наддувної газоповітряної суміші на вході в робочі циліндри та повітря на вході наддувного турбокомпресора. Особливістю когенераційних газопоршневих модулів установок комбінованого виробництва електричної енергії, тепла і холоду є експлуатація переважно на часткових навантаженнях відповідно до графіків споживання електричної енергії, тепла та холоду. Ефективність охолодження повітря когенераційного газопоршневого модуля на*

часткових навантаженнях проаналізовано на прикладі установка автономного енергозабезпечення, яка включає два когенераційних газопоршневих двигуна JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher, що виконані у вигляді когенераційних модулів з теплообмінниками для відведення теплоти випускних газів, наддувної газоповітряної суміші, охолоджуючої води рубашки двигуна і мастила на нагрів води. Теплота гарячої води трансформується абсорбційною бромистолітієвою холодильною машиною AR-D500L2 Century в холод, який витрачається на технологічні потреби і для роботи центрального кондиціонера, що охолоджує припливне повітря машинного відділення, звідки воно всмоктується наддувним турбокомпресором двигуна. Через значні теплоприпливи від працюючих двигунів та іншого обладнання, а також через огорожі машинного відділення зовні до охолодженого в центральному кондиціонері повітря у машинному відділенні, звідки воно всмоктується наддувним турбокомпресором, температура повітря на вході турбокомпресора доволі висока: 25…30 °С. При підвищених температурах зовнішнього повітря на вході радіатора охолодження газоповітряної суміші та повітря на вході наддувного турбокомпресора паливна економічність двигуна погіршується, що свідчить про необхідність ефективного охолодження повітря. Ефективність охолодження повітря газопоршневого модуля оцінювали за зменшенням витрати газоподібного палива і зростанням електричної потужності двигуна. Для цього були оброблені дані моніторингу паливної ефективності газопоршневого двигуна з сумісного впливу температур зовнішнього повітря на вході радіатора охолодження газоповітряної суміші та повітря на вході турбокомпресора з метою отримання даних з їхнього роздільного впливу на часткових навантаженнях та визначення шляхів подальшого вдосконалення системи охолодження повітря газопоршневого модуля.

Ключові слова: *тригенераційна установка, абсорбційна бромистолітієва холодильна машина, витрата палива, електрична потужність.*

Актуальність теми.

При підвищених температурах повітря на всмоктуванні турбокомпресора (ТК) і наддувної газоповітряної суміші (ГПС) на вході в циліндри газопоршневого двигуна (ГПД) його паливна економічність погіршується, що свідчить про доцільність охолодження повітря [1-3].

Особливістю когенераційних газопоршневих модулів (ГПМ) установок автономного енергозабезпечення є експлуатація переважно на часткових навантаженнях відповідно до графіків споживання електроенергії, тепла та холоду.

Метою роботи є отримання даних з впливу температури зовнішнього повітря $t_{зп}$ на вході в радіатор охолодження наддувної ГПС і повітря на вході в турбокомпресор $t_{вх}$ на паливну економічність ГПД на часткових навантаженнях для визначення шляхів її підвищення.

Результати дослідження.

Аналіз ефективності охолодження повітря когенераційного газопоршневого модуля (ГПМ) розглянуто на прикладі установки автономного електро-, тепло- і холодозабезпечення ТОВ "Сандора" (м. Миколаїв), яка включає два когенераційних ГПД JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (електрична потужність 1400 кВт, теплова потужність 1500 кВт). Теплота випускних газів, наддувної газоповітряної суміші, охолоджуючої води рубашки двигуна і мастила використовується для нагріву води, теплота якої трансформується в АБХМ AR-D500L2 Century в холод (потужність 2000 кВт) для технологічних потреб і центрального кондиціонера (ЦК) охолодження припливного повітря машинного відділення (МВ), звідки воно всмоктується ТК двигуна (рис.1).

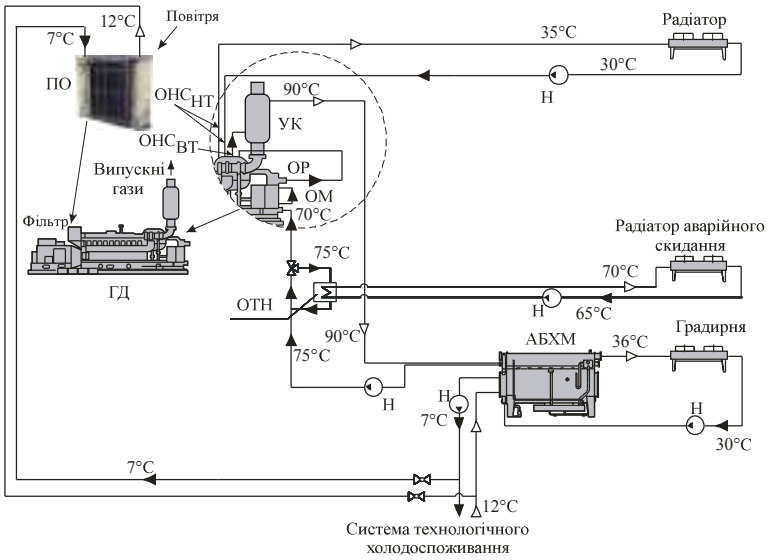


Рис. 1. Схема тригенераційної установки заводу "Sandora": ОМ – охолоджувач масла; ОР – охолоджувач рубашки двигуна; УК – утилізаційний котел; Г– глушник; $ОНП_{ВТ}$ і $ОНП_{НТ}$ – високо- і низькотемпературний охолоджувачі наддувного повітря; Ф – фільтр; Н – насос

Аналіз даних моніторингу газового двигуна JMS 420 GS-N.L показав низьку ефективність традиційного охолодження всього припливного повітря МВ, звідки воно всмоктується ТК двигуна, оскільки при підвищених температурах зовнішнього повітря через значні теплоприпливи з МВ до повітря на вході ТК його температура доволі висока: 25…30 °С.

Ефект від охолодження повітря ГПД аналізували за зміною електричної потужності N_e і об'ємної витрати газу B_e як показників паливної економічності ГПД. Фірми-виробники ГПД, як правило, не дають в доступних інформаційних джерелах даних зі зміни N_e і B_e в залежності від кліматичних умов експлуатації. Обробка даних зі зміни N_e і B_e , отриманих в процесі моніторингу ГПД, викликає певні труднощі через сумісний вплив на N_e і B_e температур зовнішнього повітря $t_{зп}$ на вході в радіатор і повітря на вході ТК ГПД $t_{вх}$. Тому була розроблена методика обробки даних по N_e і B_e з урахуванням впливу окремо температур зовнішнього повітря на вході в радіатор $t_{зп}$ і повітря на вході ТК $t_{вх}$.

Результати моніторингу паливної економічності ГПД представляли у вигляді залежності потужності двигуна $N_e = f(t_{вх})$ та об'ємної витрати природного газу $B_e = f(t_{вх})$ від температури повітря $t_{вх}$ на вході ТК ГПД при різних температурах зовнішнього повітря $t_{зп}$ на вході в радіатор охолодження наддувної ГПС (рис. 2 і 3).

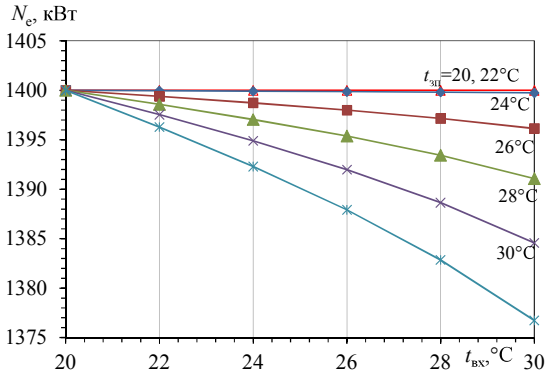


Рис. 2. Зміна електричної потужності ГПД N_e в залежності від температури на вході ТК $t_{вх}$ при експлуатації на частковому навантаженні N_e = 1000-1100 кВт і різних температурах зовнішнього повітря на вході радіатора $t_{зп}$: Δ –20 °С, ♦ – 22 °С; ■ –24 °С; ▲– 26 °С; х– 28 °С; ж–30 °С

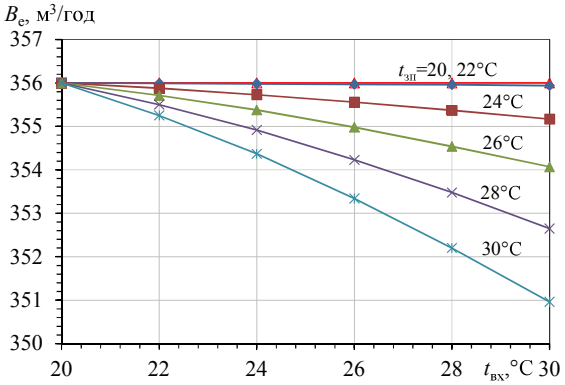


Рис. 3. Зміна об'ємної витрати газу ГПД B_e в залежності від $t_{вх}$ при різних температурах $t_{зп}$

Метою обробки даних $N_e = f(t_{вх})$ і $B_e = f(t_{вх})$ є знаходження зміни потужності ГПД dN_e і витрати газу dB_e при зміні температури $t_{вх}$ повітря на вході ТК на 1 °С, тобто dN_e/d$t_{вх}$ і dB_e/d$t_{вх}$. При цьому окремі масиви даних моніторингу $N_e = f(t_{вх})$ і $B_e = f(t_{вх})$ формувалися при різних, та практично незмінних температурах $t_{зп}$, а коливання температури $t_{зп}$ обмежувались діапазоном в 1 °С. Це давало можливість досліджувати вплив температури повітря $t_{вх}$ на вході ТК при різних температурах $t_{зп}$ на вході радіатора (рис. 4-7).

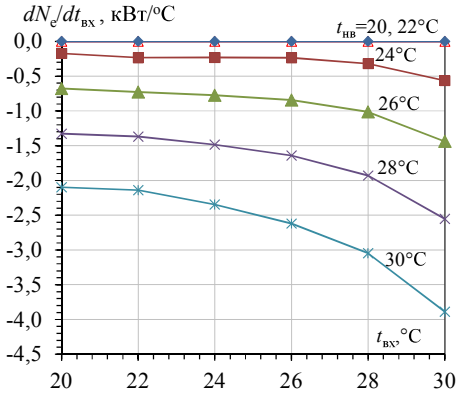


Рис. 4. Зміна електричної потужності ГПД dN_e/d$t_{вх}$ при зміні температури повітря на вході ТК $dt_{вх}$ = 1 °С в залежності від $t_{вх}$ при різних $t_{зп}$

Як видно з результатів обробки даних моніторингу, при зміні на 1 °С температури повітря на вході ТК $t_{вх}$ (d$t_{вх}$ = 1 °С) електрична потужність ГПД змінюється на величину dN_e/d$t_{вх}$ = 0,7…1,5 кВт/ °С при $t_{зп}$ = 26 °С та на величину dN_e/d$t_{вх}$ = 2,0…4,0 кВт/°С при $t_{зп}$ = 30 °С і $t_{вх}$ = 20…30 °С (рис. 4).

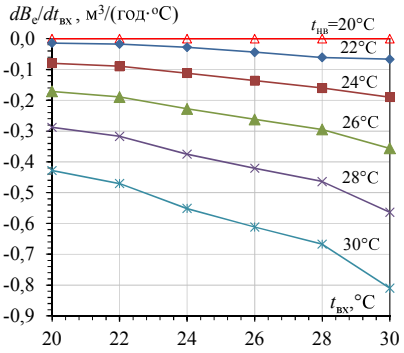


Рис. 5. Зміна об'ємної витрати газу ГПД dB_e/d$t_{вх}$ при зміні температури на вході ТК $\Delta t_{вх}$ = 1 °С в залежності від $t_{вх}$ при різних $t_{зп}$

Як видно з результатів обробки даних моніторингу, при зміні на 1 °С температури повітря на вході ТК $t_{вх}$ ($dt_{вх}$ = 1 °С) об'ємна витрата газу змінюється на $dB_e/dt_{вх}$ = (0,17…0,35) м^3/(год·°С) при $t_{зп}$ = 25 °С та на $dB_e/\Delta t_{вх}$ = (0,4…0,8)·м^3/(год·°С) при $t_{зп}$ = 30 °С і $t_{вх}$ = 20…30 °С (рис. 5).

Питому об'ємну витрату b_{ev} газу визначали за його об'ємною витратою B_e і потужністю двигуна N_e як $b_{ev} = B_e / N_e$, м^3/(кВт·год) (рис. 6).

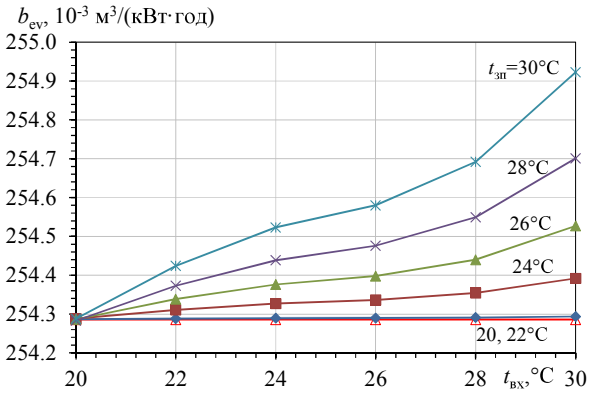


Рис. 6. Зміна об'ємної питомої витрати газу ГПД b_{ev} від температури на вході ТК $t_{вх}$ при різних $t_{зп}$

Як видно з результатів обробки даних моніторингу, при зміні температури повітря на вході ТК $t_{вх}$ від 20 °С до 30 °С об'ємна питома витрата газу b_{ev} зростає на величину b_{ev} = 0,2·10^{-3} м^3/(кВт·год) при температурі зовнішнього повітря на вході радіатора охолодження наддувної ГПС $t_{зп}$ = 26 °С та на величину Δb_{ev} = 0,6·10^{-3} м^3/(кВт·год) при $t_{зп}$ = 30 °С і $t_{вх}$ = 20…30 °С (рис. 6).

При зміні на 1 °С температури повітря на вході ТК $t_{вх}$ ($\Delta t_{вх}$ = 1 °С) питома витрата газу змінюється на величину $db_e/dt_{вх}$ = (0,01…0,04) г/(кВт·год·°С) при $t_{зп}$ = 25 °С і на $db_e/dt_{вх}$ = (0,06…0,15) г/(кВт·год·°С) при $t_{зп}$ = 30 °С і $t_{вх}$ = 26…30 °С (рис. 7).

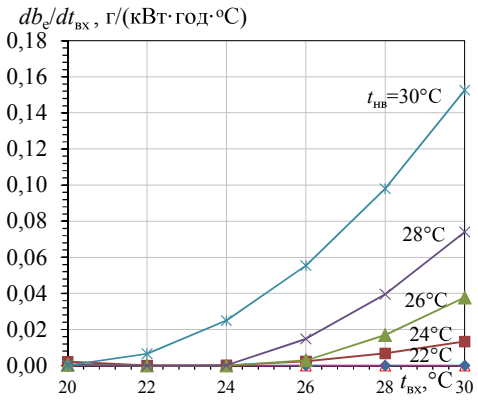


Рис. 7. Зміна масової питомої витрати газу ГПД $db_e/dt_{вх}$ при $\Delta t_{вх}$ = 1 °С в залежності від $t_{вх}$ при різних $t_{зп}$

Висновок. За результатами обробки даних моніторингу паливної економічності газового двигуна JMS 420 GS-N.L отримано дані з роздільного впливу температури зовнішнього повітря $t_{зп}$ на вході в радіатор охолодження наддувної ГПС і повітря на вході в ТК $t_{вх}$ на паливну економічність ГПД на часткових навантаженнях.

Аналіз отриманих даних показав низьку ефективність традиційного охолодження всього припливного повітря МВ, через значні теплоприпливи з МВ до повітря на вході ТК і необхідність більш глибокого охолодження повітря на вході ТК та подачі охолодженого повітря безпосередньо на вхід ТК, щоб звести до мінімуму теплоприпливи до нього з МВ.

Список літератури

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* Bucureşti, October 28, 2010, 73 p.
3. Rouse G., Czachorski M., Bishop P., Patel J. GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI), January 2006., 495 p.

Radchenko R.M., Zubarev A.A., Boychuk V.V., Ostapenko O.V., Konovalov A.V., Forduy S.G.

ESTIMATION OF THE EFFICIENCY OF COOLING AIR AT THE INLET OF TRIGENERATION RECIPROCATING GAS PLANT ON PART LOADS

Abstract. *The fuel efficiency of the reciprocating gas engine deteriorates with the increase of ambient air temperatures at the inlet to the radiator of recirculating cooling water system for cooling the scavenge gas/air mixture at the inlet of the working cylinders and the air at the inlet of the scavenge air turbocharger. The peculiarity of cogeneration reciprocating gas modules of plants for combined production of electricity, heat and cold is the operation mainly at partial loads according to the schedules of consumption of electricity, heat and cold. The efficiency of cooling air of cogeneration gas module on the partial loads was analyzed on the example of an integrated power supply installation, which includes two cogeneration reciprocating gas engines JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher, manufactured as the cogeneration modules with exchangers using the heat of exhaust gases, scavenge gas-air mixture, cooling water of the engine shirt and lubricating oil for heating water. Hot water heat is transformed by the AR-D500L2 Century absorption lithium-bromide chiller into a cold that is spent on technological needs and for the operation of a central air conditioner that cools the engine room income air from where it is sucked by a scavenge air turbocharger.*

Because of significant heat influx from working engines and other equipment, as well as through the enclosures of the engine room from the outside to the air cooled in the central air conditioner in the engine room, from where it is sucked by a turbocharger, the air temperature at the inlet of the turbocharger is quite high: 25...30 °C. At elevated temperatures of the ambient air at the inlet of the radiator for cooling scavenge gas-air mixture and the air at the turbocharger inlet the fuel economy of engine is falling, which indicates the need for efficient cooling of air. The efficiency of cooling the air of the reciprocating gas module was estimated by reduction in the consumption of gas fuel and increase in electric power of the engine. For this purpose, the data of monitoring on the fuel efficiency of the reciprocating gas engine with the combined influence of the ambient air temperature at the inlet of the radiator and the air at the turbocharger inlet were processed to obtain data on their separate effects and to determine the ways to further improve the air cooling system of the reciprocating gas module.

Keywords: *cogeneration reciprocating gas module, integration energy system, absorption lithium-bromide chiller, fuel consumption, electric power*

Радченко Р.Н., Зубарев А.А., Бойчук В.В., Остапенко А.В., Коновалов А.В., Фордуй С.Г.

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ТРИГЕНЕРАЦИОННОЙ ГАЗОПОРШНЕВОЙ УСТАНОВКИ НА ЧАСТИЧНІХ НАГРУЗКАХ

Аннотация. *Топливная экономичность газопоршневых двигателей ухудшается с повышением температур наружного воздуха на входе в радиатор системы оборотного охлаждения наддувочной газовоздушной смеси на входе в рабочие цилиндры и воздуха на входе наддувочного турбокомпрессора. Особенностью когенерационных газопоршневых модулей установок комбинированного производства электрической энергии, тепла и холода является эксплуатация преимущественно на частичных нагрузках в соответствии с графиками потребления электрической энергии, тепла и холода. Эффективность охлаждения воздуха когенерационного газопоршневого модуля на частичных нагрузках проанализирована на примере установка автономного энергообеспечения, которая включает два когенерационных газопоршневых двигателя JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher, выполненных в виде когенерационных модулей с теплообменниками для отвода теплоты выпускных газов, наддувочной газовоздушной смеси, охлаждающей воды рубашки двигателя и масла на нагрев воды. Теплота горячей воды трансформируется абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной AR-D500L2 Century в холод, который расходуется на технологические нужды и для работы центрального кондиционера, охлаждающего приточный воздух машинного отделения, откуда он всасывается наддувочным турбокомпрессором двигателя.*

Из-за значительных теплопритоков от работающих двигателей и другого оборудования, а также через ограждения машинного отделения извне к охлажденному в центральном кондиционере воздуху в машинном отделении, откуда он всасывается наддувочным турбокомпрессором, температура воздуха на входе турбокомпрессора довольно высокая: 25...30 ° С. При повышенных температурах наружного воздуха на входе радиатора охлаждения газовоздушной смеси и воздуха на входе наддувочного турбокомпрессора топливная экономичность двигателя ухудшается, что свидетельствует о необходимости эффективного охлаждения воздуха. Эффективность охлаждения воздуха газопоршневого модуля оценивали по сокращению расхода газообразного топлива и возрастанию электрической мощности двигателя. Для этого были обработаны данные мониторинга топливной эффективности газопоршневого двигателя при совместном влиянии температур наружного воздуха на входе радиатора охлаждения газовоздушной смеси и воздуха на входе турбокомпрессора с целью получения данных по их раздельному влиянию и определения путей дальнейшего совершенствования системы охлаждения воздуха газопоршневого модуля.
Ключевые слова*: когенерационный газопоршневой модуль, установка автономного энергообеспечения, абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина, расход топлива, электрическая мощность.*

УДК 66.067.1.621.72

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ У ТРИГЕНЕРАЦІЙНІЙ УСТАНОВЦІ АВТОНОМНОГО ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

С.Г. Фордуй, к.т.н., технічний керівник напряму енергоресурсів та енергозбереження
PepsiCo, Inc., CTS ESSA, Київ, Україна;
А.М. Радченко, к.т.н., доцент, А.А. Зубарєв, ст. викладач, В.В. Бойчук, науковий співробітник, О.В. Остапенко, к.т.н., доцент,
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна
nirad50@gmail.com

Анотація. *Проаналізовано ефективність трансформації теплоти в установці автономного електро-, тепло- і холодозабезпечення підприємства. Установка автономного енергозабезпечення включає два газопоршневих двигуна JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher, що виконані у вигляді когенераційних модулів з теплообмінниками для відведення теплоти випускних га-зів, наддувної газоповітряної суміші, охолоджуючої води рубашки двигуна і мастила на нагрів води. Теплота гарячої води трансформується абсорбційною бромистолітієвою холодильною машиною AR-D500L2 Century в холод, який витрачається на технологічні потреби і для роботи центрального кондиціонера, що охолоджує припливне повітря машинного відділення, звідки воно всмоктується турбокомпресором двигуна. Виявлено наявність значних втрат теплоти, які сягають близько 30% всієї теплоти, що відводиться від когенераційного газопоршневого модуля і обумовлені неузгодженістю режимів сумісної роботи абсорбційної бромистолітієвої холодильної машини і газопоршневого двигуна. Ця неузгодженість спричинена суперечливими умовами їх ефективної експлуатації по температурі зворотного теплоносія на виході з абсорбційної бромистолітієвої холодильної машини і на вході в систему охолодження двигуна. Термічний стан газопоршневого двигуна забезпечується підтриманням температури зворотного теплоносія на вході до нього не вище 70 °С. У той же час при трансформації теплоти теплоносія в холод в абсорбційній бромистолітієвій холодильній машині зниження його температури в ній становить не більше ніж 10...15°С, тобто до 75...80 °С, при температурі теплоносія на виході з когенераційного газопоршневого модуля, тобто на вході абсорбційної бромистолітієвої холодильної машини, 90 °С. Тому зворотний теплоносій додатково охолоджується в радіаторі "аварійного скидання" з від-веденням його теплоти в довкілля. За результатами обробки даних моніторингу системи трансформації теплоти в установці автономного енергозабезпечення показана можливість підвищення холодопродуктивності установки шляхом ступінчастої трансформації скидної теплоти зворотного теплоносія в холод в абсорбційній бромистолітієвій та ежекторній холодильних машинах.*

Ключові слова*: трансформація теплоти, когенераційний газопоршневий модуль, абсорбційна бромистолітієва холодильна машина, ежекторна холодильна машина.*

Актуальність теми.

В установках автономного електро-, тепло- та холодозабезпечення набули широкого поширення газопоршневі двигуни (ГПД), які випускаються в когенераційному виконанні – зі штатними теплообмінниками нагріву води (теплоносія), теплота якої в свою чергу трансформується в холод абсорбційною бромистолітієвою холодильною машиною (АБХМ) – абсорбційним бромистолітієвим термотрансорматором (АБТТ).

Термічний стан ГПД забезпечується підтриманням температури зворотного теплоносія на вході ГПД не вище 70 °С, оскільки він є водночас і охолоджувальним для відведення теплоти від вузлів охолодження двигуна, мастила тощо [1-3]. В той же час ефективність трансформації теплоти в холод в АБТТ висока за умови зниження температури теплоносія не більше ніж на 10…15 °С, тобто до 75…80 °С при його температурі на виході з ГПД (на вході АБТТ) 90 °С. Через суперечливі вимоги до ефективної і надійної експлуатації ГПД і АБТТ по температурі зворотного теплоносія для підтримання його температури на вході ГПД на безпечному рівні 70 °С його додатково охолоджують в радіаторі "аварійного скидання" теплоти у довкілля.

Метою дослідження є виявлення та реалізація резерву підвищення ефективності трансформації скидної теплоти в холод в установках автономного енергозабезпечення шляхом більш глибокої її утилізації за умови ефективної і надійної з погляду теплового стану роботи когенераційних ГПД-модулів.

Результати дослідження.

Аналіз ефективності ГПД розглянуто на прикладі установки автономного електро-, тепло- і холодозабезпечення заводу ТОВ "Сандора" – "PepsiCo Ukraine" (м. Миколаїв, Україна). Установка включає два когенераційних ГПД JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (електрична потужність одного ГПД 1400 кВт, теплова потужність 1500 кВт), в яких теплота випускних газів, наддувної газоповітряної суміші, охолоджуючої води рубашки двигуна і мастила використовується для нагріву води. Теплота гарячої води трансформується в АБХМ AR-D500L2 Century в холод (холодильна потужність 2000 кВт), який витрачається на технологічні потреби і для роботи центрального кондиціонера охолодження припливного повітря машинного відділення, звідки воно всмоктується турбокомпресором двигуна (рис.1).

Принципова схема системи трансформації скидної теплоти мастила, охолоджуючої води сорочки двигуна, наддувної газоповітряної суміші і випускних газів ГПД JMS 420 GS в АБТТ з отриманням холодної води наведена на рис. 1.

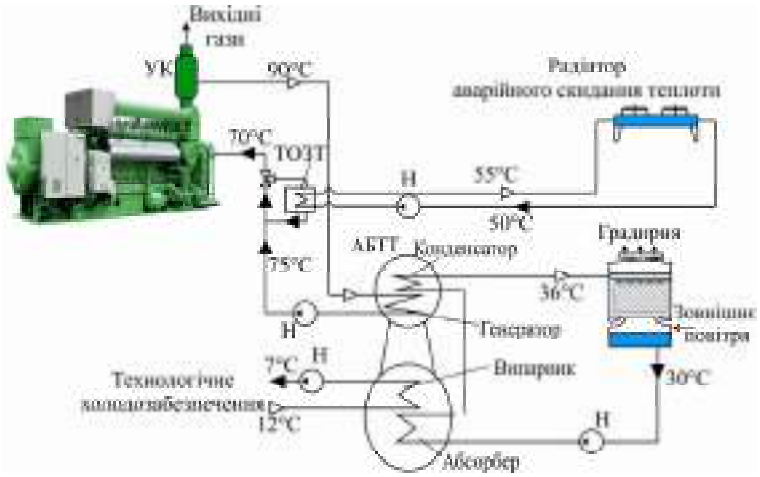


Рис. 1. Схема типової системи трансформації скидної теплоти когенераційного модуля ГПД в АБТТ: УК – утилізаційний котел; ТОЗТ – теплообмінник охолодження зворотного теплоносія; Н – насос

Результати обробки даних моніторингу з температур теплоносія подані на рис. 2 і 3.

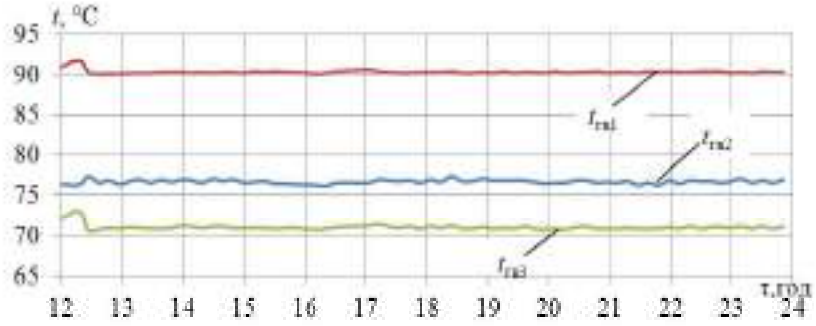


Рис. 2. Температури гарячої води $t_{гв1}$ на вході АБТТ, зворотної води після АБТТ $t_{гв2}$ та охолодженої зворотної води на вході в ГПД $t_{гв3}$

На рис. 3 наведені графіки поточних значень різниці температур гарячого теплоносія (гарячої води) на вході і виході з АБТТ, що характеризують теплоту, трансформовану в АБТТ в холод, і температур зворотного теплоносія після АБТТ на вході та виході з ТОЗТ, а також охолодженого в ТОЗТ шляхом аварійного скидання теплоти в атмосферу радіатором через обмеження по температурі зворотного теплоносія на вході в ГПД $t_{гв3}$ =7

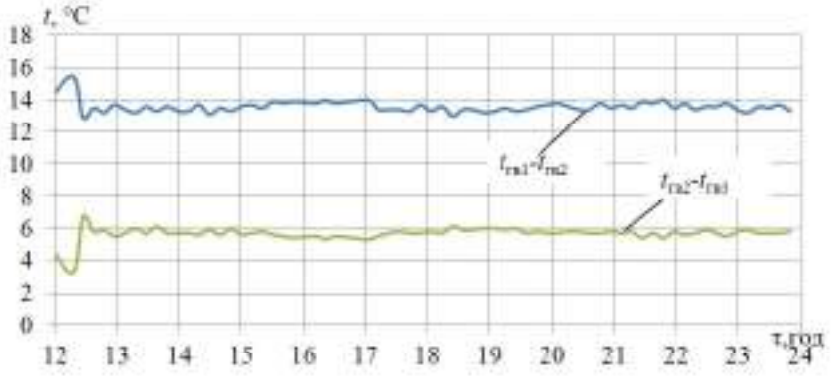


Рис. 3. Різниці температур гарячої та охолодженої в АБТТ води $\Delta t_{г.Аб} = t_{гв1} - t_{гв2}$ та зворотної води в охолоджувачі ТОЗТ $\Delta t_{г.втр} = t_{гв2} - t_{гв3}$ для базового варіанта

З графіків на рис. 3 видно, що тільки частина теплоти, що відводиться від двигуна і визначається різницею температур $\Delta t_{г.Аб} = t_{гв1} - t_{гв2}$ = 14…15 °С, трансформується в АБТТ в холод, тоді як вся наявна теплота визначається різницею температур $t_{гв1} - t_{гв3}$ = 20 °С.

За результатами моніторингу системи трансформації скидної теплоти газового двигуна JMS 420 GS-N.LC GE фірми Jenbacher в АБТТ AR-D500L2 фірми Century, наведеними на рис. 3, були розраховані теплові потоки в системі трансформації теплоти в холод, подані на рис. 4.

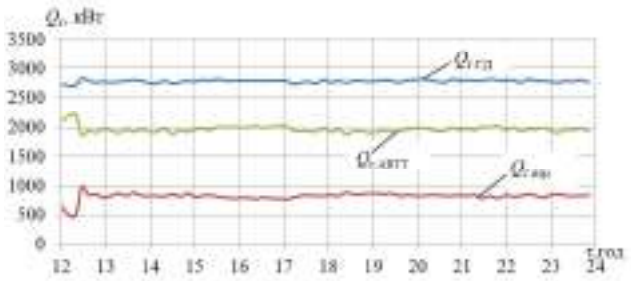


Рис. 4. Значення загальної кількості теплоти $Q_{г.ГД}$ гарячого теплоносія, відведеної від двох ГПД, теплоти, трансформованої в АБТТ в холод, $Q_{г.АБТТ}$, та втрат теплоти $Q_{г.втр}$

Як видно з графіків на рис. 4, загальна кількість одержаної від двох двигунів теплоти у вигляді гарячої води з температурою $t_г$ = 90°С становить $Q_{г.гд}$ ≈ 2800 кВт, з якої в АБТТ використовується тільки частина, $Q_{г.АБТТ}$ ≈ 2000 кВт. У той же час через обмеження ГПД по температурі зворотного теплоносія на вході в ГПД $t_{гв3}$ =70 °С в теплообміннику ТОЗТ та радіаторі аварійного скидання від нього відводиться надлишок (втрати) теплоти $Q_{г.втр}$ ≈ 800 кВт. Тобто втрати теплоти $Q_{г.втр}$ /$Q_{г.ГД}$ складають майже 30 % загальної її кількості $Q_{г.ГД}$, відведеної від ГПД.

З урахуванням температури гарячого теплоносія $t_{гв1}$ (рис. 2) і температури конденсації $t_к$ водяної пари в АБТТ, яка визначається, виходячи зі значень температури води $t_{о.в}$, охолоджуючої конденсатор і генератор пари-десорбер АБТТ, як $t_к$ = $t_{о.в}$ + 3 °С, були розраховані значення теплового коефіцієнта АБТТ AR-D500L2 фірми Century $ζ_{АБТТ}$ і всієї системи трансформації $ζ_{СТб}$ базового варіанта (рис. 5).

Рис. 5. Значення теплового коефіцієнта АБТТ AR-D500L2 фірми Century $ζ_{АБТТ}$ і всієї системи трансформації $ζ_{СТб}$ базового варіанта

За результатами моніторингу були розраховані також поточні значення холодопродуктивності АБТТ $Q_{0.АБТТ}$ і потенційно можливої кількості холоду $Q_{0.втр}$, яку можна було б отримати трансформацією в АБТТ (при тепловому коефіцієнті $ζ_{АБТТ}$ = 0,7) скидного тепла $Q_{г.втр}$ (рис. 1.7) існуючої системи трансформації (рис. 6).

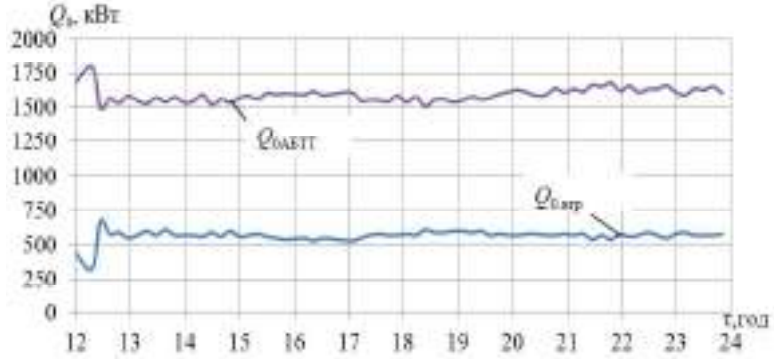


Рис. 6. Поточні значення холодопродуктивності $Q_{0.АБТТ}$ базового варіанта системи трансформації, а також потенційно можливої кількості холоду $Q_{0.втр}$, яку можна отримати трансформацією скидного тепла $Q_{г.втр}$ в АБТТ

Як видно з рис. 6, якщо трансформувати в АБТТ (з $ζ_{АБТТ}$ ≈ 0,7) в холод надлишкову теплоту $Q_{г.втр}$, яка скидається в атмосферу радіатором аварійного скидання, то можна збільшити холодопродуктивність установки з 1600 кВт до 2100 кВт.

Розроблена система глибокої трансформації теплоти в ЕТТ і АБТТ (рис.7). Трансформація теплоти теплоносія здійснюється в такій послідовності: спочатку високопотенційний теплоносій після ГПД з температурою 90°С подається у випарну секцію генератора ЕТТ, після чого з температурою 85°С – в АБТТ. В АБТТ температура теплоносія знижується до 73…74°С, з якою він надходить до економайзерної секції генератора ЕТТ, де охолоджується до необхідної для подачі на вхід ГПД температури 70°С зворотного теплоносія на вході до вузлів охолодження ГПД.

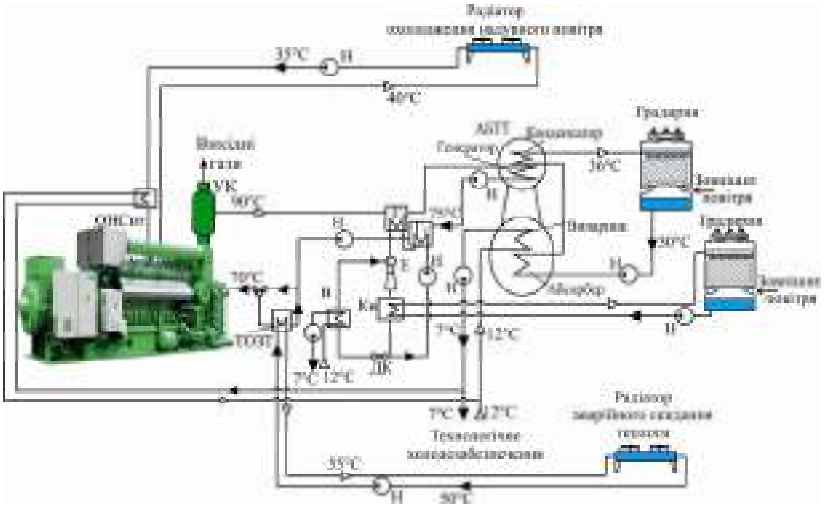


Рис. 7. Схема розробленої системи трансформації теплоти в ЕТТ і АБТТ: УК – утилізаційний котел; ТОЗТ – теплообмінник охолоджувач зворотного теплоносія; Н – насос; Е – ежектор; В – випарник; Кн – конденсатор; Г – генератор пари хладону високого тиску ЕТТ; ДК – дросельний клапан

На рис. 8 наведені температури гарячого теплоносія з ГД $t_{г.в\ ген.ЕТТ}$ на вході в генератор ЕТТ, вході в АБТТ $t_{г.АБТТвх}$, зворотного теплоносія після АБТТ $t_{г.АБТТвих}$, що надходить до економайзера ЕТТ, теплоносія після економайзера ЕТТ $t_{г.екЕТТвих}$ та охолодженого зворотного теплоносія на вході в ГД $t_{г.ГДвх}$.

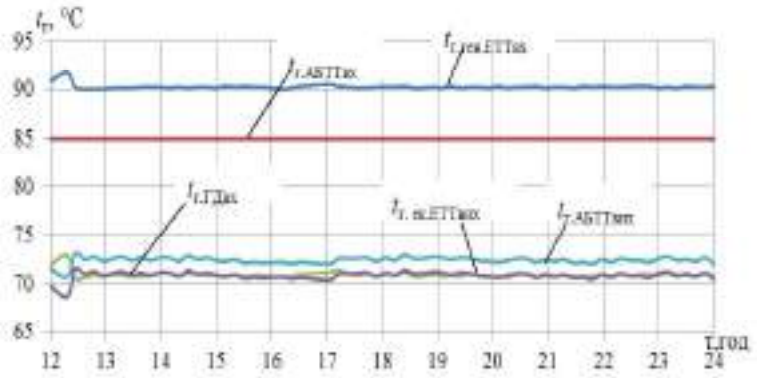


Рис. 8. Значення температури гарячого теплоносія від ГД $t_{г.ген.ЕТТвх}$ на вході в генератор ЕТТ і в АБТТ $t_{г.АБТТвх}$, зворотного теплоносія після АБТТ $t_{г.АБТТвих}$, що надходить до економайзера ЕТТ, теплоносія після економайзера ЕТТ $t_{г.ек.ЕТТвих}$ і охолодженого зворотного теплоносія на вході в ГД $t_{г.ГДвх}$

На рис. 9 наведені значення загальної кількості теплоти, яка надходить з ГД $Q_{г.ГД}$, теплоти, трансформованої в холод в АБТТ базової схеми $Q_{г.АБТТ90}$, теплоти, трансформованої в холод в АБТТ $Q_{г.АБТТ85}$ і ЕТТ $Q_{г.ЕТТ}$, для розробленої схеми, втрат теплоти в розробленій $Q_{г.втр}$ та базовій $Q_{г.втр.баз}$ схемах.

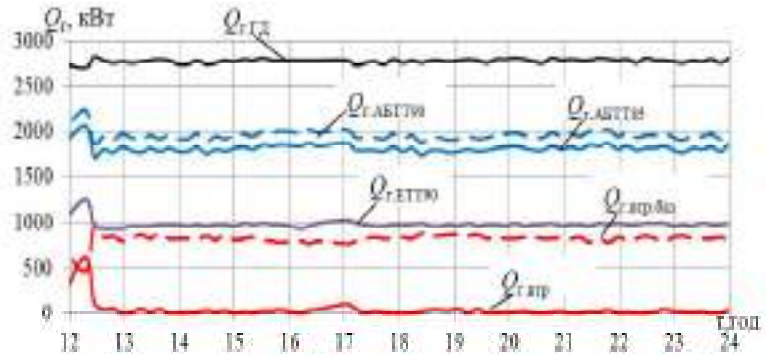


Рис. 9. Значення кількості теплоти від ГПД $Q_{г.ГД}$, теплоти, трансформованої в холод в АБТТ базової схеми $Q_{г.АБТТ90}$, трансформованої в АБТТ $Q_{г.АБТТ85}$ і в ЕТТ $Q_{г.ЕТТ}$ розробленої схеми, втрат теплоти в розробленій $Q_{г.втр}$ і базовій $Q_{г.втр.баз}$ системах

Як видно з рис. 9, втрати теплоти $Q_{г.скид}$ в розробленій системі трансформації мінімальні порівняно з базовою системою $Q_{г.баз.скид}$, де вони складають 30% загальної кількості теплоти від ГПД $Q_{г.з}$. Це досягається її трансформацією в ЕТТ $Q_{г.ЕТТ}$. Через те, що ЕТТ більш чутлива до температури теплоносія, гарячий теплоносій від ГПД подають спочатку в генератор ЕТТ, що забезпечує високий тепловий коефіцієнт ЕТТ, замість подачі його, як в базовій схемі, відразу в АБТТ. В результаті в АБТТ надходить теплоносій з меншою температурою, що призводить до зменшення температурного напору в генераторі АБТТ і, як наслідок, використання в АБТТ меншої кількості теплоти від ГПД $Q_{г.АБТТ85}$ в порівнянні з її значенням $Q_{г.АБТТ90}$ у базовому варіанті.

На рис. 10 наведені значення холодопродуктивності базового АБТТ $Q_{0.баз}$, АБТТ розробленої системи $Q_{0.АБТТ85}$ і ЕТТ $Q_{0.ЕТТ90}$.

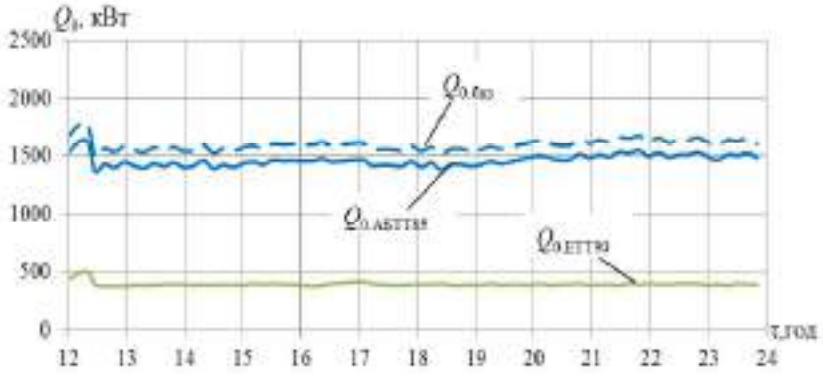


Рис. 10. Значення холодопродуктивності базового АБТТ $Q_{0.баз}$, АБТТ запропонованої системи $Q_{0.АБТТ85}$ та ЕТТ $Q_{0.ЕТТ90}$

Як видно, холодопродуктивність АБТТ запропонованої системи нижче її базового значення.

На рис. 11 наведено значення сумарної $Q_{0.АБТТ+ЕТТ}$ холодопродуктивності АБТТ і ЕТТ для запропонованої системи. Як видно, її значення збігаються зі значеннями холодопродуктивності базової АБТТ.

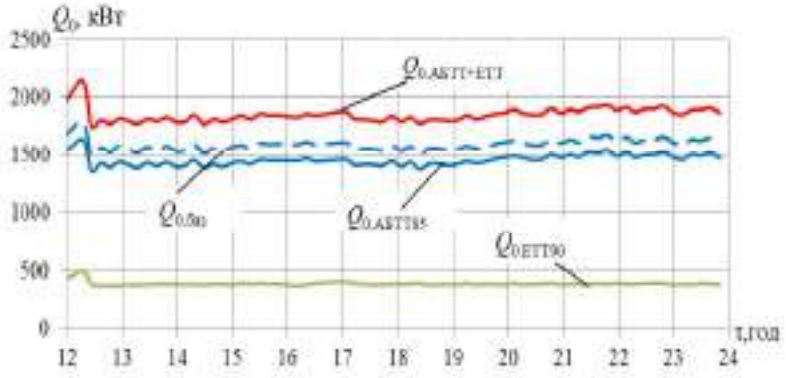


Рис. 11. Значення холодопродуктивності АБТТ $Q_{0.баз}$ базової системи, АБТТ розробленої системи $Q_{0.АБТТ85}$, ЕТТ $Q_{0.ЕТТ90}$ та сумарної АБТТ і ЕТТ $Q_{0.АБТТ+ЕТТ}$ для розробленої системи

Значення теплових коефіцієнтів АБТТ $\zeta_{АБТТ90}$, базової системи, АБТТ розробленої системи $\zeta_{АБТТ85}$, ЕТТ $\zeta_{ЕТТ90}$ і системи трансформації: базової $\zeta_{СТб}$ і запропонованої $\zeta_{СТ.АБТТ+ЕТТ}$ наведено на рис. 12.

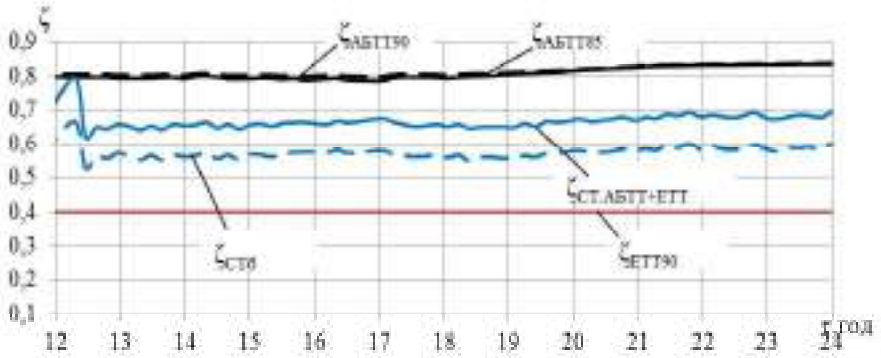


Рис. 12. Теплові коефіцієнти АБТТ $\zeta_{АБТТ90}$ базової системи, АБТТ розробленої системи $\zeta_{АБТТ85}$, ЕТТ $\zeta_{ЕТТ90}$ і системи трансформації: базової $\zeta_{СТб}$ і розробленої $\zeta_{СТ.АБТТ+ЕТТ}$

Як видно з рис.12 і 13, більш глибока трансформація теплоти зворотного теплоносія в АБТТ і ЕТТ забезпечує зростання холодопродуктивності приблизно на 200…300 кВт (для двох ГПД) порівняно з базовою системою з АБТТ з відповідним підвищенням коефіцієнта трансформації теплоти від $\zeta_{СТб} \approx 0{,}55$ базового варіанта до $\zeta_{СТ.АБТТ+ЕТТ} \approx 0{,}65$ для розробленої системи двоступеневої трансформації теплоти в АБТТ і ЕТТ.

Висновок. За результатами обробки даних моніторингу системи трансформації теплоти в установці автономного енергозабезпечення виявлено наявність втрат теплоти близько 30 % всієї її кількості. Показано, що їх усунення можливе шляхом глибокої двоступеневої трансформації теплоти зворотного теплоносія, яка в базовій установці скидається у довкілля радіатором "аварійного скидання", із застосуванням абсорбційної та ежекторної холодильних машин відповідним підвищенням холодопродуктивності.

Список літератури

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* Bucureşti, October 28, 2010, 73 p.

3. Rouse G., Czachorski M., Bishop P., Patel J. GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI), January 2006., 495 p.

Forduy S.G., Radchenko A.M., Zubarev A.A., Boychuk V.V., Ostapenko O.V.

INCREASING THE EFFICIENCY OF HEAT UTILIZATION IN TRIGENERATION INTEGRATED ENERGY PLANT

Abstract. *The efficiency of heat conversion in the integrated electricity, heat and cooling supply of the enterprise was analyzed. The installation for energy supply includes two JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher cogeneration gas en-gines manufactured as cogeneration modules with heat exchangers for removing the heat of exhaust gases, scav-enge gas-air mixture, cooling water of engine and lubricating oil. The heat of hot water is transformed by the ab-sorption lithium-bromide chiller AR-D500L2 Century into the cold, which is spent on technological needs and for the operation of the central air conditioner for cooling the incoming air of the engine room, where from it is sucked by the turbocharger of the engine. The presence of significant heat losses, which account for about 30% of the total heat removed from the cogeneration gas piston module and is due to the inconsistency of the joint operation modes of the absorption lithium-bromide chiller and the gas piston engine, was revealed. This inconsistency is caused by the contradictory conditions of their effective operation according to the temperature of the return coolant at the outlet of the absorption lithium-bromide chiller and at the entrance to the engine cooling system. The thermal state of the gas piston engine is ensured by maintaining the temperature of the return coolant at the entrance to it is not higher than 70 °C. At the same time, during the transformation of the heat of the coolant into the cold in an absorp-tion lithium-bromide chiller, the temperature decreasing in the machine is no more than 10 ... 15 °C, that is, up to 75 ... 80 °C, if the temperature of the heat coolant outlet from the cogeneration gas piston module, i.e. at the inlet of the absorption lithium-bromide chiller, 90 °C. Therefor the return coolant is additionally cooled in the "emergency heat release" radiator by removing its heat into surroundings. Through the data procession of monitoring the heat conversion system in the integrated energy plant the possibility of increasing the cooling capacity of the system by conversion of the return coolant exhaust heat into cold in absorption lithium-bromide and ejector chillers was shown.*
Key words*: heat conversion, cogeneration gas-piston module, absorption lithium-bromide chiller, ejector chiller.*

Фордуй С.Г., Радченко А.Н., Зубарев А.А., Бойчук В.В., Остапенко А.В.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ
В ТРИГЕНЕРАЦИОННОЙ УСТАНОВКЕ АВТОНОМНОГО ЭНЕРГООБЕСПЕЧЕНИЯ

Аннотация. *Проанализировано эффективность трансформации теплоты в установке автономного электро-, тепло- и холодообеспечения предприятия. Установка автономного энергообеспечения включает два когенерационных газовых двигателя JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher, выполненных в виде когенерационных модулей с теплообменниками для отвода теплоты выпускных газов, наддувочной газовоздушной смеси, охлаждающей воды рубашки двигателя и смазочного масла на нагрев воды. Теплота горячей воды трансформируется абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной AR-D500L2 Century в холод, который расходуется на технологические нужды и для работы центрального кондиционера охлаждения приточного воздуха машинного отделения, откуда он всасывается турбокомпрессором двигателя. Выявлено наличие значительных потерь теплоты, которые составляют около 30 % всей теплоты, отводимой от когенерационного газопоршневого модуля, и обусловлены несогласованностью режимов совместной работы абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины и газопоршневого двигателя. Эта несогласованность вызвана противоречивыми условиями их эффективной эксплуатации по температуре обратного теплоносителя на выходе из абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины и на входе в систему охлаждения двигателя. Термическое состояние газопоршневого двигателя обеспечивается поддержанием температуры обратного теплоносителя на входе в него не выше 70 °С. В то же время при трансформации теплоты теплоносителя в холод в абсорбционной бромистолитиевой холодильной машине снижение его температуры составляет не более чем 10...15°С, то есть до 75...80°С, при температуре теплоносителя на выходе из когенерационного газопоршневого модуля, т.е. на входе абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины, 90 °С. Поэтому обратный теплоноситель дополнительно охлаждается в радиаторе "аварийного сброса" отводом теплоты в окружающую среду. По результатам обработки данных мониторинга системы трансформации теплоты в установке автономного энергообеспечения показана возможность повышения холодопроизводительности установки путем ступенчатой трансформации сбросной теплоты обратного теплоносителя в холод в абсорбционной бромистолитиевой и эжекторной холодильных машинах.*

Ключевые слова*: трансформация теплоты, когенерационный газопоршневой модуль, абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина, эжекторная холодильная машина.*

УДК 66.067.1.621.72

МЕТОД РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ В СИСТЕМЕ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА

Е.И. Трушляков, к.т.н., профессор, А.Н. Радченко, к.т.н., доц., А.А. Зубарев, ст. преподаватель, В.С. Ткаченко, аспирант,
Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина
nirad50@gmail.com

Аннотация. *Предложен метод пределения составляющих тепловой нагрузки системы кондиционирования приточного воздуха (СКПВ) с учетом текущих климатических условий эксплуатации, который базируется на гипотезе разложения текущих переменных тепловых нагрузок на относительно стабильную составляющую как базовую для выбора установленной (проектной) холодопроизводительности холодильной машины, работающей на номинальном или близких ему режимах, и нестабильную тепловую нагрузку, приходящуюся на предварительное охлаждение наружного воздуха при переменных текущих наружных температурах. Для обоснования подхода к выбору составляющих тепловой нагрузки СКПВ выполнен анализ текущих значений удельных тепловых нагрузок на холодильную машину СКПВ при охлаждении наружного воздуха от его переменной текущей температуры до температур 10, 15 и 20 °С. Показано, что исходя из разного темпа приращения годовой выработки холода, обусловленного изменением тепловой нагрузки в соответствии с текущими климатическими условиями в течение года, необходимо выбирать такую проектную тепловую нагрузку на холодильную машину СКПВ охлаждения воздуха (ее установленную холодопроизводительность), которая обеспечивает достижение максимальной или близкой ему годовой выработки холода при относительно высоких темпах ее приращения. При этом значение тепловой нагрузки, приходящейся на предварительное охлаждение наружного воздуха, рассчитывают по остаточному принципу как разницу рациональной общей тепловой нагрузки и ее базовой относительно стабильной составляющей. Предложенный метод целесообразно использовать при расчете проектных базовой холодопроизводительности холодильной машины СКПВ, работающей на номинальном или близких ему режимах, и бустерной составляющей тепловой нагрузки на предварительное охлаждение наружного воздуха при переменных текущих наружных температурах с использованием энергосберегающих методов: аккумуляции избыточного (неиспользованного) холода при пониженных текущих тепловых нагрузках на СКПВ и его расходования на предварительное охлаждение наружного воздуха, рекуперации охлаждающего потенциала отводимого воздуха для предварительного охлаждения наружного воздуха.*

Ключевые слова: *кондиционирование, наружный воздух, тепловая нагрузка, холодильная машина, климатические условия*

Актуальность темы.

Эксплуатация систем кондиционирования приточного воздуха (СКПВ) характеризуется значительными колебаниями тепловой нагрузки, соответственно и энергопотребления [1, 2]. Помимо внутренних тепло- и влаговыделений и теплопритоков извне энергозатраты на обработку воздуха в значительной степени определяются тепловлажностными параметрами наружного воздуха (температурой $t_{нв}$ и относительной влажностью $\varphi_{нв}$). Энергозатраты на тепловлажностную обработку наружного воздуха всецело определяются текущими климатическими условиями и характеризуются колебания тепловой нагрузки на воздухоохладители (ВО) СКПВ и соответственно систему хладоснабжения. Поэтому проблема выбора установленной (проектной) холодопроизводительности Q_0 холодильных машин (ХМ) СКПВ в условиях неравномерных тепловых нагрузок стоит весьма остро, и от ее решения зависит эффективность использования установленных холодильных мощностей, т.е. продолжительность эксплуатации ХМ в году.

Цель исследования – разработать подход к определению составляющих тепловой нагрузки СКПВ с учетом ее изменения в соответствии с текущими климатическими условиями.

Результаты исследования.

Эффективность работы систем кондиционирования воздуха, как и любой энергогенерирующей установки, определяется количеством произведенной энергии (в нашем случае – холода) за определенный период, например, год, и затратами на ее производство. Вполне очевидно, что количество произведенного холода соответствует его потреблению и в случае СКПВ – расходованию на тепловлажностную обработку

(кондиционирование) приточного воздуха, которое зависит от текущих тепловлажностных параметров наружного воздуха (температуры $t_{нв}$ и относительной влажности $\varphi_{нв}$) и глубины его охлаждения, а также продолжительности т работы СКПВ.

С учетом этого об эффективности использования СКПВ можно судить по использованию установленной (проектной) холодопроизводительности ее холодильной машины (ХМ), которую в свою очередь оценивать годовой выработкой холода (годовой холодопроизводительностью) $\sum(Q_0 \cdot т)$, кВт·ч, где Q_0 – текущая холодопроизводительность (тепловая нагрузка) ХМ, кВт.

С целью обобщения результатов и удобства пересчета на другие холодильные мощности холодопроизводительность ХМ СКПВ удобно представлять не в абсолютных, а в относительных (удельных) величинах, приходящихся на единичный расход воздуха ($G_в$ = 1 кг/с) – в виде удельной тепловой нагрузки, или холодопроизводительности, $q_0 = Q_0 / G_в$, кВт/(кг/с), или кДж/кг, где Q_0 – полная тепловая нагрузка (холодопроизводительность) при охлаждении воздуха расходом $G_в$: $Q_0 = (c_{вл}\ \xi \cdot \Delta t_в) G_в$, $c_{вл}$ – теплоемкость влажного воздуха; ξ – коэффициент влаговыпадения; $\Delta t_в$ – снижение температуры воздуха [3].

Аналогичным образом представляют и данные по годовой выработке холода (годовой холодопроизводительности) в относительных (удельных) величинах, приходящихся на единичный расход воздуха: $\sum(q_0 \cdot т) = \sum(Q_0 \cdot т) / G_в$, кВт·ч/(кг/с).

Значения удельной (при $G_в$ = 1 кг/с) годовой выработки холода (годовой холодопроизводительности) $\sum(q_0 \cdot т)$ в зависимости от удельной установленной холодопроизводительности ХМ q_0 при разных температурах охлажденного воздуха $t_{в2}$: $t_{в2}$ = 10, 15 и 20 °С, для климатических условий г. Вознесенск, Николаевская обл., 2017 г., приведены на рис. 1.

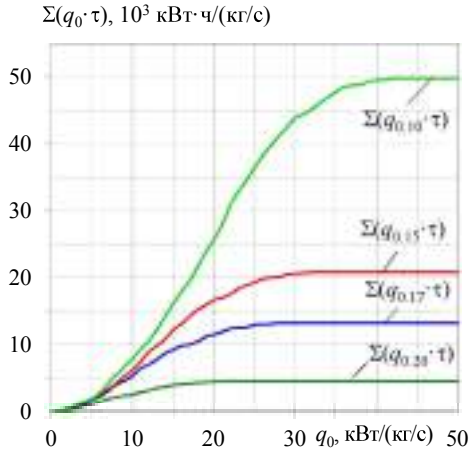


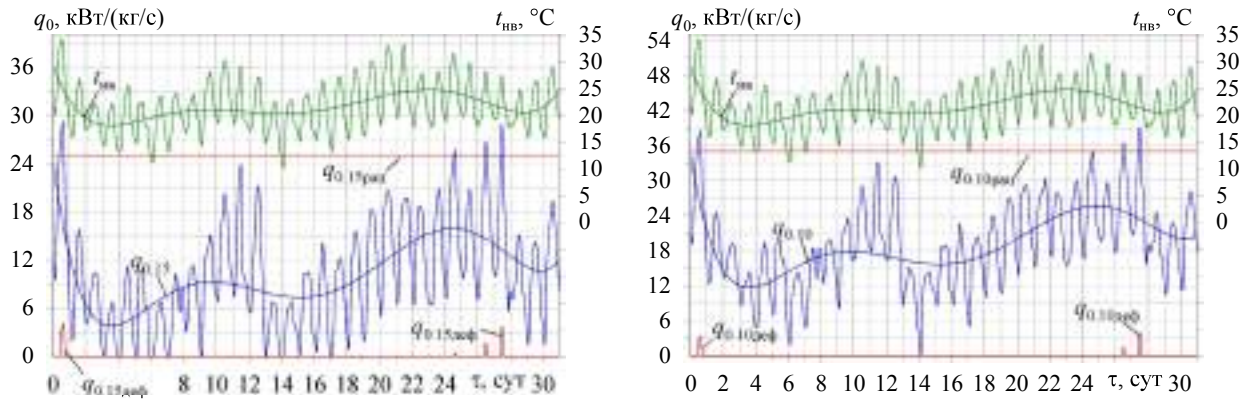
Рис. 1. Значения удельной годовой выработки холода $\sum(q_0 \cdot т)$ в зависимости от удельной установленной холодопроизводительности ХМ q_0: $\sum(q_0 \cdot т)_{10;\ 15;\ 20}$ – при $t_{в2}$ = 10; 15 и 20 °С

Как видно, для рассматриваемых климатических условий при охлаждении воздуха до температуры $t_{в2}$ = 10 °С в СКП с холодильной машиной установленной удельной (при $G_в$ = 1 кг/с) холодопроизводительностью q_0 = 35 кВт/(кг/с) величина удельной выработки холода $\sum(q_0 \cdot т)$ за 2017 г. составляет 48 кВт·ч/(кг/с), причем при сохранении высоких темпов ее наращивания. Из-за падения темпов приращения $\sum(q_0 \cdot т)$ для ХМ холодопроизводительностью q_0 более 35 кВт/(кг/с) заметного возрастания $\sum(q_0 \cdot т)$ не происходит. Удельную холодопроизводительность ХМ q_0 = 35 кВт/(кг/с) принимают за рациональную и исходя из нее выбирают полную установленную холодильную мощность ХМ для расхода воздуха $G_в$: $Q_0 = G_в \cdot q_0$, кВт. Применение ХМ большей холодильной мощности q_0: $q_0 >$ 35 кВт/(кг/с), не приводит к заметному увеличению $\sum(q_0 \cdot т)$, но вызывает возрастание их стоимости на 20…30 %. Соответственно при охлаждении воздуха до температуры $t_{в2}$ = 15 °С за рациональную принимают удельную холодопроизводительность ХМ q_0 = 25 кВт/(кг/с), а до $t_{в2}$ = 20 °С – величину q_0 = 15 кВт/(кг/с).

Подтверждением правомерности такого выбора значений рациональной установленной (проектной) удельной холодопроизводительности $q_{0.10рац}$ и $q_{0.15рац}$ служат результаты их сравнения с текущими значениями удельных тепловых нагрузок соответственно $q_{0.10}$ и $q_{0.15}$ при охлаждении воздуха до температур $t_{в2}$ = 10 и 15 °С (рис.2).

В наиболее жаркие периоды будет иметь место некоторый дефицит (недостаток) удельной холодопроизводительности $q_{0.деф}$ и, как следствие, недоохлаждение воздуха до температуры $t_{в2}$ = 10 °С или $t_{в2}$ = 15 °С, поскольку значения рациональной установленной (проектной) удельной холодопроизводительности $q_{0.10рац}$ и $q_{0.15рац}$ выбраны несколько меньше максимальной тепловой нагрузки, встречающейся в течении года (рис. 1). При этом дефицит удельной холодопроизводительности вычисляли как $q_{0.10деф} = q_{0.10} - q_{0.10рац}$ и $q_{0.15деф} = q_{0.15} - q_{0.15рац}$.

Из рис. 2 видно, что рациональных удельных холодопроизводительностей $q_{0.10}$ = 35 кВт/(кг/с) и $q_{0.15}$ = 25 кВт/(кг/с), рассчитанных исходя из годовой холодопроизводительности (рис. 1), достаточно для охлаждения наружного воздуха от $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 10 и 15 °С практически в течение всего июля 2017, кроме промежутков по 2…3 часа 1, 27, 28 июля.



а *б*

Рис. 2. Текущие значения температуры наружного воздуха $t_{нв}$, удельной тепловой нагрузки $q_{0.15}$ охлаждения воздуха от температуры $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 15 °С, рациональной проектной удельной тепловой нагрузки $q_{0.15рац}$ = 25 кВт/(кг/с) и дефицита $q_{0.15деф}$ рациональной удельной тепловой нагрузки $q_{0.15рац}$ по сравнению с текущей $q_{0.15}$ (***а***), удельной тепловой нагрузки $q_{0.10}$ охлаждения воздуха от температуры $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 10 °С, рациональной проектной (удельной) тепловой нагрузки $q_{0.10рац}$ = 35 кВт/(кг/с) и дефицита $q_{0.10деф}$ рациональной удельной тепловой нагрузки $q_{0.10рац}$ по сравнению с текущей $q_{0.10}$ (***б***)

Для обоснования подхода к выбору рациональной тепловой нагрузки СКПВ выполнен анализ текущих значений удельных тепловых нагрузок q_0 на ХМ СКПВ при охлаждении наружного воздуха от текущей температуры $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 10, 15 и 20 °С, соответственно $q_{0.10}$, $q_{0.15}$ и $q_{0.20}$, а с целью подтверждения гипотезы о возможности выделения из текущих переменных тепловых нагрузок относительно стабильной составляющей – рассчитаны разности тепловых нагрузок $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ и $q_{0.10\text{-}20} = q_{0.10} - q_{0.20}$ для наиболее теплого июля месяца 2017 г. (рис. 3–10).

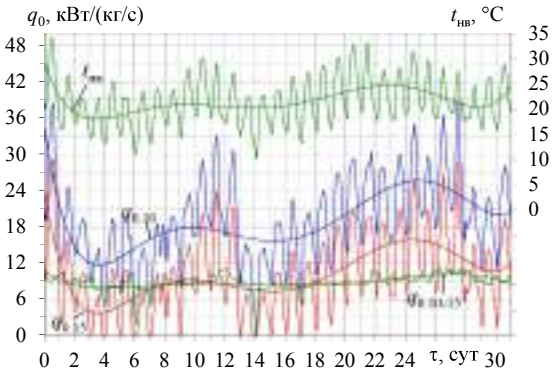


Рис. 3. Текущие значения температуры наружного воздуха $t_{нв}$, удельных тепловых нагрузок на СКПВ $q_{0.10}$ и $q_{0.15}$ при охлаждении наружного воздуха от его текущей температуры $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 10 и 15 °С соответственно, а также их разности $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$

Как видно, при охлаждении наружного воздуха от $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 15 ºС колебания текущей тепловой нагрузки на ВО СКПВ $q_{0.15}$ весьма значительные. В то же время при доохлаждении воздуха от промежуточной температуры $t_{в2}$ = 15 ºС до $t_{в2}$ = 10 ºС колебания тепловой нагрузки на ВО СКПВ $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ сравнительно небольшие: 9…11 кВт/(кг/с), не считая 3–5 кратковременных всплесков-падений величины $q_{0.10\text{-}15}$, обусловленных, как будет показано ниже, колебаниями текущих тепловых нагрузок $q_{0.15}$.

Таким образом, характер тепловой нагрузки на ВО СКПВ разный: значительные изменения тепловой нагрузки $q_{0.15}$ предварительного охлаждения наружного воздуха от $t_{нв}$ до промежуточной температуры $t_{в2}$ = 15 ºС и относительно стабильная тепловая нагрузка $q_{0.10\text{-}15}$ при глубоком охлаждении воздуха от $t_{в2}$ = 15 ºС до $t_{в2}$ = 10 ºС.

С учетом относительно стабильного характера удельной тепловой нагрузки на ВО СКПВ $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ при охлаждении воздуха от температуры $t_{в2}$ = 15 ºС до $t_{в2}$ = 10 ºС по сравнению с охлаждением наружного воздуха от $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 15 ºС ее целесообразно принимать в качестве проектной для глубокого охлаждения воздуха от $t_{в2}$ = 15 ºС до $t_{в2}$ = 10 ºС. Соответственно, тепловая нагрузка, приходящаяся на предварительное охлаждение наружного воздуха от текущей температуры $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 15 ºС (назовем его бустерной ступенью охлаждения наружного приточного воздуха) можно определять по остаточному принципу: как разность между рациональной тепловой нагрузкой $q_{0.10рац}$ = 35 кВт/(кг/с) для всего процесса охлаждения воздуха от текущей $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 10 ºС, обеспечивающей близкую максимальной годовую выработку холода $\sum(q_0 \cdot т) \approx$ 48 кВт·ч/(кг/с) (рис. 1), и ее стабильной составляющей в виде разности тепловых нагрузок $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$, т.е. как $q_{0.Б10\text{-}15} = 35 - q_{0.10\text{-}15}$ (рис. 4).

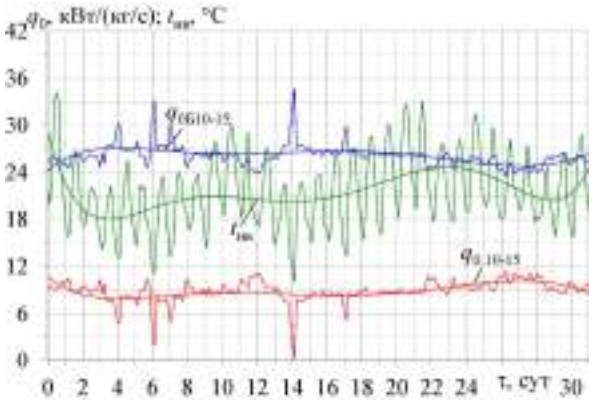


Рис.4. Текущие значения температуры наружного воздуха $t_{нв}$, удельной тепловой нагрузки $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ глубокого охлаждения воздуха от температуры $t_{в2}$ = 15 ºС до $t_{в2}$ = 10 ºС, тепловой нагрузки $q_{0.Б10\text{-}15} = 35 - q_{0.10\text{-}15}$ предварительного охлаждения наружного воздуха от $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 15 ºС, рассчитанной по остаточному принципу

Как видно, график удельной тепловой нагрузки $q_{0.Б10\text{-}15} = 35 - q_{0.10\text{-}15}$ предварительного охлаждения наружного воздуха от $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 15 ºС, рассчитанной по остаточному принципу как $q_{0.Б10\text{-}15} = 35 - q_{0.10\text{-}15}$, является зеркальным отражением графика удельной тепловой нагрузки $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ глубокого охлаждения воздуха от температуры $t_{в2}$ = 15 ºС до $t_{в2}$ = 10 ºС.

О том, что причиной кратковременных всплесков-падений величин $q_{0.10\text{-}15}$ и $q_{0.Б10\text{-}15}$, являются колебания текущих тепловых нагрузок $q_{0.15}$ предварительного охлаждения наружного воздуха от $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 15 ºС, служат результаты расчетов на рис. 5 и 6.

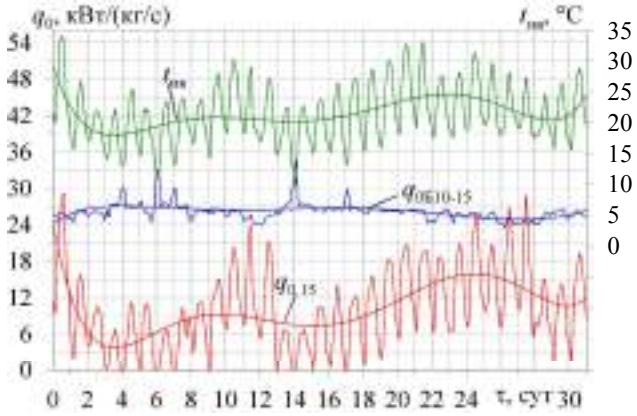


Рис. 5. Текущие значения температуры наружного воздуха $t_{нв}$, удельной тепловой нагрузки $q_{0.15}$ предварительного охлаждения наружного воздуха от его текущей температуры $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 15 °С и тепловой нагрузки предварительного охлаждения воздуха $q_{0.Б10\text{-}15} = 35 - q_{0.10\text{-}15}$, рассчитанной по остаточному принципу

Как видно из рис. 5, всплески (избыток) текущих значений удельной тепловой нагрузки $q_{0.Б10\text{-}15}$ предварительного охлаждения наружного воздуха от его текущей температуры $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 15 °С свыше ее проектной величины имеют место при падении текущей удельной тепловой нагрузки $q_{0.15}$ до нуля и, наоборот, наибольшие снижения (дефицит проектной тепловой нагрузки) текущей величины $q_{0.Б10\text{-}15}$ происходят при максимальных текущих тепловых нагрузках $q_{0.15}$, превышающих проектную величину для предварительного охлаждения наружного воздуха от его текущей температуры $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 15 °С.

Дефицит (недостаток) проектной тепловой нагрузки предварительного охлаждения наружного воздуха по сравнению с текущей нагрузкой $q_{0.Б10\text{-}15}$ сопровождается соответствующим возрастанием тепловой нагрузки $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ глубокого охлаждения воздуха от температуры несколько выше 15 °С до температуры $t_{в2}$ = 10 °С с образованием соответственно ее дефицита в виде превышения проектной величины текущими нагрузками $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$, что имеет место при повышенных температурах наружного воздуха $t_{нв}$ (рис. 6). И наоборот, избыток проектной тепловой нагрузки глубокого охлаждения воздуха свыше текущих величин $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ в виде падения последних вплоть до нуля происходит при пониженных температурах наружного воздуха $t_{нв}$ ниже 15 °С.

Из рис.6 видно, что выбор промежуточной температуры охлажденного наружного воздуха $t_{в2}$ = 15 °С в качестве "порогового" ее значения между предварительным охлаждением наружного воздуха, характеризующимся значительными колебаниями тепловой нагрузки $q_{0.15}$, и последующим доохлаждением воздуха от $t_{в2}$ = 15 °С до $t_{в2}$ = 10 °С вполне корректный, о чем свидетельствует относительно стабильный характер тепловой нагрузки $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ (рис. 3 и 4).

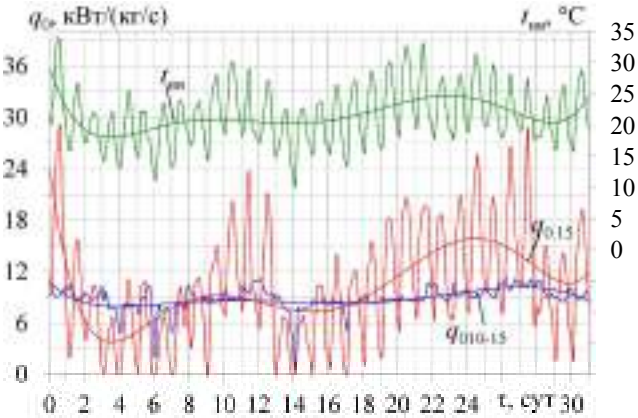


Рис. 6. Текущие значения температуры наружного воздуха $t_{нв}$, удельной тепловой нагрузки $q_{0.5}$ предварительного охлаждении наружного воздуха от его текущей температуры $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 15 °С и тепловой нагрузки $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ глубокого охлаждения воздуха от $t_{в2}$ = 15 °С до $t_{в2}$ = 10 °С

Очевидно, что чем уже диапазон переменных тепловых нагрузок, т.е. чем выше пороговое значение температуры предварительного охлаждения наружного воздуха, тем больше продолжительность эксплуатации холодильной машины бустерной ступени предварительного охлаждения воздуха в году при величинах тепловой нагрузки (холодопроизводительности), близких номинальной.

С целью определения верхнего предела для порогового значения температуры предварительного охлаждения наружного воздуха были выполнены расчеты процессов охлаждения наружного воздуха от $t_{нв}$ до более высокой промежуточной температуры $t_{в2}$ = 20 °С и соответствующих тепловых нагрузок на последующее доохлаждение воздуха $q_{0.10\text{-}20} = q_{0.10} - q_{0.20}$ от $t_{в2}$ = 20 °С до $t_{в2}$ = 10 °С (рис. 7).

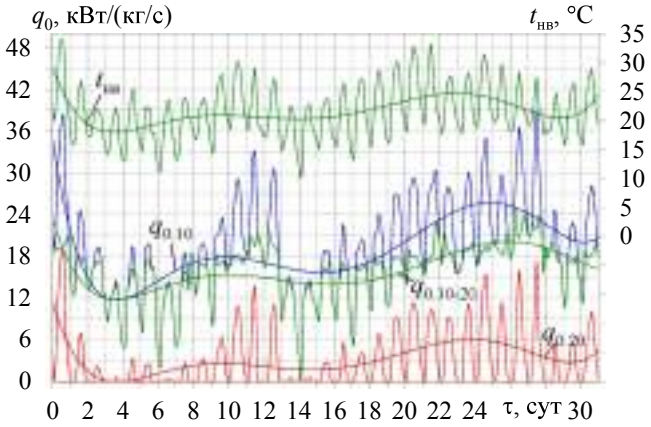


Рис. 7. Текущие значения температуры наружного воздуха $t_{нв}$, удельных тепловых нагрузок на ВО СКПВ $q_{0.10}$ и $q_{0.20}$ при охлаждении наружного воздуха от его текущей температуры $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 10 и 20 °С соответственно, а также их разности $q_{0.10\text{-}20} = q_{0.10} - q_{0.20}$

Как видно из рис. 7, тепловая нагрузка СКПВ $q_{0.10\text{-}20} = q_{0.10} - q_{0.20}$ на доохлаждение воздуха от $t_{в2}$ = 20 °С до $t_{в2}$ = 10 °С весьма нестабильная. Это вызвано более ранним (при более высокой промежуточной температуре $t_{в2}$) падением до нуля тепловой нагрузки $q_{0.20}$ на ВО предварительного охлаждения наружного воздуха, обусловленным сужением диапазона температур $\Delta t_{20} = t_{нв} - 20$ °С охлаждении наружного воздуха при повышенной промежуточной температурой $t_{в2}$ = 20 °С (по сравнению с $\Delta t_{15} = t_{нв} - 15$ °С при $t_{в2}$ = 15 °С), следствием чего является соответствующее увеличение тепловой нагрузки $q_{0.10\text{-}20} = q_{0.10} - q_{0.20}$ на последующее доохлаждение воздуха от температуры $t_{в2}$ = 20 °С до $t_{в2}$ = 10 °С (рис. 8).

При этом тепловая нагрузка $q_{0.10\text{-}20} = q_{0.10} - q_{0.20}$ доохлаждения воздуха от температуры $t_{в2}$ = 20 °С до $t_{в2}$ = 10 °С практически в два раза больше по сравнению с ее величиной $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ охлаждения воздуха от $t_{в2}$ = 15 °С до $t_{в2}$ = 10 °С, т.е. на 10 °С против 5 °С.

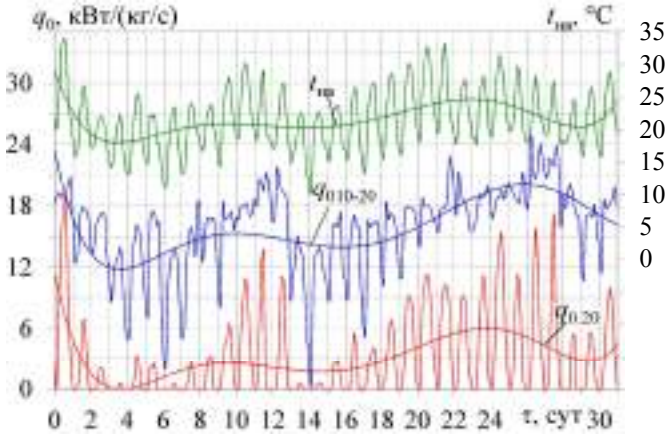


Рис. 8. Текущие значения температуры наружного воздуха $t_{нв}$, удельной тепловой нагрузки $q_{0.20}$ предварительного охлаждении наружного воздуха от его текущей температуры $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 20 °С и тепловой нагрузки $q_{0.10\text{-}20} = q_{0.10} - q_{0.20}$ доохлаждения воздуха от $t_{в2}$ = 20 °С до $t_{в2}$ = 10 °С

Следствием пониженных тепловых нагрузок $q_{0.Б10-20}$ и $q_{0.20}$ предварительного охлаждения наружного воздуха из-за сужения их диапазона при более высокой промежуточной температуре $t_{в2}$ = 20 °С является передача оставшейся части переменных нагрузок с ступени предварительного охлаждения наружного воздуха на ступень доохлаждения воздуха (рис. 9).

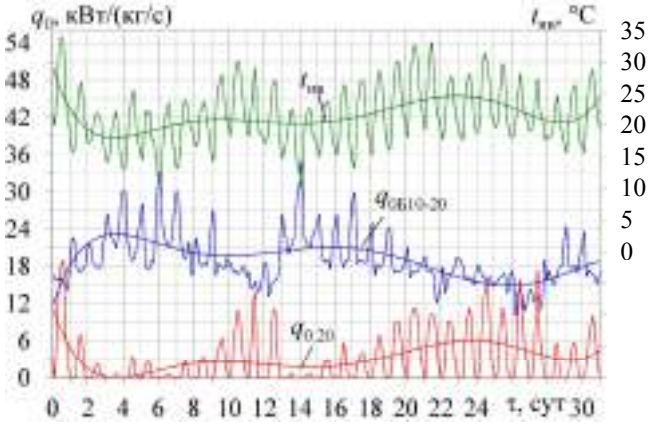


Рис. 9. Текущие значения температуры наружного воздуха $t_{нв}$, удельной тепловой нагрузки $q_{0.20}$ предварительного охлаждения наружного воздуха от его текущей температуры $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 20 °С и тепловой нагрузки предварительного охлаждения воздуха $q_{0.Б10-20} = 34 – q_{0.10-20}$, рассчитанной по остаточному принципу

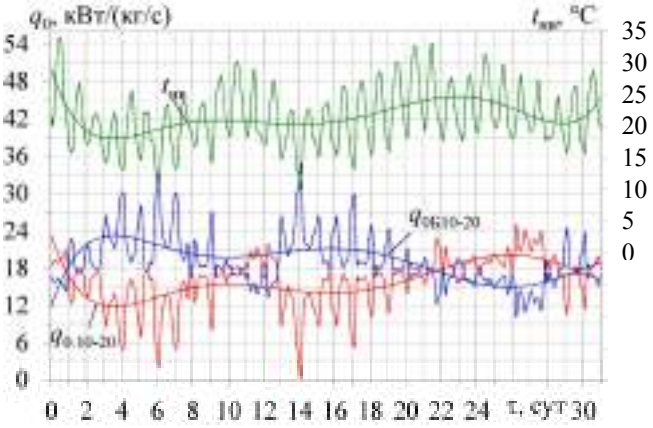


Рис. 10. Текущие значения температуры наружного воздуха $t_{нв}$, удельной тепловой нагрузки $q_{0.10-20} = q_{0.10} – q_{0.20}$ глубокого охлаждения воздуха от температуры $t_{в2}$ = 20 °С до $t_{в2}$ = 10 °С, тепловой нагрузки $q_{0.Б10-20} = 34 – q_{0.10-20}$ предварительного охлаждения наружного воздуха от $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 20 °С, рассчитанной по остаточному принципу

В результате сравнения удельных тепловых нагрузок глубокого охлаждения воздуха $q_{0.10-15} = q_{0.10} – q_{0.15}$ и $q_{0.10-20} = q_{0.10} – q_{0.20}$ можно заключить, что стабилизация тепловой нагрузки происходит в результате предварительного охлаждения наружного воздуха до более низкой промежуточной температуры $t_{в2}$ = 15 °С по сравнению с $t_{в2}$ = 20 °С. Таким образом, тепловую нагрузку $q_{0.10-15} = q_{0.10} – q_{0.15}$ следует принимать в качестве базовой, обеспечивающей эффективную работу ХМ в режиме, близком номинальному, и исходя из нее рассчитывать тепловую нагрузку предварительного охлаждения воздуха $q_{0.Б10-15}$ до температуры $t_{в2}$ = 15 °С по остаточному принципу как $q_{0.Б10-15} = q_{0.10рац} – q_{0.10-15}$.

Вывод. Предложен подход к определению составляющих тепловой нагрузки СКПВ с учетом текущих климатических условий, который базируется на гипотезе разложения переменных тепловых нагрузок на относительно стабильную составляющую как базовую для выбора установленной холодопроизводительности ХМ, работающей с высокой энергетической эффективностью на номинальном или близких ему режимах, и нестабильную тепловую нагрузку, приходящуюся на предварительное охлаждение наружного воздуха при его меняющихся текущих температурах. При этом рациональную базовую относительно стабильную

составляющую общей тепловой нагрузки СКПВ определяют исходя из получения максимальной (близкой ей) годовой выработки холода (годовой холодопроизводительности), а обеспечивающую покрытие нестабильных (частичных) режимов нагрузки, рассчитывают по остаточному принципу как разность рациональной суммарной тепловой нагрузки СКПВ и ее базовой стабильной составляющей.

Список литературы

1. Marque, R.P. Thermodynamic analysis of trigeneration systems taking into account refrigeration, heating and electricity load demands [Text] / R.P. Marques, D. Hacon, A. Tessarollo, J.A.R. Parise. - *Energy and Buildings*. - 2010. - Vol. 42. - pp. 2323 - 2330.

2. Ortiga, J., Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network [Text] / Ortiga Jordi, Bruno Joan Carles, Coronas Alberto. - *Applied Thermal Engineering*. - 2013. - Vol. 50. - pp. 1536 - 1542.

3. Трушляков Е. И. Методологический подход к энер-госберегающему хладоснабжению систем кондициони-рования воздуха адаптацией к текущим климатиче-ским условиям / Е.И. Трушляков //*Авиационно-космическая техника и технология*. – 2018. – № 4(148). – С. 58–62.

Trushliakov E.I., Radchenko M.I., Zubarev A.A., Tkachenko V.S.

METHOD OF HEAT LOAD DISTRIBUTION IN AMBIENT AIR CONDITIONING SYSTEM

Abstract. *An approach to determine the components of ambient air conditioning system (AACS) heat load (a rational heat load on the air conditioning system) with taking into account the current climatic conditions of operation, that is based on the hypothesis of sharing the current changeable heat loads on the relatively stable share as basic one for choosing installed (design) refrigeration capacity of refrigeration machine, operating in nominal or close it modes, and unstable heat load, corresponding to ambient air precooling at changeable current temperatures, is proposed. To prove the approach to determine the components of heat load on the AACS the current values of heat loads on the refrigeration machine of AACS during cooling the ambient air from its changeable current temperature to the temperature of 10, 15 and 20 °C are analyzed. It is shown that because of different rates of annular refrigeration capacity production increment to cover the current heat loads with increasing the installed refrigeration capacity of refrigeration machine, caused by the changes in heat load according to current climatic conditions during all the year round, it is necessary to choose a such heat load on the refrigeration machine of AACS (its installed refrigeration capacity), that provides a maximum or close it annular refrigeration capacity production at relatively high rates of its increment. With this a value of heat load for ambient air precooling is calculated according to remained principle as difference between the rational total heat load and its basic relatively stable share. The proposed method is useful for determining a basic installed refrigeration capacity of refrigeration machine of AACS, operating in nominal or close it modes, and booster heat loads for ambient air precooling at changeable current temperatures covered by using some energy saving methods: with accumulation of excessive (unused) refrigeration capacity at lowered current heat loads on AACS and its using for ambient air precooling, by recuperation of exhaust air refrigeration capacity with precooling incoming ambient air and others.*

Keywords*: conditioning, ambient air, heat load, refrigeration machine, climatic conditions.*

Є.І. Трушляков., Радченко А.М., Зубарєв А.А., Ткаченко В.С.

МЕТОД РОЗПОДІЛУ ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ В СИСТЕМІ КОНДИЦІЮВАННЯ ПРИПЛИВНОГО ПОВІТРЯ

Анотація. *Запропоновано метод визначення складових теплового навантаження системи кондиціонування припливного повітря (СКПП) з урахуванням поточних кліматичних умов експлуатації, який базується на гіпотезі розкладання поточних змінних теплових навантажень на відносно стабільну складову як базову для вибору встановленої (проектної) холодопродуктивності холодильної машини, що працює на номінальному або близьких йому режимах, і нестабільну теплове навантаження, що припадає на попереднє охолодження зовнішнього повітря при змінних поточних зовнішніх температурах. Для обґрунтування підходу до вибору складових теплового навантаження СКПП виконаний аналіз поточних значень питомих теплових навантажень на холодильну машину СКПП при охолодженні зовнішнього повітря від його змінної поточної температури до температур 10, 15 і 20 °С. Показано, що виходячи з різного темпу приросту річного виробництва холоду, обумовленого зміною теплового навантаження у відповідності з поточними кліматичними умовами протягом року, необхідно вибирати таку проектне теплове навантаження на*

холодильну машину СКПП охолодження повітря (її встановлену потужність охолодження), яка забезпечує досягнення максимальної або близької йому річного виробництвау холоду при відносно високих темпах його збільшення.
При цьому значення теплового навантаження, що припадає на попереднє охолодження зовнішнього повітря, розраховують за залишковим принципом як різницю раціонального загального теплового навантаження і її базової відносно стабільної складової. Запропонований метод доцільно використовувати при розрахунку проектних базових холодопродуктивностей холодильної машини СКПП, що працює на номінальному або близьких йому режимах, і бустерної складової теплового навантаження на попереднє охолодження зовнішнього повітря при змінних поточних зовнішніх температурах з використанням енергозберігаючих методів: акумуляції надлишкового (невикористаного) холоду при знижених поточних теплових навантаженнях на СКПП і його витрачання на попереднє охолодження зовнішнього повітря, рекуперації охолоджуючого потенціалу повітря для попереднього охолодження зовнішнього повітря.

***Ключові слова**: кондиціонування, зовнішнє повітря, теплове навантаження, холодильна машина, кліматичні умови*

УДК 66.067.1.621.72

ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ РЕАЛІЗАЦІЇ ВСТАНОВЛЕНОЇ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ СИСТЕМ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ

Є.І. Трушляков, к.т.н., професор, А.М. Радченко, к.т.н., доц., В.С. Ткаченко, аспірант, Є.С. Смоляной, аспірант,
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна;
С.А. Кантор, к.т.н.,
ПАТ "Завод "Екватор", Миколаїв, Україна
nirad50@gmail.com

***Анотація.** Запропоновано підхід до аналізу ефективності використання встановленої (проектної) холодопродуктивності холодильних машин систем кондиціювання припливного повітря (СКПП) з урахуванням змін теплових навантажень у відповідності з поточними кліматичними умовами. При цьому порівнюють потенційно можливе вироблення холоду (виходячи з наявної встановленої холодопродуктивності) за певний період, як приклад – за найбільш теплий липень місяць, з її використанням на попереднє охолодження зовнішнього повітря до певної проміжної (порогової) температури, і подальше глибоке охолодження повітря при відносно стабільному тепловому навантаженні. Висунуто гіпотезу попередньої оцінки доцільності застосування регулювання холодопродуктивності за співвідношенням сумарних за деякий проміжок часу використання холоду на охолодження зовнішнього повітря і потенційно можливого вироблення холоду при повній реалізації наявної встановленої холодопродуктивності СКПП. Запропонований підхід до вибору раціональної встановленої холодопродуктивності СКПП та її розподілу відповідно до характеру зміни теплового навантаження у відповідності з поточними кліматичними умовами доцільно використовувати для визначення областей ефективного застосування енергозберігаючих способів реалізації холодопродуктивності, зокрема, акумуляцією та використанням надлишку холодопродуктивності при змінних теплових навантаженнях, частотного або іншого способу регулювання холодопродуктивності компресорів при відхиленнях теплового навантаження від номінального.*
***Ключові слова:** Кондиціювання, Зовнішнє повітря, Теплове навантаження, Холодильна машина, Клімат*

Актуальність теми.

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 [1–3]. Основні положення методології вибору встановленої (проектної) холодопродуктивності холодильних машин (ХМ) СКПП в умовах нерівномірних теплових навантажень розглянуті в роботах [4–6].

Очевидно, що вироблення холоду за певний проміжок часу, наприклад рік (річна холодопродуктивність ХМ) $\sum(Q_0 \cdot \tau)$, кВт·год, де Q_0 – поточна холодопродуктивність (теплове навантаження СКПП) ХМ, кВт; τ – тривалість роботи СКПП в годинах, характеризує використання встановлених холодильних потужностей ХМ СКПП [7, 8].

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 τ роботи СКПП, то про ефективність використання встановленої (проектної) холодопродуктивності ХМ СКПП можна робити висновки 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).

Мета дослідження – розробити підхід до аналізу ефективності використання встановленої (проектної) холодопродуктивності холодильних машин систем кондиціювання припливного повітря (СКПП) з урахуванням змін теплових навантажень у відповідності з поточними кліматичними умовами.

Результати дослідження.

З метою узагальнення результатів і перерахунку на інші холодильні потужності холодопродуктивність ХМ СКПП зручно представляти не в абсолютних, а у відносних (питомих) величинах, що припадають на одиничну витрату повітря ($G_в$ = 1 кг/с) – у вигляді питомого теплового навантаження, або холодопродуктивності, $q_0 = Q_0 / G_в$, кВт/(кг/с), або кДж/кг, де Q_0 – повне теплове навантаження (холодопродуктивність) при охолодженні повітря витратою $G_в$: $Q_0 = (c_{вл}\ \xi \cdot \Delta t_в) G_в$, $c_{вл}$ – теплоємність вологого повітря; ξ – коефіцієнт вологовипадіння; $\Delta t_в$ – зниження температури повітря.

Для обґрунтування підходу до аналізу ефективності використання встановленої (проектної) холодопродуктивності холодильних машин СКПП з урахуванням зміни теплових навантажень у відповідності з поточними кліматичними умовами розглянуті поточні значення питомих теплових навантажень q_0 на ХМ СКПП при охолодженні зовнішнього повітря від поточної температури $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 10, 15 і 20 °С, відповідно $q_{0.10}$, $q_{0.15}$ і $q_{0.20}$ для найбільш теплого липня місяця 2017 р. (рис. 1).

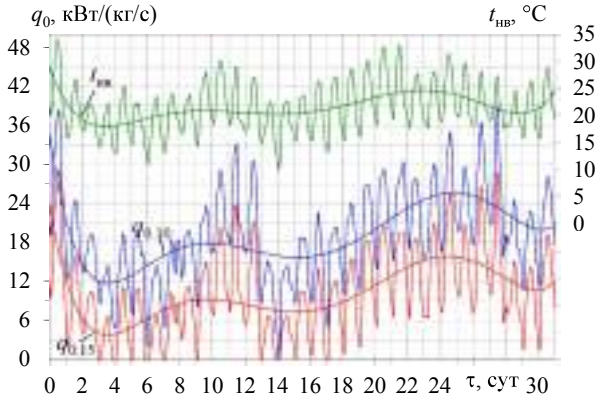


Рис. 1. Поточні значення температури зовнішнього повітря $t_{нв}$, питомих теплових навантажень $q_{0.10}$ і $q_{0.15}$ охолодження зовнішнього повітря від поточної температури $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 10 і 15 °С для кліматичних умов м Вознесенськ, Миколаївська обл., 2017 р.

Як видно, при охолодженні зовнішнього повітря від поточних його температур $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 10 і 15 °С коливання теплових навантажень $q_{0.10}$ і $q_{0.15}$ вельми значні. Практично еквідистантні лінії тренда теплових навантажень $q_{0.10}$ і $q_{0.15}$ свідчать про те, що ці коливання обумовлені перш за все змінами теплових навантажень $q_{0.15}$ попереднього охолодження зовнішнього повітря до температури $t_{в2}$ = 15 °С, в процесі якого відбувається практично демпфування коливань поточного навантаження.

У той же час при подальшому охолодженні повітря від проміжної температури $t_{в2}$ = 15 °С до $t_{в2}$ = 10 °С коливання теплового навантаження на СКПП $q_{0.10\text{-}15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ порівняно невеликі: 9…11 кВт/(кг/с), не враховуючи 3–5 короткочасних сплесків-падінь величини $q_{0.10\text{-}15}$, обумовлених зниженням поточних значень температури зовнішнього повітря нижче 15 °С (рис.2).

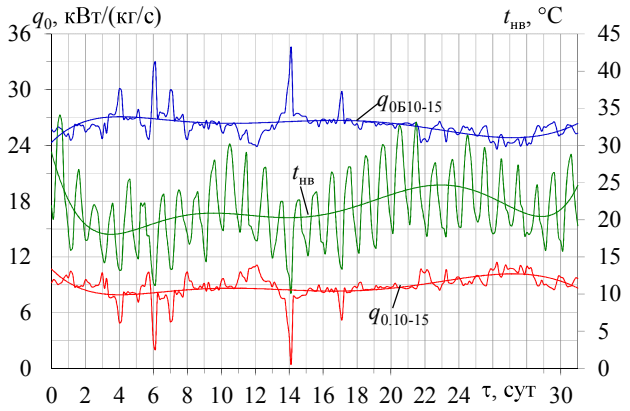


Рис. 2. Поточні значення температури зовнішнього повітря $t_{нв}$, питомого теплового навантаження $q_{0.10-15} = q_{0.10} – q_{0.15}$ глибокого охолодження повітря від температури $t_{в2}$ = 15 °С до $t_{в2}$ = 10 °С, теплового навантаження $q_{0.Б10-15} = 35 – q_{0.10-15}$ попереднього охолодження зовнішнього повітря від $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 15 °С, розрахованої за остаточним принципом

З урахуванням відносно стабільного характеру питомого теплового навантаження на повітроохолоджувач (ПО) СКПП $q_{0.10-15} = q_{0.10} – q_{0.15}$ при охолодженні повітря від температури $t_{в2}$ = 15 °С до $t_{в2}$ = 10 °С в порівнянні з охолодженням зовнішнього повітря від $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 15 °С його приймають в якості проектного для глибокого охолодження повітря від $t_{в2}$ = 15 °С до $t_{в2}$ = 10 °С. Відповідно, проектне теплове навантаження, що припадає на переднє охолодження зовнішнього повітря від поточної температури $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 15 °С, бустерну складову, визначають за залишковим принципом як різницю між проектним тепловим навантаженням $q_{0.10рац}$ для всього процесу охолодження зовнішнього повітря від поточної $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 10 °С і його стабільної складової $q_{0.10-15}$: $q_{0.Б10-15} = q_{0.10рац} – q_{0.10-15}$ (рис. 2).

При цьому за раціональне проектне теплове навантаження $q_{0.10рац}$ для всього процесу охолодження зовнішнього повітря від поточного $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 10 °С приймають його величину $q_{0.10рац}$ = 35 кВт/(кг/с), або кДж/кг, що забезпечує близьке до максимального річне вироблення холоду $\sum(q_0 \cdot \tau) \approx 48$ кВт·год/(кг/с) (рис. 3).

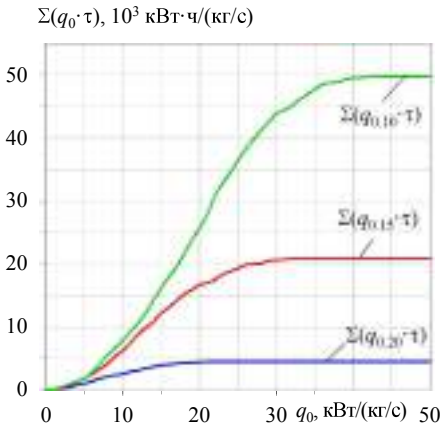


Рис. 3. Значення питомого річного виробництва холоду $\sum(q_0 \cdot \tau)$ в залежності від питомої встановленої холодопродуктивності ХМ q_0 : $\sum(q_0 \cdot \tau)_{10;\ 15;\ 20}$ – при $t_{в2}$ = 10; 15 і 20 °С для кліматичних умов м Вознесенськ, Миколаївська обл., 2017 р.

Як видно, для розглянутих кліматичних умов при охолодженні повітря до температури $t_{в2}$ = 10 °С в СКП з холодильною машиною встановленої питомої (при $G_в$ = 1 кг/с) холодопродуктивності q_0 = 35 кВт/(кг/с) величина питомого виробництва холоду $\sum(q_0 \cdot \tau)$ за 2017 р. складає 48 кВт·год/(кг/с), причому при збереженні високих темпів її нарощування.

Аналогічно при охолодженні повітря до температури $t_{в2}$ = 15 °С за раціональну приймають питому холодопродуктивність ХМ q_0 = 25 кВт/(кг/с), а до $t_{в2}$ = 20 °С – величину q_0 = 15 кВт/(кг/с).

Оскільки коливання поточного теплового навантаження охолодження зовнішнього повітря від $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 10 °С припадають в основному на її частину $q_{0.15}$, що відповідає попередньому охолодженню зовнішнього повітря від $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 15 °С, то при підвищених поточних теплових навантаженнях $q_{0.15}$ буде мати місце деякий дефіцит проектної бустерної складової $q_{0.Б10\text{-}15}$ = 35 – $q_{0.10\text{-}15}$, розрахованої за залишковим принципом, а при знижених $q_{0.15}$, навпаки,– її надлишок $q_{0.Бизб}$ = 35 – $q_{0.Б10\text{-}15}$ = 35 – $q_{0.15}$ в порівнянні з поточним тепловим навантаженням $q_{0.15}$ (рис. 4).

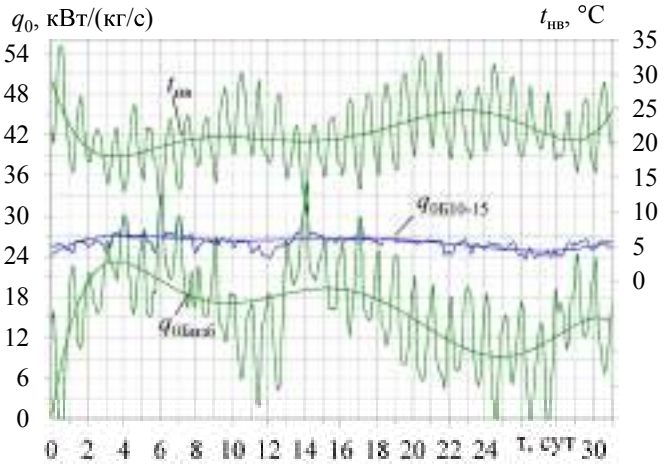


Рис. 4. Поточні значення температури зовнішнього повітря $t_{нв}$, питомої проектної бустерної складової теплового навантаження попереднього охолодження повітря $q_{0.Б10\text{-}15}$ = 35 – $q_{0.10\text{-}15}$, розрахованої за залишковим принципом, і надлишку проектної бустерной складової $q_{0.Бизб}$ в порівнянні з поточним тепловим навантаженням $q_{0.15}$

Як видно з рис. 4, сплески (надлишок) поточних значень питомого теплового навантаження $q_{0.Б10\text{-}15}$ = 35 – $q_{0.10\text{-}15}$ попереднього охолодження зовнішнього повітря від його поточної температури $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 15 °С понад її проектну величину $q_{0.Б10\text{-}15}$ мають місце при падінні поточного питомого теплового навантаження $q_{0.15}$ до нуля, а те, що надлишок поточних значень питомого теплового навантаження $q_{0.Б10\text{-}15}$ в окремі дні (4, 6, 7, 14 і 17.07.2017) перевищує проектну величину $q_{0.Б10\text{-}15}$, пояснюється скороченням теплового навантаження $q_{0.10\text{-}15}$ глибокого доохолодження повітря при зниженні поточної температури зовнішнього повітря $t_{нв}$ нижче 15 °С.

Про те, наскільки ефективно (повно) витрачається встановлена (проектна) бустерна складова холодопродуктивності СКПП на попереднє охолодження зовнішнього повітря від його поточної температури $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 15 °С при зміні теплових навантажень відповідно до поточних кліматичних умов можна судити по співвідношенню сумарних по накопиченню за місяць питомих величин витрачання холодопродуктивності на покриття поточних теплових навантажень $\sum(q_{0.15} \cdot т)$ охолодження зовнішнього повітря від поточної температури $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 15 °С, потенційно можливого вироблення холоду бустерним ступенем попереднього охолодження зовнішнього повітря відповідно до його проектної питомої холодопродуктивності, розрахованої за залишковим принципом, $\sum(q_{0.Б10\text{-}15} \cdot т)$, а також потенційно можливого надлишку вироблення холоду бустерним ступенем $\sum(q_{0.Бизб} \cdot т)$ в порівнянні з його витрачанням $\sum(q_{0.15} \cdot т)$ на охолодження зовнішнього повітря до $t_{в2}$ = 15 °С на рис. 5. Там же нанесені сумарні по накопиченню за місяць питомі величини витрачання холодопродуктивності $\sum(q_{0.10\text{-}15} \cdot т)$ на глибоке доохолодження повітря від $t_{в2}$ = 15 °С до $t_{в2}$ = 10 °С.

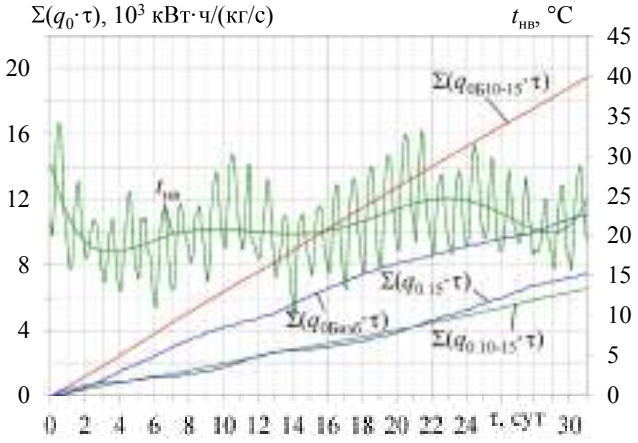


Рис. 5. Поточні значення температури зовнішнього повітря $t_{нв}$, сумарних по накопиченню за місяць питомих величин витрачання холодопродуктивності $\sum(q_{0.15} \cdot т)$ на охолодження зовнішнього повітря до $t_{в2}$ = 15 °С, потенційно можливого вироблення холоду бустерним ступенем попереднього охолодження зовнішнього повітря відповідно до його проектної величини, $\sum(q_{0.Б10\text{-}15} \cdot т)$, а також потенційно можливого надлишку вироблення холоду бустерним ступенем $\sum(q_{0.Бизб} \cdot т)$ в порівнянні з його витрачанням $\sum(q_{0.15} \cdot т)$ на охолодження зовнішнього повітря до $t_{в2}$ = 15 °С, а також величини витрачання холодопродуктивності $\sum(q_{0.10\text{-}15} \cdot т)$ на глибоке доохолодження повітря від $t_{в2}$ = 15 °С до $t_{в2}$ = 10 °С

Як видно, сумарне за місяць витрачання питомої холодопродуктивності $\sum(q_{0.15} \cdot т)$ на охолодження зовнішнього повітря до $t_{в2}$ = 15 °С складає $\sum(q_{0.15} \cdot т)$ ≈7 кВт·год/(кг/с), або кДж/(кг/ч), що менше надлишку потенційно можливого вироблення холоду бустерним ступенем попереднього охолодження зовнішнього повітря (до $t_{в2}$ = 15 °С) $\sum(q_{0.Бизб} \cdot т)$ ≈ 11 кВт·год/(кг/с) та складає менше 40 % потенційно можливого вироблення холоду бустерним ступенем $\sum(q_{0.Б10\text{-}15} \cdot т)$ ≈ 19 кВт·год/(кг/с).

У першому наближенні можна припустити, що сумарне за місяць витрачання питомої холодопродуктивності $\sum(q_{0.15} \cdot т)$ ≈7 кВт·год/(кг/с), що складає 40 % потенційно можливого вироблення холоду бустерним ступенем $\sum(q_{0.Б10\text{-}15} \cdot т)$ ≈ 19 кВт·год/(кг/с), відповідає необхідному діапазону регулювання холодопродуктивності від 100 % до 40 % номінальної. Виходячи з цієї гіпотези, застосування холодильних компресорів з частотним регулюванням холодопродуктивності до 40 % можна було б розглядати як спосіб енергетично ефективної роботи СКПП попереднього охолодження зовнішнього повітря до $t_{в2}$ = 15 °С.

Однак, з урахуванням того, що надлишок холодопродуктивності $\sum(q_{0.Б10\text{-}15} \cdot т)$ в більш прохолодні періоди буде ще більший, ефективність застосування холодильних компресорів з частотним регулюванням холодопродуктивності в системах кондиціювання зовнішнього повітря в області його попереднього охолодження є маловірогідною.

Очевидно, що чим вище граничне значення температури попереднього охолодження зовнішнього повітря (проміжної температури $t_{в2}$), тобто більш вузький діапазон коливань теплових навантажень, тим довше тривалість експлуатації холодильної машини бустерного ступеня попереднього охолодження повітря упродовж року при теплових навантаженнях (холодопродуктивності), близьких до номінальних.

З метою визначення верхнього порогового значення температури попереднього охолодження зовнішнього повітря були виконані розрахунки процесів охолодження зовнішнього повітря від $t_{нв}$ до більш високої проміжної температури $t_{в2}$ = 20 °С і відповідних теплових навантажень на подальше доохолодження повітря $q_{0.10\text{-}20} = q_{0.10} - q_{0.20}$ от $t_{в2}$ = 20 °С до $t_{в2}$ = 10 °С (рис. 6).

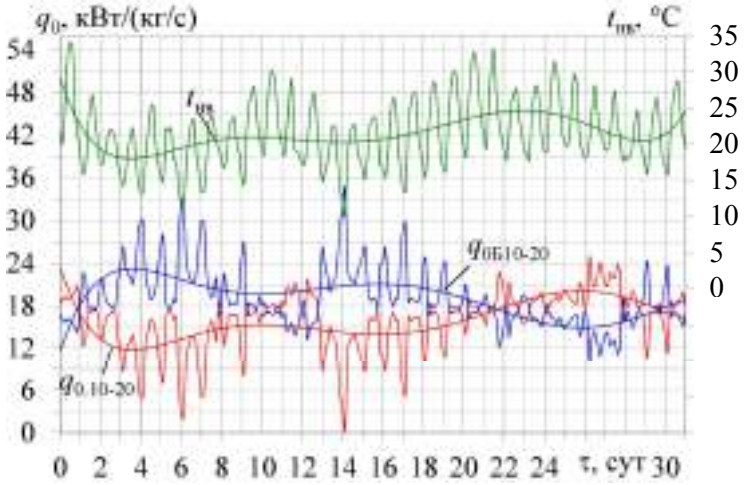


Рис. 6. Поточні значення температури зовнішнього повітря $t_{нв}$, питомого теплового навантаження $q_{0.10-20} = q_{0.10} - q_{0.20}$ глибокого охолодження повітря від температури $t_{в2}$ = 20 °С до $t_{в2}$ = 10 °С, теплового навантаження $q_{0.Б10-20} = 34 - q_{0.10-20}$ попереднього охолодження зовнішнього повітря від $t_{нв}$ до $t_{в2}$ = 20 °С, розрахованого за залишковим принципом

Як видно з рис. 6, теплове навантаження $q_{0.10-20} = q_{0.10} - q_{0.20}$ на доохолодження повітря від проміжної температури $t_{в2}$ = 20 °С до кінцевої $t_{в2}$ = 10 °С стає вельми нестабільним у порівнянні з більш низькою проміжною температурою $t_{в2}$ = 15 °С (рис. 2). Це викликано більш раннім (при $t_{в2}$ = 20 °С) падінням до нуля теплового навантаження $q_{0.20}$ попереднього охолодження зовнішнього повітря, обумовленим звуженням діапазону температур $\Delta t_{20} = t_{нв} - 20$ °С охолодження зовнішнього повітря при підвищеній проміжній температурі $t_{в2}$ = 20 °С (у порівнянні з $\Delta t_{15} = t_{нв} - 15$ °С при $t_{в2}$ = 15 °С), наслідком чого є перенесення коливань теплового навантаження, раніше демпфованого при охолодженні зовнішнього повітря до температури $t_{в2}$ = 15 °С, і відповідне збільшення теплового навантаження $q_{0.10-20} = q_{0.10} - q_{0.20}$ подальшого доохолодження у повітря від температури $t_{в2}$ = 20 °С до $t_{в2}$ = 10 °С.

Про те, що при підвищеній проміжної температурі $t_{в2}$ = 20 °С охолодження зовнішнього повітря встановлена (проектна) бустерна складова холодопродуктивності СКПП на попереднє охолодження зовнішнього повітря витрачається менш ефективно, і більш того, утворюється надлишок холодопродуктивності $q_{0.10-20} = q_{0.10} - q_{0.20}$ при доохолодженні повітря від температури $t_{в2}$ = 20 °С до $t_{в2}$ = 10 °С, можна судити по співвідношенню сумарних по накопиченню за місяць питомих величин наявної холодопродуктивності і її витрачання на покриття поточних теплових навантажень на рис. 7.

Порівняння питомих теплових навантажень глибокого охолодження повітря $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ і $q_{0.10-20} = q_{0.10} - q_{0.20}$ показує, що стабілізація теплового навантаження відбувається в результаті попереднього охолодження зовнішнього повітря до нижчої про-проміжної температури $t_{в2}$ = 15 °С у порівнянні з $t_{в2}$ = 20 °С. Отже, теплове навантаження $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ приймають в якості базового, що забезпечує ефективну роботу ХМ в режимі, близькому номінальному, і виходячи з нього розраховують теплове навантаження попереднього охолодження повітря $q_{0.Б10-15}$ до температури $t_{в2}$ = 15 °С за залишковим принципом як $q_{0.Б10-15} = q_{0.10рац} - q_{0.10-15}$.

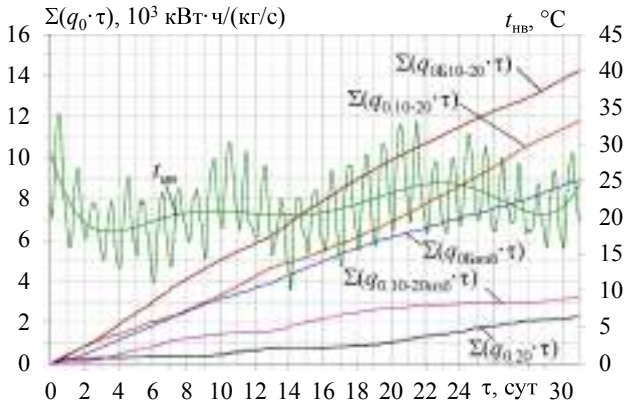


Рис. 8. Поточні значення температури зовнішнього повітря $t_{нв}$, сумарних по накопиченню за місяць питомих величин витрачання холодопродуктивності $\sum(q_{0.20} \cdot т)$ на охолодження зовнішнього повітря до $t_{в2}$ = 20 °С, потенційно можливого вироблення холоду бустерним ступенем попереднього охолодження зовнішнього повітря відповідно до його проектної величиною,$\sum(q_{0.Б10\text{-}20} \cdot т)$, а також потенційно можливого надлишку вироблення холоду бустерним ступенем $\sum(q_{0.Бизб} \cdot т)$ в порівнянні з його витрачанням $\sum(q_{0.20} \cdot т)$ на охолодження зовнішнього повітря до $t_{в2}$ = 20 °С, а також витрачання холодопродуктивності $\sum(q_{0.10\text{-}20} \cdot т)$ на доохолодження повітря від $t_{в2}$ = 20 °С до $t_{в2}$ = 10 °С і надлишку проектної холодопродуктивності $\sum(q_{0.10\text{-}20изб} \cdot т)$ в порівнянні з її витратою

Як видно, сумарне за місяць витрачання питомої холодопродуктивності $\sum(q_{0.20} \cdot т)$ на охолодження зовнішнього повітря до $t_{в2}$ = 20 °С складає $\sum(q_{0.20} \cdot т) \approx$ 2 кВт·год/(кг/с), або кДж/(кг/год), що набагато менше надлишку потенційно можливого вироблення холоду бустерним ступенем попереднього охолодження зовнішнього повітря (до $t_{в2}$ = 20 °С) $\sum(q_{0.Бизб} \cdot т) \approx$ 9 кВт·год/(кг/с) і становить менше 15 % потенційно можливого вироблення холоду бустерним ступенем $\sum(q_{0.Б10\text{-}20} \cdot т) \approx$14 кВт·год/(кг/с). Недостатнє демпфування падіння поточного теплового навантаження у процесі попереднього охолодження зовнішнього повітря до $t_{в2}$ = 20 °С (у порівнянні з $t_{в2}$ = 15 °С) призводить до утворення надлишку проектної холодопродуктивності $\sum(q_{0.10\text{-}20изб} \cdot т) \approx$ 3 кВт·год/(кг/с), або кДж/(кг/год), хоча і незначного у порівнянні з її витратою $\sum(q_{0.10\text{-}20} \cdot т) \approx$ 12 кВт·год/(кг/с) при подальшому доохолодженні повітря від температури $t_{в2}$ = 20 °С до $t_{в2}$ = 10 °С. Очевидно, що застосування холодильних компресорів з частотним регулюванням холодопродуктивності може виявитися ефективним в області теплових навантажень $q_{0.10\text{-}20}$ доохолодження повітря до $t_{в2}$ = 10 °С, тоді як демпфування бустерних теплових навантажень $q_{0.Б10\text{-}20}$ попереднього охолодження зовнішнього повітря до $t_{в2}$ = 20 °С їх застосування можливе тільки спільно з акумуляцією надлишкового холоду.

Таким чином, запропонований підхід до аналізу ефективності використання встановленої (проектної) холодопродуктивності СКПП може бути застосований як для вибору її раціонального розподілу в залежності від характеру зміни теплового навантаження, так і з метою визначення діапазонів теплових навантажень для ефективного застосування різних способів регулювання холодопродуктивності СКПП.

Висновок. Запропоновано підхід до аналізу ефективності реалізації встановленої (проектної) холодопродуктивності систем кондиціювання припливного повітря (СКПП) з урахуванням зміни теплових навантажень у відповідності з поточними кліматичними умовами. При цьому порівнюють потенційно можливе вироблення холоду (виходячи з наявної встановленої холодопродуктивності) за певний період, як приклад – за найбільш теплий липень місяць, з її витрачанням на попереднє охолодження зовнішнього повітря до певної проміжної (порогової) температури, і подальше глибоке охолодження повітря при відносно стабільному тепловому навантаженні.

Висунуто гіпотезу попередньої оцінки доцільності застосування холодильних компресорів з частотним регулюванням холодопродуктивності по співвідношенню сумарних за деякий проміжок часу витрачання холодопродуктивності на попереднє охолодження зовнішнього повітря до деякої проміжної (порогової) температури і потенційно можливого вироблення холоду при повній реалізації наявної встановленої холодопродуктивності СКПП.

Запропонований метод вибору раціональної встановленої (проектної) холодопродуктивності систем кондиціювання припливного повітря (СКПП) і її розподілу відповідно до характеру зміни теплового навантаження у відповідності з поточними кліматичними умовами доцільно застосовувати для визначення

областей ефективного застосування енергозберігаючих методів використання холодопродуктивності, зокрема, акумуляцією надлишку холодопродуктивності та її реалізацією при змінних теплових навантаженнях кондиціювання зовнішнього повітря і частотного чи іншого способу регулювання холодопродуктивності в діапазоні незначних відхилень теплового навантаження від номінального.

Список літератури

1. Marque, R.P. Thermodynamic analysis of trigeneration systems taking into account refrigeration, heating and electricity load demands [Text] / R.P. Marques, D. Hacon, A. Tessarollo, J.A.R. Parise. - *Energy and Buildings*. - 2010. - Vol. 42. - pp. 2323 - 2330.

2. Ortiga, J., Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network [Text] / Ortiga Jordi, Bruno Joan Carles, Coronas Alberto. - *Applied Thermal Engineering*. - 2013. - Vol. 50. - pp. 1536 - 1542.

3. Трушляков Е. И. Методологический подход к энергосберегающему хладоснабжению систем кондиционирования воздуха адаптацией к текущим климатиче-ским условиям / Е.И. Трушляков //*Авиационно-космическая техника и технология*. – 2018. – № 4(148). – С. 58–62.

4. Trushliakov E., Radchenko M., Kantor S. Methodological approach to improve the efficiency of air conditioning system performance in changeable climatic conditions // *Proceedings of the X Minsk International Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources"*, Minsk, Belarus, 10-13 September, 2018, pp. 444-450.

5. 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"*, Jiangsu, Nanjing, China, pp.1303-1307.978-1-7281-0120-0/18/$31.00 ©2018 IEEE

6. 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*", Jiangsu, Nanjing, China, pp. 1308-1312. 978-1-7281-0120-0/18/$31.00 ©2018 IEEE

7. Трушляков Е. И., Радченко Н. И., Ткаченко В. С. Подход к анализу эффективности регулирования холодопроизводительности систем кондиционирования приточного воздуха // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2018. – № 6(150). – С. 29–33.

8. Трушляков Е.И., Радченко Н.И., Зубарев А.А., Ткаченко В.С. Подход к определению составляющих тепловой нагрузки систем кондиционирования приточного воздуха // *Холодильна техніка та технологія.* – 2018. – № 5.

Trushliakov E.I., Radchenko A.M., Kantor S.A., Tkachenko V.S., Smolyanoy E.S.

ESTIMATION OF THE EFFICIENCY OF REALIZATION OF THE INSTALLED REFRIGERATION CAPACITY OF AIR CONDITIONING SYSTEM

Abstract. *An approach to analyzing the efficiency of using an installed (design) refrigeration capacity of refrigeration machine of ambient air conditioning system (AACS) with taking into account the current climatic conditions of operation. With this a potential refrigeration capacity generation (according to available installed refrigeration capacity) during a definite time, as an example – during the most hot July month, with their spending for ambient air precooling down to a definite intermediate (threshold) temperature and further deep cooling the air at relatively stable heat load. The hypothesis of previous evaluation of the expedient application of refrigeration compressors with controlling the refrigeration capacity by using a frequency converter according to relation between the refrigeration capacity spending for ambient air precooling down to a definite intermediate (threshold) temperature and a potential refrigeration capacity generation with full realization of available installed refrigeration capacity of AACS summarized during a definite time.*

A proposed method for choosing a rational installed (design) refrigeration capacity of AACS and their shearing according to the behavior of heat load changing due to current climatic conditions of operation is quite expedient for determining the ranges of efficient application of energy saving methods of spending the available refrigeration capacity as an example by accumulation of excessive (unused) refrigeration capacity at lowered current heat loads on AACS and its using for ambient air precooling or by using a frequency converter for electric motor of refrigeration compressor for controlling the refrigeration capacity within small fluctuation of heat loads of deep subcooling the air precooled.

Keywords: *conditioning, ambient air, heat load, refrigeration machine, climatic conditions.*

Трушляков Е.И., Радченко А.Н., Кантор С.А., Ткаченко В.С., Смоляной Е.С.

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕАЛИЗАЦИИ УСТАНОВЛЕННОЙ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Аннотация. *Предложен подход к анализу эффективности использования установленной (проектной) холодопроизводительности холодильных машин систем кондиционирования приточного воздуха (СКПВ) с учетом изменений тепловых нагрузок в соответствии с текущими климатическими условиями. При этом сравнивают потенциально возможная выработка холода (исходя из имеющейся установленной холодопроизводительности) за определенный период, как пример - по наиболее теплый июль месяц, с ее использованием на предварительное охлаждение наружного воздуха до промежуточной (пороговой) температуры, и дальнейшее глубокое охлаждение воздуха при относительно стабильной тепловой нагрузке. Выдвинута гипотеза предварительной оценки целесообразности применения регулирования холодопроизводительности по соотношению суммарных, за некоторый промежуток времени, использования холода на охлаждение наружного воздуха и потенциально возможной выработки холода при полной реализации имеющейся установленной холодопроизводительности СКПВ. Предложенный подход к выбору рациональной установленной холодопроизводительности СКПВ и ее распределения в соответствии с характером изменения тепловой нагрузки в соответствии с текущими климатическими условиями целесообразно использовать для определения областей эффективного применения энергосберегающих способов реализации холодопроизводительности, в частности, аккумуляцией и использованием избытка холодопроизводительности при переменных тепловых нагрузках, частотного или иного способа регулирования холодопроизводительности компрессоров при отклонениях тепловой нагрузки от номинальной.*

***Ключевые слова**: Кондиционирование, Наружный воздух, Тепловая нагрузка, Холодильная машина, Климат*

УДК 621.181.27

КОМПЛЕКСНА СИСТЕМА ОЧИЩЕННЯ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Корнієнко В.С. к.т.н., доцент без вченого звання кафедри теплотехніки[1], Кондя О.С., PhD аспірант кафедри ХТЕБХП[2]

[1] Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адм. Макарова;

[2] Херсонський національний технічний університет

[1] Україна, Херсон; [2] Україна, Херсон

[1] kornienkovika1987@gmail.com, [2] kondya.oleg@gmail.com

***Анотація.** Необхідність виконання всіх вимог міжнародних організацій в галузі охорони навколишнього середовища, необхідність зниження теплових втрат при спалюванні органічних палив, підвищення економічності та надійності всіх елементів суднової енергетичної установки зумовлюють необхідність розробки комплексних технологій. Використання комплексної системи забезпечує очищення газів до рівня, рекомендованого ІМО.*

***Ключові слова**: утилізаційний котел; водопаливні емульсії; двигун внутрішнього згоряння; скрубер.*

Необхідність виконання усіх вимог міжнародних організацій в області охорони навколишнього середовища, необхідність зменшення теплових втрат при спалюванні органічних палив, вартість яких зростає, підвищення економічності і надійності роботи усіх елементів суднової енергетичної установки зумовлюють необхідність розгляду всіх можливостей виконання вказаних задач у запропонованій комплексній технології. Ця технологія включає етапи: підготовка палива до спалювання, процес горіння, процеси тепломасообміну, зниження швидкості низькотемпературної сірчанокислотної корозії (НТК), очищення газів від токсичних інгредієнтів. Це вимагає відповідної організації фізико-хімічних процесів, які забезпечать можливість виконання цих задач.

Відомі способи очищення відхідних газів від токсичних сірчистих сполук [1]. На думку спеціалістів фірми MAN [2] вимоги IMO (III рівень з емісії SO_x, NO_x) можливо виконати за допомогою технологій: Water in Fuel emulsion, Scavenge Air Monistening, Exhaust Gas Recirculation, Selective Catalytic Reduction.

Гібридна система очищення вихлопних газів була створена в результаті сумісних розробок компаній Alfa Laval і Aalborg Industries [3] при участі виробника дизельних двигунів фірми MAN на основі використання сепараторів Alfa Laval і існуючих систем газоочищення Aalborg, які застосовуються в системах інертних газів танкерів, і була пристосована для очищення вихлопних газів двигунів. Ця установка є гібридною, бо в ній використовується як морська, так і прісна вода, змішана з каустичною содою. При роботі в режимі з морською водою можливе видалення 98 % сірчистих сполук, а в режимі з прісною водою- більше 99 % цих сполук. Крім того уловлюється до 80 % твердих часток.

В гібридній системі очищення Alfa Laval і Aalborg Industries першою стадією очищення вважається утилізаційний котел (УК), в якому вихлопні гази охолоджуються від 350 °С до 160…180 °С і має місце забруднення поверхонь УК, що може розглядатися як етап очищення від твердих часток. На другій стадії очищення за рахунок використання скрубера Вентурі при впорскуванні води продовжується зниження температури вихлопних газів і очищення від твердих часток за рахунок їх зволоження.

В системі очищення селективного каталітичного відновлення (СКВ або SCR) [4] здійснюється тільки очищення від NO_x за допомогою дорогих каталізаторів і введення в якості відновлювача розчину сечовини і аміаку. Систему SCR (поглинання тільки NO_x з відхідних газів) обов'язково треба супроводжувати скруберною технологією очищення від SO_x.

До радикальних і достатньо простих способів зниження сірчистих сполук належить очищення відхідних газів за допомогою скруберних технологій, де оксиди сірки, азоту, CO_2 та зважені частки з газового потоку поглинаються морською водою.

Оскільки тільки вищі оксиди азоту краще поглинаються водою з утворенням азотної і азотистої кислот, то абсорбцію оксидів азоту NO_x водою необхідно проводити при попередньому доокисненні NO до NO_2 і N_2O_3. Авторами [5] приймається рішення про швидке окиснення NO до NO_2 з використанням в якості окисника озону, який у випадку аварійного викиду (на думку авторів) швидко трансформується в молекулярний кисень и не представляє небезпеки для атмосфери, тобто в основу механізму хімічних процесів даного способу очищення покладено доокиснення оксиду азоту до діоксиду з наступною абсорбцією отриманих вищих оксидів водою.

У системі очищення [1] розглядається система очищення відхідних газів $CSNO_x$, що розроблена компанією «Ecospec Global Technology», яка на відміну від раніше розглянутих технологій дозволяє одночасно знижувати вміст трьох токсичних інгредієнтів - SO_x, CO_2 і NO_x. Використання схеми $CSNO_x$ для очищення вихлопних газів після ДВЗ марки 6S50MC, в якому спалювалось паливо з вмістом сірки S^r=3,64 % показало, що при вмісті токсичних речовин на виході з ДВЗ 846,05 ppm SO_2, 709,26 ppm NO_x і 3,99 % CO_2, на виході зі скрубера вміст тих же інгредієнтів склав 10,75 ppm SO_2, 243,11 ppm NO_x і 0,93 % CO_2. Емісія основних шкідливих речовин знизилась у такому співвідношенні: SO_2 – 98,7 %, NO_x – 65,7 %, CO_2 – 76,7 % [1]

В прототипній технології $CSNO_x$ насамперед розглядається тільки можливість збільшення абсорбційної здатності води як абсорбента і зовсім не розглядається можливості збільшення абсорбційної можливості димових газів як абсорбату. Зовсім не розглядаються питання надійності роботи газового тракту елементів енергетичної установки, можливості поглиблення утилізації теплоти вихлопних газів ДВЗ і димових газів після головного котла за рахунок зниження їх температури нижче температури точки роси (ТТР) пари сірчаної кислоти (130 °С) і водяної пари (нижче 48 °С) і уловлення твердих часток до скруберів. Послідовність технологічних процесів очищення потоку газів зовсім не торкається зміни умов у газовому тракті самого енергетичного обладнання (ДВЗ, котли), починаючи від зони горіння палива і до виходу газів з цих елементів енергетичної установки.

В основу технології поставлено задачі: 1) збільшення глибини очищення димових газів від токсичних речовин; 2) інтенсифікація абсорбції SO_2, CO_2, NO_x водою; 3) підвищення абсорбційної активності димових газів по відношенню до NO_x, SO_2, CO_2; 4) зменшення викидів твердих зольних і сажових часток в результаті горіння; 8) зниження інтенсивності НТК; 5) зменшення втрат теплоти з відхідними газами за рахунок встановлення конденсаційної поверхні на виході газів з УК.

Можливість вирішення поставлених задач у запропонованій технології забезпечується спалюванням водопаливних емульсій (ВПЕ) з конкретно рекомендованим значенням водовмісту (W^r=30 %), бо такий склад ВПЕ суттєво впливає не тільки на проходження теплових і фізико-хімічних процесів по всьому тракту паливоспалюючих агрегатів (починаючи із зони горіння і до зрізу димової труби), а й спрямовує їх у необхідному напрямку.

Для виконання поставлених задач в технології запропонованого способу для забезпечення вирішення задач з підвищення економічної ефективності, покращення екологічних показників і надійності, передбачається 5 етапів технологічного процесу:

1) спалювання ВПЕ відповідної якості з водовмістом біля W^r=30 % призводить до створення еквімолярного або близького до нього співвідношення NO_2 : NO в димових газах на виході із зони горіння (що підтверджено патентом [6] і забезпечує зниження НТК), а також зниження емісії NO_x, SO_2, CO_2;

2) встановлення конденсаційних низькотемпературних поверхонь нагріву (НТПН), на поверхні яких створені умови пасивації металу і різкого зниження інтенсивності НТК, а також умови зі сторони газів і в конденсаті для інтенсифікації абсорбції NO_x, SO_2, CO_2;

3) продовження інтенсифікації абсорбції на конденсаційних поверхнях газоходів до скруберної частини (при забезпеченні умов надійної роботи їх металу) або підтримання температури металу цих газоходів вище ТТР H_2SO_4 без абсорбції NO_x, SO_2, CO_2, але при забезпеченні надійності роботи (при низькому рівні НТК);

4) застосування скруберних технологій із застосуванням процесів активізації абсорбції NO_x, SO_2, CO_2 (різні варіанти);

5) захист металу газоходів після скруберної частини.

На всіх вище вказаних етапах створюються умови не тільки для проходження процесів, що забезпечують виконання задач етапу, а і забезпечуються необхідні умови для відповідного проходження фізико-хімічних процесів на наступному етапі.

Як показали проведені наукові дослідження, що пов'язані з розвитком теплових і фізико-хімічних процесів в елементах суднової енергетичної установки, першорядним і вирішальним фактором для вирішення поставлених задач у розробці комплексної системи зниження екологічних показників, корозії і теплових втрат, підвищення економічної ефективності є організація процесу спалювання у двигуні ВПЕ (на основі сірчистих палив) з водовмістом біля 30 %. При приготуванні 1 кг ВПЕ змішувались вода і паливо у співвідношенні 300 г води $G_в$ і 700 г палива $G_п$, що означає водовміст ВПЕ W^r=30 % (30 % води в 1 кг ВПЕ або водопаливне відношення $G_в/G_п$ = 300/700 = 42,86 %).

Для виконання задачі активізації абсорбційних властивостей димових газів необхідно забезпечити еквімолярне (або близьке до нього) співвідношення NO_2 : NO в газах. Як показали наші наукові дослідження, таке співвідношення (або близьке до нього) природно створюється в кінці зони горіння ВПЕ з водовмістом біля W^r=30 % внаслідок впливу інтенсивної турбулентності, що створюється при мікровибухах крапель ВПЕ в зоні активного горіння. При цих умовах проходить пасивація поверхні металу з температурою нижче ТТР H_2SO_4 і тому з'являється можливість суттєвого зниження НТК конденсаційної поверхні, що підтверджується отриманим патентом [6]. Це дає можливість встановити на виході з УК після ДВЗ НТПН з температурою поверхні нижче ТТР пари сірчаної кислоти (температура стінки $t_{ст}$ може підтримуватись в діапазоні 130…70 °С). Внаслідок цього вся поверхня, наприклад, економайзера є конденсаційною, вкритою шаром мокрих (від конденсату кислоти) забруднень. Причому концентрація сірчаної кислоти в цьому діапазоні $t_{ст}$ також природно (внаслідок відповідного проходження фізико-хімічних процесів) встановлюється на рівні 57 %, при якому спостерігається максимум абсорбції SO_2.

На інтенсивність абсорбційних процесів в конденсаті на НТПН в котлах і газоходах впливає наявність забруднень на цих поверхнях. В зволоженому кислотою шарі забруднень буде проходити додатково процес адсорбції пари і вологи осідаючими на конденсаційній НТПН коксовими і сажовими частками. Тому важливо, як розвиваються процеси забруднень поверхонь нагріву і газоходів при спалюванні ВПЕ. В шарі зволожених кислотою забруднень відбувається активізація процесу абсорбції NO_x і особливо SO_2 розчином сірчаної кислоти, що мається в забрудненнях. Крім того має місце адсорбція цих газів зольними і особливо сажовими пористими частками.

Забезпечення процесу абсорбції оксидів NO_x, SO_2 і CO_2 конденсатом сірчаної кислоти на конденсаційних поверхнях котлів розглядається як другий етап очищення відхідних газів від токсичних інгредієнтів. Після конденсаційної поверхні, що встановлена на виході з УК, димові гази потрапляють в газохід. Після конденсаційної поверхні концентрація пари кислоти в газах стане нижче і відповідно знизиться її ТТР H_2SO_4, що полегшує захист металу газоходу після конденсаційної НТПН.

Важливим для здійснення наступних етапів очищення димових газів, оцінки їх корозійного впливу на метал газоходів пари H_2SO_4 і H_2O є те, що в ході фізико-хімічних процесів в шарі конденсату і забруднень, що маються на конденсаційних поверхнях, знижується не тільки концентрація NO_x і, що важливо, збільшується вміст в них NO_2, що забезпечує еквімолярне співвідношення NO : NO_2 в потоці газів після конденсаційної теплообмінної поверхні котла. Значить з'являється можливість при наявності конденсату H_2SO_4 на внутрішній металевій поверхні газоходу забезпечити пасивацію поверхні металу газоходу при подальшому процесі очищення димових газів від NO_x, SO_2 по тому ж механізму, що і в попередній конденсаційній поверхні нагріву на виході з котла. Таким чином, вказані процеси забезпечують третій етап очищення димових газів.

Щоб забезпечити кінцеве очищення димових газів від NO_x і SO_2 до рівня, що запланований нормативними документами ІМО на 2016 рік, необхідне використання скруберних технологій. З метою очищення відхідних газів за допомогою скруберних технологій після виходу газів із УК після ГД встановлюється на газоході скруберна установка - мокрий скрубер послідовного очищення газів ГД від SO_2, NO_x та CO_2 при спалюванні високосірчистих палив (четвертий етап).

У випадку спалювання ВПЕ на основі високосірчистого мазуту, коли створюється найбільша кількість SO_2, NO_x, рекомендується встановлення скрубера з насадкою, яку можливо і необхідно виконати із некорозійного матеріалу (кераміка, кислотостійка пластмаса). Насадка зрошується тим же розчином католіту, що активована в кавітаторі для інтенсифікації процесу абсорбції. Температура цього католіту повинна бути на рівні температури забортної води – обов'язково нижче ТТР водяної пари, що знаходиться в димових газах (при спалюванні ВПЕ з $W^г$=30 % її значення знаходиться на рівні 48…50 °С в залежності від водовмісту емульсії). В цьому випадку буде забезпечена конденсація водяної пари газів, що буде супроводжуватися виділенням великої кількості теплоти. Внаслідок цього вода на виході із насадки після перемішування з потоком газів підігріється до 80…90 °С (рівень температури забезпечується регулюванням витрати католіту на зрошення насадки при забезпеченні необхідного рівня абсорбції NO_x, CO, SO_2, CO_2).

Внаслідок суттєвого зниження температури (нижче 50 °С) вихлопних газів в скруберах після ДВЗ (ГТД) і котла, в яких є пара води з кислотними властивостями, що відповідає кількості водяної пари, можливо при цих умовах їх конденсація на внутрішній поверхні газоходів після скруберів. Так як температура газів близька до ТТР водяної пари, то внаслідок конденсації цієї пари (хоча їх кількість суттєво знизиться після конденсації в скрубері) погіршаться умови роботи металу вихідної частини газоходів і димових труб. Тому необхідно застосувати підсушку вологих вихлопних газів (п'ятий етап). Підсушка вологих газів після скрубера проводиться за рахунок установки підсушника (повітропідігрівача). У трубках цих плівкових теплообмінників рухається плівка розчину, а впоперек трубок зовні – повітря.

Проведені експериментальні дослідження показали, що 1 $м^2$ конденсаційної поверхні абсорбує 3,4 $мг/м^3$ NO_x та 0,89 $мг/м^3$ SO_2, що дає можливість в залежності від величини конденсаційної поверхні знизити концентрацію NO_x в 1,55 рази та SO_2 - в 1,5 рази. При цьому важливо, що додатково має місце процес осадження токсичних твердих зольних і сажових часток: з 150…170 $мг/м^3$ (на виході з топки при спалюванні ВПЕ з $W^г$=30 %) до 50…60 $мг/м^3$ після конденсаційної поверхні.

Висновки. При спалюванні ВПЕ з водовмістом 30 % знижується інтенсивність НТК, що дозволяє встановити конденсаційні поверхні нагріву в УК. Установка конденсаційної поверхні нагріву знижує вміст в газах NO_x на 55 %, SO_2 - на 50 %, а вміст твердих часток - в 3 рази. Використання комплексної системи забезпечує очищення газів до рівня, рекомендованого ІМО на 2016 рік.

REFERENCES

[1] Ecospec CSNOxTM Broshure (2013). Режим доступу: http://www.ecospec.com/upload/brochurepdf/67_uaez4cere8bt2axql5896mgz76wsbasv.pdf (Дата звернення: 04.09.2018).

[2] Skeltved, O. (2010). CIMAC NMA. Режим доступу: http://sintef.net/upload/MARINTEK/CIMAC2010/MAN%20Ole%20Skeltved.pdf (Дата звернення: 04.09.2018).

[3] PureSOx Exhaust gas cleaning (2013). Режим доступу: http://www.alfalaval.com/industries/marine/oiltreatment/Documents/PureSOx%20product%20brochure.pdf (Дата звернення: 04.03.2018).

[4] Горбов, В.М. (2010). Энциклопедия судовой энергетики: учебник. Николаев, 624 с.

[5] Ежов, В.С., Кормилицын, В.И. (2008). Механизм процессов поглощения оксидов азота при синхронной очистке и утилизации газообразных выбросов. Энергосбережение и водоподготовка, 6, С. 65-69.

[6] Горячкін, В.Ю., Горячкін, А.В., Акімов, О.В. та ін. (2012). Спосіб захисту металу низькотем-пературних поверхонь нагріву котла від сірчанокислотної корозії. Патент UA №99408, МПК C23F 11/10, F22B 37/00, F23J 15/00. Опубліковано 10.08.2012.

Kornienko V.S., Kondia O.S.

Complex system for cleaning the exhaust gases of internal combustion engines

The necessity to fulfill all requirements of international organizations in the field of environmental protection, need to reduce heat loss in combustion of organic fuels, increasing economy and reliability of all elements of ship's power plant make it necessary to develop complex technology. The using of complex system provides efficient exhaust gas cleaning at the level recommended by IMO.

Keywords: *exhaust gas boiler; water-fuel emulsions; internal combustion engine; scrubber.*

Корниенко В.С., Кондя О.С.
Комплексная система очистки отработавших газов двигателей внутреннего сгорания
Необходимость выполнения всех требований международных организаций в области охраны окружающей среды, необходимость снижения тепловых потерь при сжигании органических топлив, повышение экономичности и надежности всех элементов судовой энергетической установки обусловливают необходимость разработки сложных технологий. Использование комплексной системы обеспечивает очистку газов до уровня, рекомендованного ИМО.
Ключевые слова: *утилизационный котел; водотопливные эмульсии; двигатель внутреннего сгорания; скруббер.*

УДК 621.57

АНАЛИЗ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩЕЙ СИСТЕМЫ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ЦИКЛОВОГО ВОЗДУХА ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ АВТОНОМННОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Грич А.В., к.т.н., доцент кафедры кондиционирования и рефрижерации,
НУК им. адм. Макарова,
Украина, г. Николаев.
ORCID: 0000-0002-2142-3665

Аннотация. *Выполнен анализ эффективности охлаждения приточного воздуха машинного отделения когенерационных газовых двигателей тригенерационной установки автономного энергообеспечения. Рассмотрены одно -и двухступенчатое охлаждения воздуха с использованием хладоносителя от абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины и хладоносителя с более низкой температурой, полученного в комбинированной двухступенчатой теплоиспользующей холодильной машине. По результатам анализа предложены способы тепловлажностной обработки приточного воздуха машинного отделения, обеспечивающие его глубокое охлаждение.*

Ключевые слова: *охлаждение, тригенерационная установка, машинное отделение, газовый двигатель, воздухоохладитель*

Машинные отделения установок автономного энергоснабжения на базе газовых двигателей отличаются интенсивными тепловыделениями – от электрогенераторов, навешенных на теплообменников отвода теплоты на нагрев воды, от корпуса самого двигателя, щитов управления и т.д., а также теплопритоками в МО извне, что приводит к повышению температуры воздуха в МО, откуда он поступает на вход турбокомпрессоров наддува ГД, и, как следствие, к снижению топливной эффективности ГД. Поэтому приточный воздух МО необходимо охлаждать. В стандартных системах кондиционирования МО установок автономного энергоснабжения тригенерационного типа предусмотрено охлаждение всего приточного воздуха в центральных кондиционерах (ЦК) с холодоснабжением от абсорбционных холодильных машин, утилизирующих сбросную теплоту ГД. Однако при повышенных температурах наружного воздуха стандартные системы охлаждения в ЦК не в состоянии обеспечить требуемую температуру воздуха на входе ГД из-за значительных теплопритоков и больших объемов приточного воздуха. Кроме того, глубина охлаждения приточного воздуха ограничена температурой хладоносителя (холодной воды от АБХМ) 7°С.

Для более глубокого охлаждения приточного воздуха авторами разработана двухступенчатая система охлаждения приточного воздуха с парокомпрессорной холодильной машины (ПКХМ), служащей для холодоснабжения технологических производств. Использование ПКХМ для кондиционирования МО весьма ограничено, особенно при дефицита холода на технологические нужды.

С целью сведения к минимуму потребления дефицитного холода от ПКХМ разработана система двухступенчатого охлаждения воздуха в воздухоохладителе (ВО) на входе ГД с хладоснабжением второй ступени $ВО_2$ от каскадной абсорбционно-парокомпрессорной холодильной машины (КАПКХМ). При этом конденсатор ПКХМ охлаждается хладоносителем от АБХМ. Система позволяет повысить холодопроизводительность компрессора и холодильный коэффициент ПКХМ (с $\eta_к$=3,1 до $\eta_к$=7 согласно

характеристикам компрессора BITZER 4NES-12Y-40P на рис. 1) за счет снижения температуры конденсации $t_к$ от 45°С до 20°С.

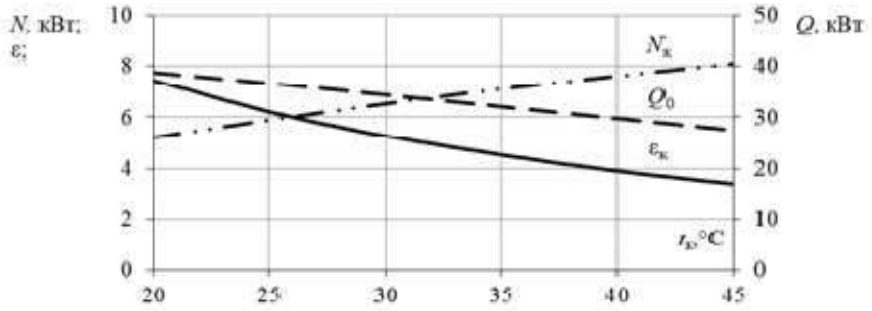


Рис. 1. Зависимость холодильного коэффициента $ε_к$, потребляемой электрической мощности $N_к$ компрессора BITZER 4NES-12Y-40P, холодопроизводительности ПКХМ Q_0 от температуры конденсации $t_к$

Таким образом можно сократить затраты электроэнергии на привод компрессора ПКХМ на 40…50%.

На рис. 2 показана схема каскадной системы охлаждения хладоносителя низкотемпературной секции ВО. При этом в качестве конденсатора ПКХМ используется дополнительный теплообменник с охлаждением за счет хладоносителя от АБХМ с температурой 7 °С.

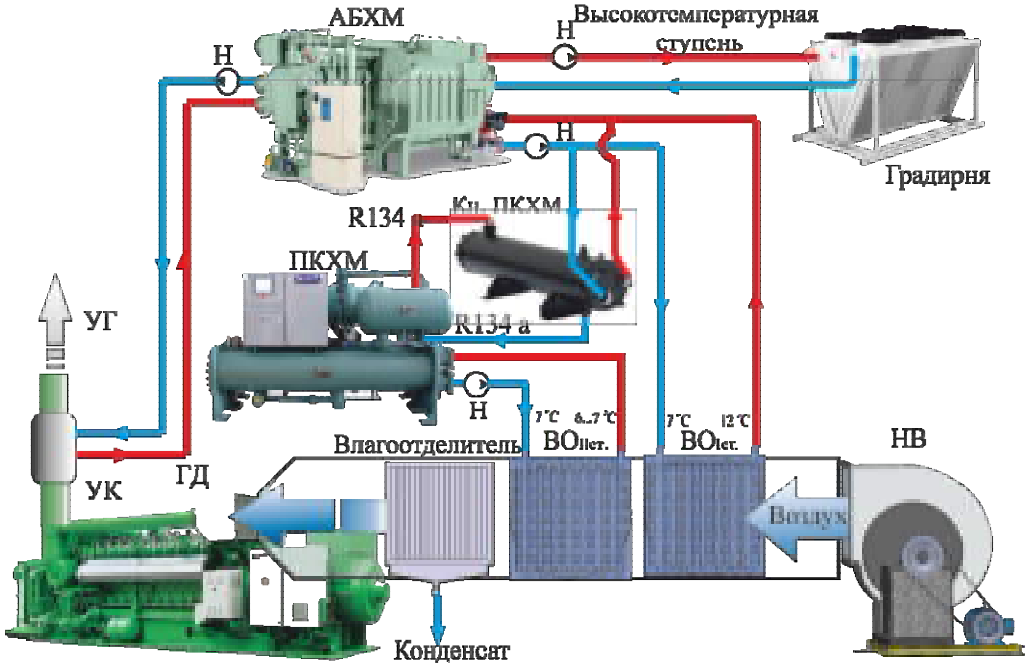


Рис. 2. Схема каскадной системы зонального кондиционирования с двухступенчатым охлаждением приточного воздуха в КАПКХМ и его подачей непосредственно на вход ГД

На рис. 3 представлены результаты расчета характеристик системы двухступенчатого охлаждения воздуха на входе ГД с КАПКХМ. Как видно из графиков, снижение температуры воздуха составляет $\Delta t_{ВО} = t_{нв} - t_{вых.ВО.2}$ = 14…26 °С, что значительно больше чем в базовом варианте $\Delta t_{ВО(60)} = t_{нв} - t_{ВО.2}$ = 5…13 °С. Отсюда можно сделать вывод, что применение зональной системы кондиционирования с двухступенчатым охлаждением воздуха на входе ГД позволяет увеличить глубину охлаждения $\Delta t_{ВО}$ в полтора раза по сравнению с базовым вариантом системы кондиционирования.

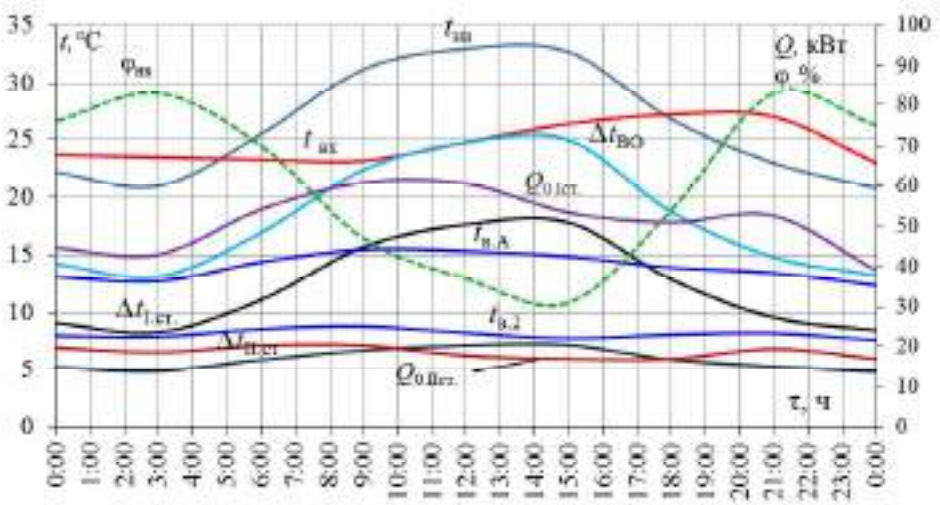


Рис. 3. Температуры наружного воздуха $t_{нв}$, на входе ТК ГД $t_{вх}$ при заборе воздуха из МО, на выходе из первой ступени $ВО_1$ $t_{ВО2\cdot Iст}$, снижение температуры воздуха в $ВО_1$ $\Delta t_{ВО.1} = t_{нв} – t_{ВО2.Iст}$, на выходе из второй ступени $ВО_2$ $t_{ВО2.IIст}$, снижение температуры воздуха в ступени $ВО_2$ $\Delta t_{ВО.2}= t_{ВО2.Iст}– t_{ВО2.IIст}$, полная глубина охлаждения приточного воздуха в двухступенчатом ВО $\Delta t_{ВО} = t_{нв} – t_{вых.ВО.2}$ в течении суток при расходе воздуха 35000 м^3/ч, холодопроизводительности первой ступени $ВО_1$ $Q_{0.Iст}$ и второй ступени $ВО_2$ $Q_{0.IIст}$

На рис.4 представлены текущие значения холодопроизводительности (тепловой нагрузки на ВО) и сокращение удельного расхода топлива в течение суток.

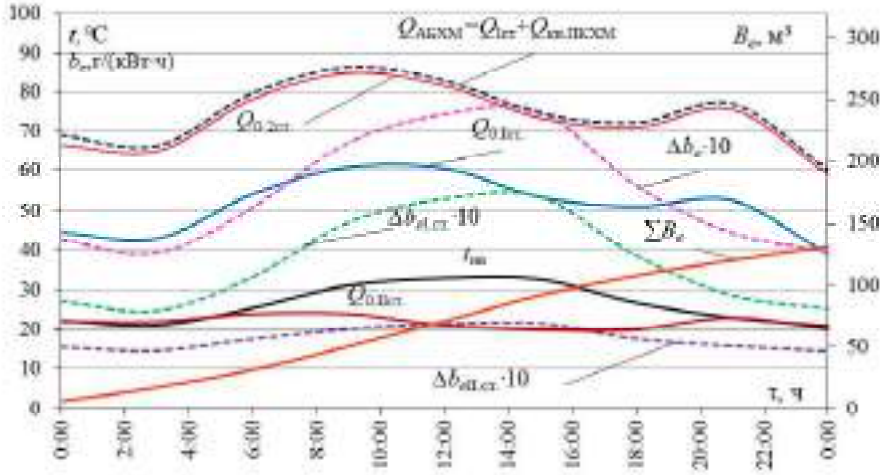


Рис. 4. Изменение холодопроизводительности первой ступени $ВО_1$ $Q_{0.Iст}$, второй ступени $ВО_2$ $Q_{0.IIст}$, суммарной холодопроизводительности ВО $Q_{0.ВО}$, полной тепловой нагрузки с учетом охлаждения конденсатора ПКХМ $Q_{каскад.}=Q_{0.2ст}+Q_{кн}$: Δb_e – сокращение удельного расхода топлива, г/(кВт·ч), $\sum\Delta Be$ – суточная экономия природного газа, м^3

Величина $Q_{каскад.}=Q_{Iст} + Q_{IIст} + Q_{кн}$ характеризует полную тепловую нагрузку на АБХМ с учетом затрат холода на охлаждения конденсатора ПКХМ. Как видно, максимальная тепловая нагрузка составляет около 112 кВт, что на 68% меньше, чем в базовом варианте ($Q_{0(60)}$≈350 кВт), а нагрузка на ВО уменьшилась на 76%, что весьма существенно в условиях дефицита холода на технологические нужды.

Выводы

Разработан способ двухступенчатого охлаждения приточного воздуха МО ГД трансформацией сбросной теплоты ГД в каскадной абсорбционно-парокомпрессорной холодильной машине (КАПКХМ) с хладоснабжением высокотемпературной ступени $ВО_{ВТ}$ от АБХМ и низкотемпературной ступени $ВО_{НТ}$ от КАПКХМ, который

обеспечивает сокращение затрат топлива на 10…15 % за счет глубокого (до 7…10 °С) охлаждения воздуха на входе ГД по сравнению с его охлаждением в АБХМ до 15 °С

Использованная литература

1. 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.

2. 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.

3. 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

4. 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.

5. 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.

УДК 621.433:621.57

ПРЕИМУЩЕСТВА ОХЛАЖДЕНИЯ ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА МАШИННОГО ОТДЕЛЕНИЯ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ДВУХСТУПЕНЧАТЫМ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕМ

Грич А.В., к.т.н., доцент кафедры кондиционирования и рефрижерации,
НУК им. адм. Макарова,
Украина, г. Николаев.
ORCID: 0000-0002-2142-3665

Аннотация: *Проанализировано охлаждение приточного воздуха машинного отделения автономной электростанции традиционное – с подачей в воздухоохладители хладоносителя (воды) от абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины, а также глубокое охлаждение воздуха с использованием хладоносителя с более низкой температурой, полученного в комбинированной двухступенчатой холодильной машине. Определены параметры охлаждаемого воздуха в воздухоохладителях при разных способах тепловлажностной обработки.*

Ключевые слова: *охлаждение, тепловлажностные параметры воздуха, воздухоохладитель.*

Результаты исследования

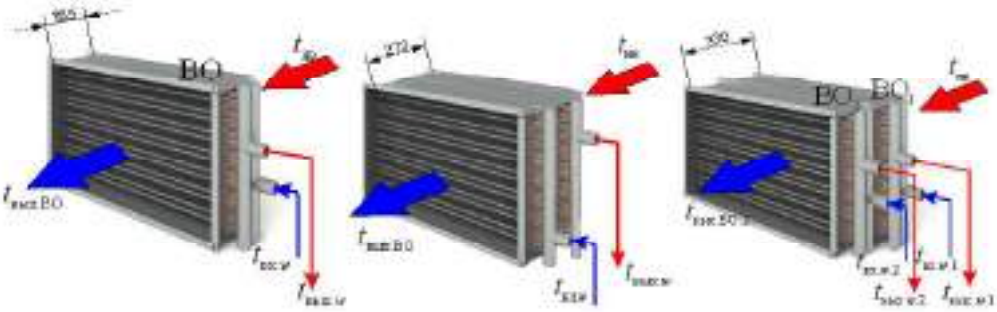
Анализ эффективности охлаждения приточного воздуха МО произведен на примере автономной теплоэлектростанции завода ООО "Сандора"–"Pepsico Ukraine" (пос. Южный, Николаевская обл.). Установка включает два когенерационных ГД JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (электрическая мощность одного ГД 1400 кВт, тепловая мощность 1500 кВт), АБХМ типа AR-D500L2 Century (холодильной мощностью 2000 кВт) и два центральных кондиционера CIC Jan HREBEC (Чехия) H.63 (холодопроизводительностью по 350 кВт и объемным расходом воздуха по 60000 м^3/ч каждый).

Ранее было показано, что уменьшение расхода воздуха через ВО установленных кондиционеров до $G_в$ = 35000 м^3/ч обеспечивает большее снижение температуры приточного воздуха: $\Delta t_{ВО)} = t_{нв} - t_{вых.ВО)}$ = 15…17 °С (против $\Delta t_{ВО}$ = 10…12 °С при $G_в$ = 60000 м^3/ч) с понижением температуры воздуха на выходе из ВО до $t_{вых.ВО}$ = 15…18 °С (против $t_{вых.ВО}$ = 25…27 °С) при максимальной $t_{нв}$ = 35 °С [3].

Температура воздуха на выходе ВО ограничивается температурой воды, подаваемой от АБХМ: $t_{вх.вод}$ = 7 °С. Для более глубокого охлаждения температура охлаждающей воды должна быть ниже: $t_{вх.вод}$ = 3…4 °С,

получить которую можно, дополнительно охлаждая воду после АБХМ, например, с помощью эжекторной холодильной машины (ЭХМ) на хладонах.

Чтобы понизить температуру воздуха $t_{вых.ВО}$ на выходе ВО, можно использование двухступенчатые системы охлаждения воздуха с подачей в первую (высокотемпературную) ступень $ВО_1$ охлаждающей воды с температурой $t_{вх.вод}$= 7 °С (от АБХМ), а во вторую (низкотемпературную) ступень $ВО_2$ – воды с температурой $t_{вх.вод}$= 4 °С, дополнительно охлажденной в ЭХМ (рис. 1***в***)



а ***б*** ***в***

Рис. 1 Принципиальная схема трехрядного (***а***), восьмирядного (***б***) и двухступенчатого (***в***) воздухоохладителей

В базовом варианте в качестве $ВО_1$ используется трехрядный ВО производства фирмы Güntner, которым оборудован центральный кондиционер. Приточный воздух охлаждается в $ВО_1$ ($t_{вх.вод1}$ = 7 °С) от $t_{нв}$ до $t_{вых.ВО.1}$ (рис. 2). При этом глубина охлаждения воздуха в $ВО_1$ в самое жаркое время суток $\Delta t_{ВО.1}$ =18 °С.

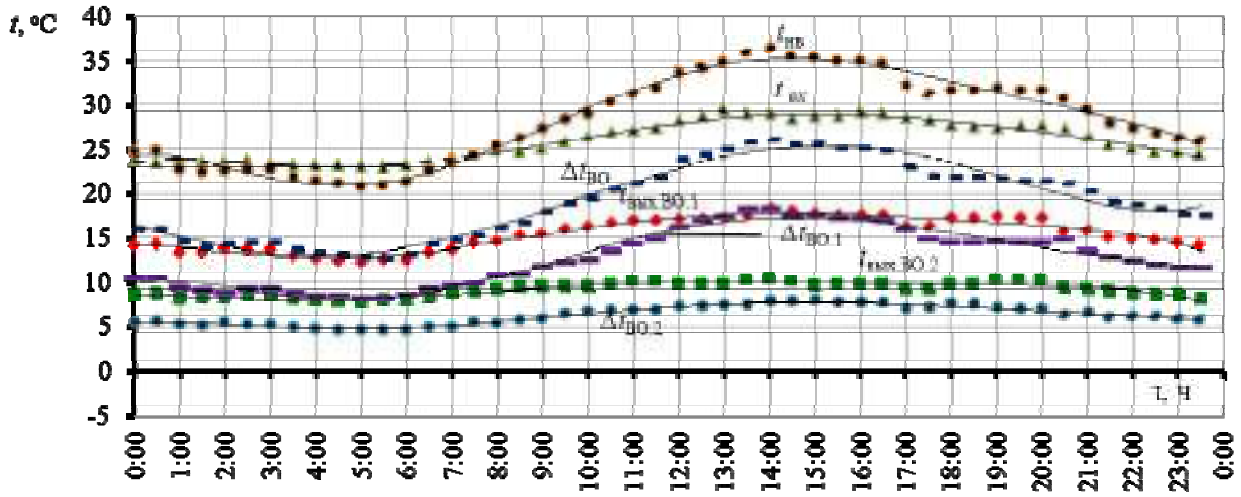


Рис. 2 Изменение температуры наружного воздуха $t_{нв}$, на входе ТК ГД $t_{вх}$, на выходе из первой ступени ВО $t_{вых.ВО.1}$, снижение температур воздуха в первой ступени ВО $\Delta t_{ВО.1} = t_{нв} - t_{вых.ВО.1}$, на выходе со второй ступени ВО $t_{вых.ВО.2}$, снижение температур воздуха во второй ступени ВО $\Delta t_{ВО.2} = t_{вых.ВО.1} - t_{вых.ВО.2}$, полная глубина охлаждения приточного воздуха $\Delta t_{ВО} = t_{нв} - t_{вых.ВО.2}$, в течение суток при расходе воздуха 35000 м^3/ч

Температура воды, доохлажденной в ЭХМ, на входе $ВО_2$: $t_{вх.вод.2}$ = 4 °С. Расходы воды через обе ступени ВО одинаковые: 50 м^3/ч. Температура воздуха на входе в $ВО_2$ $t_{вх.ВО.2} = t_{вых.ВО.1}$. Из рис. 3 видно, что Text во второй ступени ВО $\Delta t_{ВО.2}$ = 8 °С меньше по сравнению с первой $\Delta t_{ВО.1}$ = 18 °С. При этом тепловая нагрузка $Q_{Iст}$ на первую ступень $ВО_1$ значительно превышает ее величину $Q_{IIст}$ на $ВО_2$ (рис. 4). Коэффициент влаговыпадения (ξ – отношение полного количества теплоты, отведенной от воздуха, к ее явной составляющей, определяемой разностью температур воздуха) $\xi_{IIст}$ во второй ступени $ВО_2$ больше ее величины $\xi_{Iст}$ в $ВО_1$

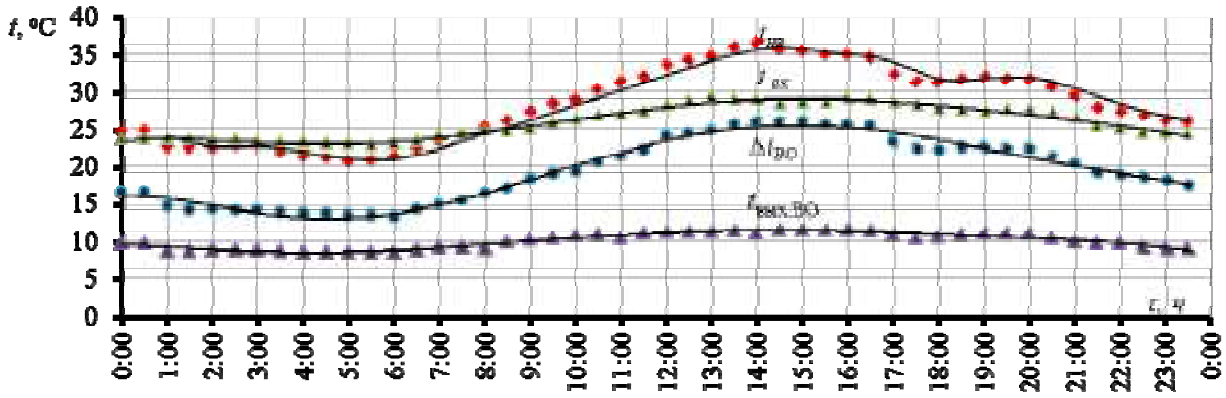


Рис. 3 Изменение температуры наружного воздуха $t_{НВ}$, на входе ГД $t_{вх}$, на выходе из ВО $t_{вых.ВО}$, снижение температуры воздуха в ВО $\Delta t_{ВО} = t_{НВ} – t_{вых.ВО}$, в течение суток при расходе воздуха 35000 м^3/ч и температуре охлаждающей воды $t_{вх.вод.}$ = 4 °С

Полная глубина двухступенчатого охлаждения приточного воздуха самое жаркое время суток (12^{00}-14^{00}) составляет $\Delta t_{ВО} = t_{нв} – t_{вых.ВО.2}$ = 23...25 °С, что намного больше, чем при одноступенчатом: $\Delta t_{ВО} = t_{нв} – t_{вых.ВО.1}$= 15...18 °С. При этом температура воздуха на выходе из двухступенчатого ВО примерно 10 °С против 28 °С для базового варианта.

Таким образом, использование в $ВО_2$ воды с температурой $t_{вх.вод.2}$ = 4 °С, охлажденной в ЭХМ, позволяет существенно увеличить глубину охлаждения приточного воздуха в ВО. Но для этого надо увеличить число рядов труб по глубине ВО до 8 по сравнению с 3-рядным базовым ВО, которым оборудован кондиционер.

Можно сделать вывод, что восьмирядный ВО имея практически одинаковые показатели глубины охлаждения $\Delta t_{ВО}$ и холодопроизводительности $Q_{8ряд} \approx Q_{2ст}$, имеет меньшие габариты по глубине по сравнению с двухступенчатым ВО (сравнить рис. 1,***б*** и ***в***) и более простую и дешевую схему.

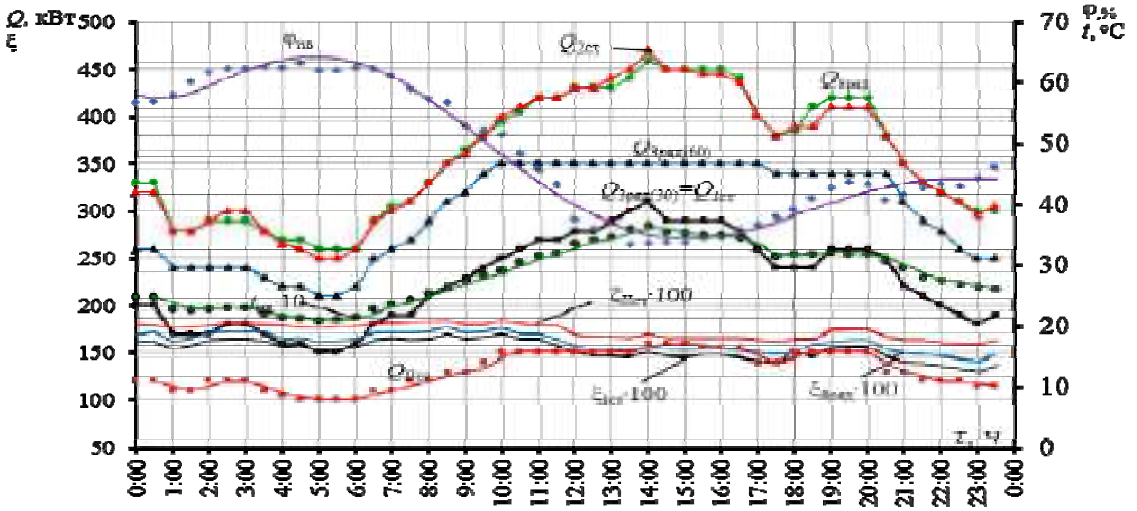


Рис. 4 Изменение холодопроизводительности трехрядного ВО $Q_{3ряд(60)}$ при расходе воздуха воздуха 60000 м^3/ч и температуре охлаждающей воды $t_{вх.вод}$ = 7 °С, $Q_{3ряд(35)}$ при расходе воздуха 35000 м^3/ч, первой ступени ВО $Q_{Iст}$, второй ступени ступени ВО $Q_{IIст}$, общей холодопроизводительности двухступенчатого ВО $Q_{2ст}$, $Q_{8ряд}$ восьмирядного ВО при температуре охлаждающей воды $t_{вх.вод}$ = 4 °С, коэффициент влаговыпадения первой ступени $\xi_{Iст}$·100, второй ступени $\xi_{IIст}$·100, 8-ми рядного ВО $\xi_{8ряд}$, $\varphi_{НВ}$ – относительная влажность наружного воздуха

Применение восьмирядного ВО с температурой охлаждающей воды $t_{вх.вод.}$ = 4 °С позволяет получить глубину охлаждения приточного воздуха в самое жаркое время суток $\Delta t_{ВО}$ = 24…27 °С, что практически равно глубине охлаждения двухступенчатого ВО (рис. 2). Существенно повысить глубину охлаждения $\Delta t_{ВО}$ восьмирядного ВО по сравнению с двухступенчатым ВО не возможно, так как оба ВО ограничены температурой охлаждающей воды $t_{вх.вод.}$ = 4 °С и расходом 50 м^3/ч. Холодопроизводительности двухступенчатого ВО, $Q_{2ст}$= $Q_{Iст}$+ $Q_{IIст}$, и восьмирядного ВО $Q_{8ряд}$ практически одинаковые (рис. 4).

Выводы

Проанализирована эффективность и определены параметры воздухоохладителей глубокого охлаждения приточного воздуха МО автономной теплоэлектростанции. Показано, что двухступенчатое охлаждение приточного воздуха холодной водой сначала от АБХМ, а затем от ЭХМ с температурой соответственно 7 и 4 °С обеспечивает в 1,4…1,5 раза большее снижение температуры воздуха по сравнению с традиционным охлаждением водой от АБХМ.

Литература

1. **Elsenbruch, T.** Jenbacher gas engines a variety of efficient applications [Text] / T. Elsenbruch. – Bucureşti, October 28, 2010. – 73 p.

2. **Radchenko, A**. Improving transformation of waste heat of cogeneration gas engine module by absorption lithium-bromide chiller [Text] / A. Radchenko, S. Ryzkov, N. Radchenko // Proceedings of the 15 International Symposium on Heat Transfer and Renewable Sources of Energy: HTRSE–2014. – Szczecin, Poland. – 2014. – P.348–341.

3. Радченко, А.М. Охолодження приточного повітря машинного відділення газових двигунів тригенераційної установки [Текст] / А.М. Радченко, А.В. Грич // Холодильна техніка та технологія. – 2014. – № 6(152). – 2014. – С. 20–25.

УДК 621.57

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТРАНСФОРМАЦИИ ТЕПЛОТЫ ГОЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ В ХОЛОД ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СТУПЕНЧАТОЙ ТРАНСФОРМАЦИИ В ЭХМ И АБХМ

Остапенко А.В., канд.тех.наук., Грич А.В. канд.тех.наук
Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова
Украина, Николаев
0000-0001-7343-6743, 0000-0002-2142-3665

Аннотация. *Выполнен анализ существующей системы трансформации сбросной теплоты ГД в холод. Установлены значительные потери тепла. Предложена ступенчатая абсорбционно-эжекторная система, использоваоние которой дает сокращение потерь теплоты и прирост холодопроизводительности системы до 18% при тепловом коэфициенте ЭХМ равным* 0,4

Ключевые слова*: тригенерация, абсорбционная холодильная машина, эжекторная холодильная машина, утилизация теплоты.*

Введение

В русле общемировой тенденции децентрализации энергоснабжения все большее распространение получают установки автономного электро-, тепло- и холодоснабжения, в которых сбросная теплота приводных двигателей электрогенераторов трансформируется в холод теплоиспользующими холодильными машинами, а холод используется на технологические нужды и кондиционирования воздуха различных объектов. Особенно перспективным является применение для привода электрогенераторов газопоршневых двигателей, выпускаемых в когенерационных исполнении - со штатными теплообменниками, в которых сбросная теплота отводится на нагрев воды (теплоносителя), теплота которого в свою очередь трансформируется в холод абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной.

Основная часть

В соответствии с существующей схемой при температуре теплоносителя, получаемого на выходе из когенерационного модуля, равной 90°С, снижение температуры теплоносителя в АБХМ обычно составляет не более $\Delta t = 15$ °С, а реально даже несколько меньше, что не позволяет охлаждать теплоноситель до температуры на входе в ГД $t = 70$ °С, обеспечивающей поддержание теплового состояния ГД на требуемом уровне, и вызывает необходимость сбрасывать избыточную теплоту в атмосферу градирней аварийного сброса. Из-за соответствующих потерь теплоты тепловые коэффициенты системы утилизации теплоты ГД оказываются значительно ниже тепловых коэффициентов собственно АБХМ, что обусловливает существенное снижение холодопроизводительности.

Решение задачи повышения эффективности трансформации теплоты газового двигателя в холод рассматривалось на примере установки автономного электро-, тепло- и холодообеспечения завода ООО "Сандора"–"Pepsico Ukraine" (г. Николаев, Украина). Установка включает два когенерационных газовых двигателя JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (электрическая мощность одного ГД 1400 кВт, тепловая мощность 1500 кВт), в котором теплота выпускных газов, наддувочной газовоздушной смеси, охлаждающей рубашку двигателя воды и смазочного масла используется для нагрева воды. Теплота горячей воды трансформируется абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной AR-D500L2 Century в холод (холодильная мощность 2000 кВт), который расходуется на технологические нужды и для работы центральных кондиционеров, обеспечивающих охлаждение воздуха в машинном отделении

Целью работы является исключение указанных потерь тепла. Для этого было предложено использовать в системе утилизации дополнительную теплоиспользующую эжекторную холодильную машину. Эжекторные ХМ отличаются простотой конструкции, но их эффективность работы очень сильно зависит от температуры теплоносителя на входе. Незначительное падание температуры теплоносителя приводит к значительному падению теплового коэффициента ЭХМ, по сравнению с АБХМ. Поэтому эжекторную ступень предложено использовать перед АБХМ чтоб сработать в генераторе ЭХМ высокопотенциальное тепло теплоносителя.

Согласно предложенной схемы тепло теплоносителя с температурой 90°С используется в испарительной части генератора ЭХМ. Затем со сниженной до 85°С температурой теплоноситель подаётся в АБХМ в результате чего на выходе из АБХМ получают теплоноситель с температурой ≈72°С. Для соблюдения условия поддержания температуры обратного теплоносителя на входе в газопоршневой двигатель не выше 70 °С, оставшаяся часть избыточного тепла теплоносителя отводиться в экономайзерной части генератора ЭХМ для промежуточного нагрева жидкости перед испарительной частью генератора.

Для предложенной схемы были рассчитаны общая холодопроизводительность, а также ее составляющих – холодопроизводительности ЭХМ и АБХМ. При этом было установлено что, из-за использования части теплоты теплоносителя в генераторной секции ЭХМ перед АБХМ, и как результат снижение его температуры, наблюдается снижение количества теплоты использованного в АБХМ предложенной схемы и трансформированного в холод. Но за счет дополнительного холода, получаемого в ЭХМ, общая холодопроизводительность немного возрастает.

Для предложенной схемы системы трансформации сбросного тепла ГД в холод были проведены расчеты прироста холодопроизводительности при различных тепловых коэффициентах ЭХМ. Было установлено что использование ЭХМ в предложенной схеме системы трансформации сбросного тепла ГД в холод целесообразно при ее тепловом коэффициенте 0,15 и выше. Так как при тепловом коэффициенте ЭХМ 0,14 не будет прироста холодопроизводителности по сравнению с базовой схемой системы.

Выводы:

Путем трансформации избыточной теплоты, обычно сбрасываемой в атмосферу, в холод в ЭХМ можно увеличить холодопроизводительность установки автономного электро-, тепло- и холодоснабжения, при возможности эксплуатации ЭХМ с повышенным тепловым коэффициентом. При этом при значении теплового коэффициента ЭХМ ζ=0,4 можно достигнуть 18% прироста холодопроизводительности системы по сравнению с базовым ее значением.

REFERENCES

[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.

Ostapenko Oleksii., Hrych Artem.

Improving the efficiency of waste heat transformation of the gas engine to the cold by using staged transformation in ejectr and absorption Li-Br chillers.

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.*

Остапенко О.В., Грич А.В.

Підвищення ефективності трансформації теплоти газового двигуна в холод використанням ступінчастої трансформації в ЕХМ і АБХМ

Анотація. *Виконано аналіз існуючої системи трансформації скидний теплоти ГД в холод. Встановлено значні втрати тепла. Запропоновано ступінчаста абсорбційної-ежекторна система, іспользоваоніе якої дає скорочення втрат теплоти і приріст холодопроизводительности системи до 18% при тепловому коефіцієнті ЕХМ рівним 0,2*

Ключові слова: *тригенерація, абсорбційна холодильна машина, ежекторна холодильна машина, утилізація теплоти.*

УДК 621.57

ДВУХПОТОЧНАЯ ЭЖЕКТОРНО-АБСОРБЦИОННАЯ СИСТЕМА ТРАНСФОРМАЦИИ СБРОСТНОГО ТЕПЛА ГАЗОПОРШНЕВОГО МОДУЛЯ

Остапенко А.В., канд.тех.наук., Грич А.В. канд.тех.наук
Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова
Украина, Николаев
0000-0001-7343-6743, 0000-0002-2142-3665

Аннотация. *Выполнен анализ существующей системы трансформации сбросной теплоты ГД в холод. Установлены значительные потери тепла. Предложена двухпоточная система с абсорбционной и эжекторной холодильными машинами, совместное использоваоние которых дает сокращение потерь теплоты на 20% и прирост холодопроизводительности системы на 7% при тепловом коэфициенте ЭХМ равным* 0,2

Ключевые слова*: тригенерация, абсорбционная холодильная машина, эжекторная холодильная машина, утилизация теплоты.*

Введение

Газовые двигатели (ГД), работающие на природном газе и альтернативных газообразных топливах (биогаз и т.п.), находят все более широкое применение в установках автономного энергообеспечения. Ведущие двигателестроительные фирми выпускают когенерационные модули – со штатными теплообменниками для получения горячей воды или водяного пара за счет использования теплоты выпускных газов, наддувочного воздуха или газовоздушной смеси (ГВС), охлаждающей рубашку двигателя воды и смазочного масла [1, 2]. Хотя когенерационные модули легко интегрируются в системы тепло- и хладоснабжения конкретных объектов, однако анализ энергетической эффективности таких тригенерационных систем показывает наличие потерь теплоты и обусловленную ими недовыработку холода из-за несоответствия температурных условий эффективной работы термотрансформатора, чаще всего на базе абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины (АБХМ), и когенерационного газопоршневого модуля.

Основная часть

Решение задачи повышения эффективности трансформации теплоты ГД в холод рассматривалось на примере тригенерационной установки автономного электро-, тепло- и холодообеспечения завода ООО "Сандора"–"Pepsico Ukraine" (г. Николаев, Украина). Тригенерационная установка включает 2 когенерационных газовых двигателя JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (электрическая мощность одного ГД 1400 кВт, тепловая мощность 1500 кВт), Теплота горячей воды трансформируется абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной (АБХМ) AR-D500L2 Century в холод, который расходуется на технологические нужды и для работы центральных кондиционеров, обеспечивающих охлаждение воздуха в машинном отделении.

При температуре обратной (охлажденной) воды на выходе из АБХМ, например $t_{обр}$ = 75…80°С, т.е. выше ее спецификационного значения $t_{обр.сп}$ = 70°С на входе в теплообменники ГД, обеспечивающего оптимальное тепловое состояние ГД, часть обратной воды охлаждается в охладителе обратного теплоносителя (ОТН) с отводом избыточной теплоты в атмосферу градирней 2. Возвращать избыточную теплоту в АБХМ нецелесообразно из-за ее пониженного температурного уровня, $t_{обр}$ = 75…80°С, по сравнению с спецификационной температурой горячего теплоносителя на входе АБХМ: $t_{г.сп}$ = 90…95°С, поскольку понижение температуры горячего теплоносителя на входе АБХМ вызывает ухудшение эффективности трансформации тепла в холод – снижение теплового коэффициента ζ, представляющего собой отношение полученного холода к затратам тепла. При этом, потери теплоты, т.е. теплота, отведенная от обратного теплоносителя после АБХМ в атмосферу градирней 2 аварийного выброса из-за нецелесообразности его подачи в ГД с температурой $t_г$ выше 70 °С, весьма значительные и составляют примерно 30 % ее общего количества полученного от ГД, что свидетельствует о наличии резервов совершенствования системы трансформации сбросной теплоты ГД в холод путем сокращения этих потерь.

Для сокращения этих потерь была разработана система трансформации сбросного тепла газового двигателя в холод эжектроной и абсорбционной бромисто-литиевой холодильными машинами. ***Целью*** использования двухпоточной системы является повышение температуры теплоносителя на выходе из УК. Так для схемы с одной АБХМ при распределены расходов обратного теплоносителя 60/40%, то есть 40% от базового расхода подается после АБХМ напрямую к УК в обход ОТН, а 60% подается в ОТН где избыточное тепло сбрасывается в атмосферу и после этого теплоноситель с температурой 70 °С подается на охлаждение узлов ГД, можно достичь температуры на выходе из УК 95 °С, что позволяет увеличить тепловой коэффициент АБХМ, и незначительно повысить количество теплоты отведенное от теплоносителя в генераторе АБХМ и как следствие увеличить базовую холодопроизводительность установки. Предложенная схема включает также ЭХМ, испарительная секция генератора ЭХМ которой расположена на ветке теплоносителя, который идет от ГД перед АБХМ, а экономайзерная секция – после АБХМ.

Так как с увеличением теплоты используемой в генераторе ЭХМ уменьшается температура обратного теплоносителя на входе в ГПД, то применение двухпоточной схемы подачи обратного теплоносителя не целесообразно были проведены расчеты изменения температур на входе и выходе из основных элементов системы в зависимости от от количества использованной теплоты в ЭХМ (рис.2), по которой можно определить оптимальную нагрузку на ЭХМ

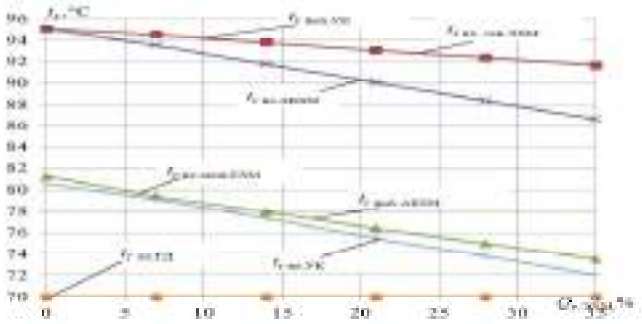


Рис. 2 – Температуры теплоносителя на входе и выходе основных элементов системы трнсформации в зависимости от количества использованной теплоты в ЭХМ

$t_{г\ вых\ УК}$, $t_{г\ вх.ген.ЕТТ}$ – температура на выходе с УК и входе в генераторную секцию ЭХМ;

$t_{г\ вх.АБХМ}$ – температура на входе в АБТТ; $t_{г\ вх.экон.ЭХМ}$,$t_{г\ вых.АБХМ}$ – температура на выходе из АБХМ, входе в экономайзерную секцию ЭХМ; $t_{г\ вх\ УК}$,– температура потока с 40% расходом от общего на входе в УК; $t_{г\ вх\ ГД}$,– температура потока с 60% расходом от общего на входе в ГПД

Как видно из рис 2 при использовании 20% общей теплоты от ГД в ЭХМ, можно получить эффективность работы базовой АБХМ и дополнительно прирост холодопроизводительности от ЭХМ (7% от базовой при $\zeta_{ЭХМ}$ = 0,2 или 14% от базовой при $\zeta_{ЭХМ}$ = 0,4).. Но из-за наличия двухпоточные схемы присутствуют также потери теплоты (так как кроме роста температуры теплоносителя на выходе из УК наблюдается рост температуры обратного теплоносителя, и потребности снижения ее к 70 °С, которые составляют 15% теплоты ид ГД в случае использования в ЭХМ 20% общей теплоты от ГД в ЕХМ. В попытке снизить эти потери и увеличить использование теплоты в ЭХМ наблюдается снижение температуры теплоносителя на входе АБХМ и как следствие снижение теплоты используемой и трансформируемой в ней в холод. В результате суммарная холодопроизводительность АБХМ и ЭХМ снижется.

Выводы: Путем трансформации части избыточной теплоты, обычно сбрасываемой в атмосферу, в холод в ЭХМ можно увеличить холодопроизводительность установки трансформации сбросного тепла ГПД используя двухпоточную подачу обратного теплоносителя. При этом важно выбрать оптимальное значение теплоты теплоносителя, используемой в ЭХМ, при котором можно добиться максимальной суммарной производительности ЭХМ и АБХМ.

REFERENCES

[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.

Ostapenko Oleksii., Hrych Artem.
Two-flow ejector-absorption transformation system of the gas-piston module's waste heat
Abstract. *The analysis of the existing system of transformation of waste heat of gas piston engine to the cold was made. Established significant heat loss. A two-flow system with absorption and ejector chillers was proposed, the joint use of which gives a reduction in heat loss by 20% and an increase in system cooling capacity by 7% with an ejector chiller thermal coefficient of 0.2*
Keywords: trigeneration, absorption chiller, ejector chiller, heat recovery.

Остапенко О.В., Грич А.В.
Двопоточна ежекторно-абсорбційна система трансформації сбростного тепла газопоршневого модуля
Анотація. *Виконано аналіз існуючої системи трансформації скидний теплоти ГД в холод. Встановлено значні втрати тепла. Запропоновано двухпоточная система з абсорбційної і ежекторной холодильними машинами, спільне іспользоваоніе яких дає скорочення втрат теплоти на 20% і приріст холодопроизводительности системи на 7% при тепловому коефіцієнті ЕХМ рівним 0,2*
Ключові слова: тригенерація, абсорбційна холодильна машина, ежекторна холодильна машина, утилізація теплоти.

УДК 621.577

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ НА ПАЛИВНУ ЕФЕКТИВНІСТЬ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА

Калініченко І.В., к.т.н., доцент без в/з; Сорока М.О., Іванов А.С., магістри
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
Херсонська філія, м. Херсон
kiv26@ukr.net; ORSID: 0000-0001-6765-6168

Анотація*. Одним з факторів, що негативно впливає на надійність двигунів з рідинними системами охолодження, є ерозійно-корозійні руйнування елементів ДВЗ на зовнішніх поверхнях циліндрових втулок, що омиваються охолоджуючою рідиною. Проведено оцінку впливу параметрів охолоджуючої рідини ДВЗ на*

паливну ефективність, та визначено оптимальні значення зазначених параметрів системи охолодження ДВЗ.

Ключові слова: *система охолодження ДВЗ, ерозійно-корозійні руйнування, водневий показник pH охолоджуючої рідини*

Актуальність теми.

Системи охолодження сучасних і перспективних поршневих і комбінованих двигунів повинні забезпечувати оптимальний і стабільний тепловий стан деталей і вузлів.

Оптимальним слід вважати такий температурний рівень, при якому матеріали деталей зберігають свої властивості міцності, моторні масла - високу здатність змащувати і несучу здатність, а втрати теплоти через систему охолодження мінімальні. На експлуатаційні показники двигуна чинить негативний вплив як недостатнє, так і надмірне охолодження. Процеси тепловідведення в рідинних системах охолодження супроводжуються ерозійно-корозійними руйнуваннями елементів систем і утворенням відкладень на тепловіддаючих поверхнях. Зі збільшенням середнього ефективного тиску і зниженням питомої маси двигунів проблема кавітаційних і корозійних руйнувань в порожнинах охолодження зберігає свою актуальність. Зазначені процеси вкрай негативно позначаються на надійності і ефективності ДВЗ. Корозія в системах охолодження є причиною утворення шламу, який осідає переважно в зонах з низькою швидкістю течії. Під відкладеннями, що утворюються активно протікає підшламова корозія [1].

Дизелі, експлуатовані в складі суднових енергетичних установок суден, значну частину часу працюють на несталих і змінних режимах. Найбільш характерними є перехідні режими, пов'язані з численними реверсами і маневруванням. Під час несталих режимів роботи і перехідних процесів температура найбільш теплонавантажених деталей циліндропоршневої групи зазнає значних змін, а температура охолоджувальної рідини залишається при цьому практично незмінною. Має місце так звана теплова інерційність. Дана проблема особливо актуальна для сучасних суднових дизелів, що мають високий рівень форсування, в яких теплові навантаження і температурні напруги стають порівнянними з механічними, у багатьох випадках обмежуючи надійність двигунів. Для вирішення зазначеної проблеми необхідно забезпечити оптимальний температурний рівень суднового дизеля не тільки на сталих режимах роботи, а й на перехідних, несталих режимах.

Вплив фізико-хімічних і теплофізичних властивостей охолоджуючих рідин на ресурсні, економічні та екологічні показники роботи дизелів є вкрай важливим фактором. У зв'язку з цим сучасна концепція регулювання охолодження повинна передбачати як автоматичне регулювання режимних показників, так і регулювання водно-хімічних параметрів охолодження.

Мета роботи – оцінити вплив параметрів системи охолодження сучасних двигунів внутрішнього згоряння з високим рівнем форсування на їх паливну ефективність

Основна частина.

Удосконалення рідинних систем охолодження суднових дизелів передбачає вирішення трьох взаємопов'язаних завдань:

- визначення параметрів охолодження, що роблять найбільш істотний вплив на надійність і ефективність роботи двигуна;
- обгрунтування бажаних значень обраних параметрів;
- розробка механізмів, які забезпечують автоматичний контроль і регулювання параметрів охолодження.

В якості вихідних даних при виконанні розрахунків використовуються конструктивні характеристики двигуна, параметри охолодження, варійовані в процесі розрахунку, параметри робочого циклу двигуна, а також емпіричні коефіцієнти, наведені в літературних джерелах [2, 3, 4].

На першому етапі розраховувалися параметри, які надають визначальний вплив на теплофізичні процеси, що протікають в порожнинах охолодження: тиск P_s, відповідне заданої температури охолоджуючої рідини $T_{охол}$, середній питомий тепловий потік через бічну поверхню втулки циліндра $q_{ср}$, середня швидкість поршня $c_п$. Для розрахунку використовувалися емпіричні формули.

На другому етапі обчислень за методикою, описаною в роботі [3], визначалися складові теплового балансу (Q_E, $q_{охл}$, $q_{вг}$, $q_м$), коефіцієнти тепловіддачі від робочого тіла до стінки циліндра і від стінки до охолоджуючої рідини ($\alpha_г$, $\alpha_{охл}$), температури зовнішньої і внутрішньої поверхонь гільзи циліндрів, головки і тронка поршня ($T_н$, $T_{зер}$, $T_{ГП}$, $T_{ТП}$), напруги в циліндричній втулці, схильною до ерозійно-корозійних руйнувань, під дією газових сил, термічних напружень, додаткових контактних напружень ($\sigma_г$, σ_t, $\sigma_н$).

Для оцінки інтенсивності ерозійно-корозійного зношування зовнішньої поверхні циліндрових втулок на підставі конструкторської документації з використанням емпіричних формул визначалися монтажні, граничні і

середні зазори між дзеркалом втулки циліндра і тронка поршня ($\delta_м$, $\delta_{пр}$, $\delta_{ср}$), кругова частота вільних коливань втулки (ω), числа вільних і вимушених коливань циліндричної втулки за один робочий цикл двигуна.

Результати розрахунку швидкості ерозійно-корозійних руйнувань, виконані для дизель-генераторів сучасних фірм виробників за умови, що температура охолоджуючої рідини внутрішнього контуру складає 80 °С, наведені в табл. [3].

Отримані результати підтверджують, що ерозійно-корозійні руйнування циліндрових втулок найбільш інтенсивно протікають в двигунах з високим ступенем форсування по середньому ефективному тиску і малій питомій масі, яка призводить до підвищеної віброактивности дизеля.

Для оцінки впливу режимів охолодження на інтенсивність ерозійно-корозійних руйнувань і втрати теплоти через систему охолодження були виконані розрахунки для трьох дизель-генераторів (ДГ). Результати виконаних розрахунків представлені на рис. 1 і 2 [4].

Таблиця. Результати розрахунку швидкості ерозійно-корозійних руйнувань ДГ

Фірма	Марка ДГ	Циліндрова потужність, кВт	Середній ефектив-ний тиск, МПа	Середня швидкість ерозійно-корозійних руйнувань, мкм/(тис. год)	Час до граничного зносу, год
MAN	8L21/31	210	2,25	26	5840
Wartsilla	9L20	190	2,46	22	6470
Hyundai	7H25/33	240	2,31	17	4380

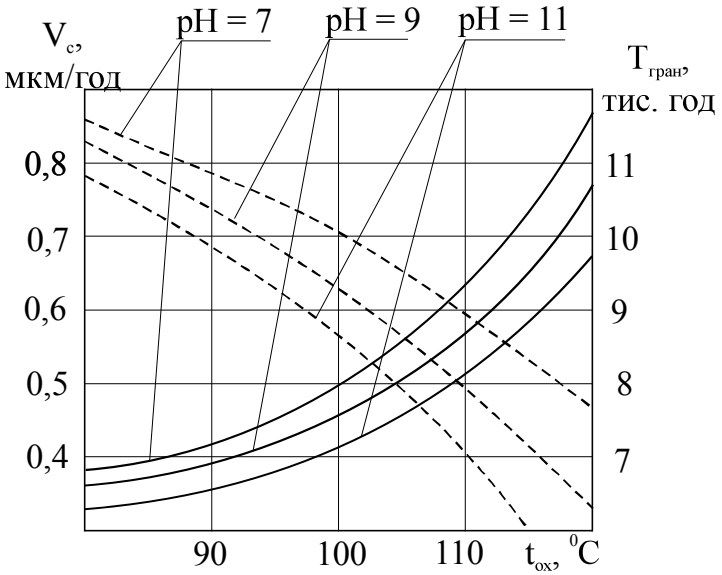


Рисунок 1. Вплив режимів охолодження на інтенсивність ерозійно-корозійних руйнувань зовнішньої поверхні втулки циліндра

_____ середня швидкість ерозійно-корозійних руйнувань, мкм/год;

- - - - час до граничного зносу, тис. год

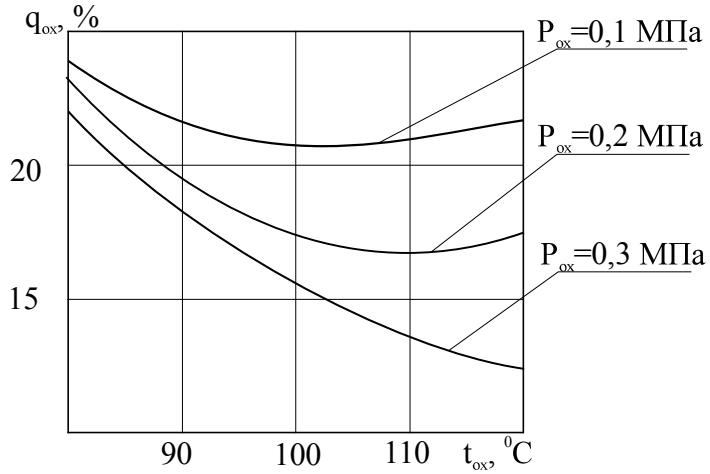


Рисунок 2. Вплив режимів охолодження на теплові втрати з охолоджуючою рідиною

Отримані дані свідчать про те, що найбільш оптимальними з енергетичної та ресурсної точки зору для суднових ДГ є температура охолоджуючої рідини 110 ... 120 °С, при тиску, що виключає активне пристіночне кипіння (0,13 ... 0,14 МПа), і склад охолоджуючої рідини , що містить комплексну присадку, що забезпечує водневий показник в межах 7,5 ... 9,0.

При роботі двигуна з фіксованим навантаженням (Ne = 1300 кВт) температура охолоджуючої рідини на виході з двигуна змінювалася від 75 до 110 °С. Подальше підвищення температури обмежувалося можливостями герметизації штатної системи охолодження, тиск в якій становив при температурі 110 °С близько P = 0,15 МПа. Підвищення температури рідини t_{ox} призвело до практично лінійному зростанню температури відпрацьованих газів перед турбіною $t_т$, що викликало деяке підвищення тиску наддуву $p_к$ і температури повітря після компресора $t_к$. Більш суттєвим було підвищення температури на впуску $t_{вп}$, що пояснюється зменшенням глибини охолодження наддувочного повітря в охолоджувачі, включеному у внутрішній контур охолодження. Результати розрахунків представлені на рис. 3.

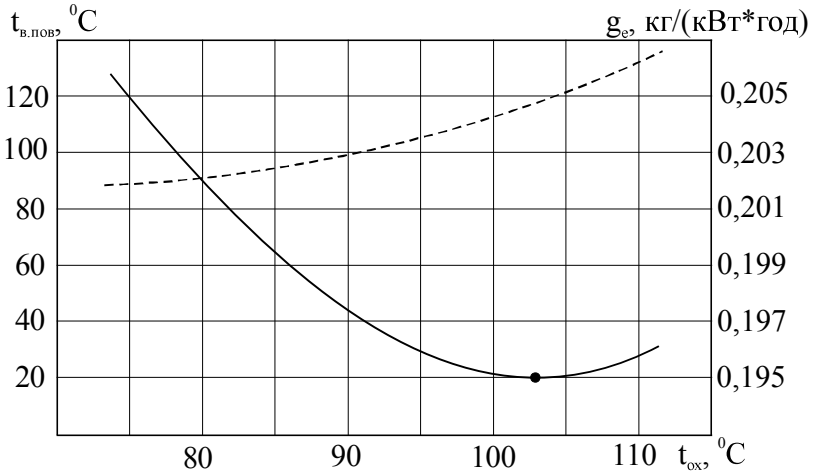


Рисунок 3. Вплив температури охолоджуючої рідини на питомі витрати палива ДГ
_____ питомі витрати важкого палива ДГ;
- - - температура повітря на впуску в циліндри $t_{вп}$

Мінімальне значення питомої ефективної витрати палива відповідало t_{ox}= 102 °С. При подальшому збільшенні температури питома ефективна витрата палива почала зростати, що пояснюється зниженням коефіцієнта наповнення і підтверджує необхідність збільшення глибини охолодження наддувочного повітря.

Висновки. Результати виконаних розрахунків підтвердили, що найбільш інтенсивно ерозійно-корозійні руйнування протікають в двигунах з підвищеною віброактивністю, обумовленої високим середнім ефективним тиском і низькою питомою масою двигуна.

Доведено вплив параметрів охолодження (температури охолоджуючої рідини, тиску в системі охолодження, водневого показника охолоджуючої рідини) на економічні та ресурсні показники роботи ДВЗ.

Проведено математичне моделювання, що дозволило визначити оптимальні значення зазначених параметрів, для високофорсованих суднових дизель-генераторів.

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] Дорохов, А.Ф., Пахомов Н.В. (2015). Моделирование теплопередачи через стенку рабочего цилиндра поршневого ДВС и управление его напряженно-деформированным состоянием. *Современные технологии. Системный анализ. Моделирование,* 1 (45), 68–74.

[3] Безюков, О.К., Жуков В.А., Пуляев А.А. (2018). Выбор параметров охлаждения судовых дизелей. *Вестник государственного университета морского и речного флота,* 2, 379-389.

[4] Ципленкин, Г.Е., Иовлев В.И. (2016). Уровень форсировки поршневых ДВС нового поколения. *Двигателестроение,* 1, 25–30.

Kalinichenko I., Soroka M., Ivanov A.,

THE EFFECT OF COOLING SYSTEM PARAMETERS ON THE FUEL EFFICIENCY OF DIESEL GENSETS

Annotation*. One of the factors that negatively affects the reliability of engines with liquid cooling systems is the erosion-corrosive destruction of engines elements on the outer surfaces of cylindrical sleeves washed with a cooling fluid. An estimation of influence of parameters of an engines cooling liquid on the fuel efficiency has been carried out, and the optimum values of these parameters of the engines cooling system have been determined.*

Keywords*: ICE cooling system, erosion-corrosive fracture, hydrogen pH indicator of coolant.*

Калиниченко И.В., Сорока М.О., Иванов А.С.,

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ НА ТОПЛИВНУЮ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРОВ

Аннотация. *Одним из факторов, который негативно влияет на надежность двигателей с жидкостными системами охлаждения, является эрозионно-коррозионные разрушения элементов ДВС на наружных поверхностях цилиндровых втулок, омываемых охлаждающей жидкостью. Проведена оценка влияния параметров охлаждающей жидкости ДВС на топливную эффективность, и определены оптимальные значения указанных параметров системы охлаждения ДВС.*

Ключевые слова: *система охлаждения ДВС, эрозионно-коррозионные разрушения, водородный показатель pH охлаждающей жидкости.*

УДК 621.577

ТЕПЛОНАСОСНІ ТЕХНОЛОГІЇ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ СУДНОВИХ ДВЗ

Калініченко І.В., к.т.н., доцент без в/з; Мелкумов А.В., Лисенко В.О., магістри
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
Херсонська філія, м. Херсон
kiv26@ukr.net; ORSID: 0000-0001-6765-6168

Анотація. *Розглянуто варіант використання на суднах теплонасосних парогенеруючих установок для виробки водяної пари, джерелом споживаної теплоти низького потенціалу (у випарнику) у яких використовуються вторинні теплові ресурси ДВЗ. Це дозволяє відмовитися від роботи допоміжного котла на ходовому режимі судна, а отже заощадити невідновлювані джерела енергії (котельне паливо).*

Ключові слова: *Теплонасосна парогенеруюча установка; джерело теплоти низького потенціалу; вторинні теплові ресурси ДВЗ; водяна пара.*

Актуальність теми. Утилізація вторинних теплових ресурсів суднового головного двигуна (ГД) традиційно є одним з основних методів і технологій підвищення ефективності комплексного використання паливо-енергетичних ресурсів суднової енергетичної установки (СЕУ). Теоретичні дослідження і розробки систем повторного використання теплоти ГД, в першу чергу суднових дизельних установок (СДУ), були успішно реалізовані на великому числі морських суден. Однак на сьогоднішній день ситуація з утилізацією теплоти СДУ на транспортному флоті якісно змінилася. Підвищення ККД ГД (ККД сучасних малообертових суднових ГД становить від 48,0 до 51,0 %) і зниження питомої витрати палива сучасних суднових дизелів супроводжується перерозподілом статей їх теплового балансу, зокрема зменшенням втрат з відхідними газами (ВГ) із зниженням температури ВГ (температура ВГ двигунів фірми "MAN Diesel & Turbo" знизилася до 235...265 °С, а двигунів фірми "Wartsila" - до 257...298 °С) при одночасному зростанні частки теплоти, що відводиться в охолоджувачі надувного повітря (ОНП) [http://www.mandieselturbo.com, http://www.wartsila.com; 1]. Ці фактори в сукупності різко знижують ефективність традиційних схем утилізації теплоти. Стає складним одночасне забезпечення водяною парою як підігрівачів різних середовищ на судні (перелік основних споживачів теплової енергії і необхідні її температурні рівні наведено в табл. 1), так і утилізаційного турбогенератора, що призводить до необхідності введення в роботу допоміжного котла (ДК) [1].

Як один з варіантів вирішення цієї проблеми може розглядатися використання на суднах теплонасосних парогенеруючих установок (ТНПУ) для виробки водяної пари, джерелом споживаної теплоти низького потенціалу (у випарнику) у яких були б вторинні теплові ресурси ГД. Це дозволило б, по-перше, утилізувати скидаючу теплоту, зменшуючи тим самим теплове забруднення навколишнього середовища, по-друге, відмовитися від роботи ДК на ходовому режимі судна, а отже заощадити невідновлювані джерела енергії (котельне паливо).

Аналіз проведених досліджень. Теплонасосний напрямок утилізації вторинних теплових ресурсів СДУ для виробництва водяної пари в науково-технічній літературі раніше вже розглядався [2 - 6]. В роботі [3] представлена схема роботи ТНПУ, де розглядались різні варіанти теплоутилізуючих контурів на низькокиплячих робочих тілах для одержання водяної пари тиском 0,2 МПа і вище за рахунок теплоти надувного повітря і охолоджуючої ГД води. У якості робочого тіла ТНПУ рекомендувалися висококиплячі рідини, наприклад хладон R114 (CF2ClCF2Cl) та хладон R22 (CHF2Cl), але і R114 і R22 потрапляють під обмеження, що накладаються Монреальським протоколом.

Таблиця 1. **Температурні рівні гріючих середовищ та споживачів теплоти судового обладнання**

Споживачі теплоти	Температура підігріву, °С	Температура гріючого середовища, °С	Гріюче середовище	Тиск пари, МПа
Підігрівачі важкого палива	150	170…180	Пара	0,7…1,0
Системи опалення	20…40	70…140	Вода, пара	до 0,4
Господарсько-побутові потреби	–	70…140	Вода, пара	до 0,4
Підігрів вантажу (нафта)	40…70	80…140	Вода, пара	до 0,4
Підігрів палива, мастила	50…80	80…110	Вода	-
Опріснювачі води	–	55…70	Вода	-

Однак даних, наведених у розглянутих вище джерелах, недостатньо для оцінки перспективності теплонасосного напрямку утилізації низько-потенційної теплоти СДУ. Параметри роботи дизелів наведені для устарілих моделей двигунів, не обгрунтований вибір робочого агента, не проведені конструктивні розрахунки основних апаратів.

Тому **метою дослідження** є з'ясування технічної можливості та доцільності теплонасосної утилізації низькопотенційної теплоти СДУ з метою виробництва водяної пари для різних суднових споживачів.

Основна частина. Проведений аналіз експлуатаційних ходових режимів роботи суден типу танкер «Победа», «Капелла», «Григорий Нестеренко», «Дмитрий Медведев» показав, що існує чотири різних режими навантаження на котельну установку судна типу танкер:

- ходовий режим при підтримці температури вантажу до 45 °С;
- підготовка вантажу до вивантаження з підігрівом до 60 ° С;

- миття танків;
- ходовий режим в баласті.

Тому витрата пари, а відповідно і навантаження на суднову котельну установку (утилізаційний (УК) і допоміжний котли (ДК)) залежатиме від режиму експлуатації судна. У всіх ходових режимах для отримання водяної пари на танкері працює УК, але він не задовольняє всіх споживачів пар, що видно з табл. 2.

Таблиця 2. **Парове навантаження УК і ДК залежно від режиму роботи розглянутих суден у холодну пору**

Назва судна	$D_{УК}$, кг/год	Необхідна кількість пари на судні, кг/год			
		Хід	Перегрів вантажу до 60 °С	Мийка танків	Баласт
17012 т/х "Капелла"	2000	9141	14841	13028	2300
15990 т/х "Григорий Нестеренко"	5000	7160	12170	11450	5075
15965 т/х "Дмитрий Медведев"	5000	2160	8046	13287	4050
т/х "Победа"	6500	1453	15928	19728	1200

Для задоволення всіх потреб на судні у водяній парі додатково використовують ДК, який працює на частковому навантаженні.

Як судно-прототип для проведення розрахункового дослідження був вибраний танкер проекту 15966 (типу "Григорий Нестеренко") [7], водотонаажністю D = 35970 т, розробки ЦКБ Ізумруд (м. Херсон). На танкері встановлені ГД марки 6ДКРН 60/195-10 потужністю $Ne_{пот}^{ГД}$ = 9370 кВт, два ДК, один з яких КАВ 6,3/7 має паропродуктивність 6,3 т/годину, а інший КАВ 16/16 - 16 т/годину, та утилізаційний котел КУП 660 паропродуктивністю 5 т/годину.

В табл. 3 приведено теплове навантаження при експлуатації судна проекту 15966 в холодній зоні. З табл. 3 видно, що в даному режимі експлуатації судна для задоволення всіх споживачів у водяній пару паропродуктивності УК не достатньо, тому на судні використовують додатково ДК.

Таблиця 3. **Парове навантаження при експлуатації судна проекту 15966 в холодній зоні**

Споживачі пари	Температура пари, °С	Тиск пари, МПа	Витрати пари, кг/год
Загальносуднові	120…133	0,2…0,3	1246
Споживіачі СЕУ	151…165	0,5…0,7	3512
Спеціальні споживачі (підігрівачі вантажу)	133…165	0,3…0,7	2402
Всього	-	-	7160

Вибір параметрів роботи ТНПУ визначається, з одного боку, параметрами охолоджуючої води ДВЗ, що є джерелом низько потенціальної теплоти, а з іншого, - наявністю на судні споживачів пари, в першу чергу, підігрівачів вантажу. Аналіз параметрів суднових споживачів теплової енергії показує, що вони можуть бути розділені на три основні групи: що використовують водяну пару низького (0,3 МПа), середнього (0,5 МПа) і високого (до 0,7 МПа) тисків. Спочатку розглядалася робота ТНПУ з отриманням пара всіх трьох параметрів. Однак, з огляду на можливість термічного розкладання хладонів, які є робочим тілом ТНПУ, і з метою спрощення установки остаточно була прийнята схема двох тисків, принцип дії якої детально описано в [8]. При цьому передбачалося, що водяна пара тиском 0,9 МПа виробляється в традиційному утилізаційному водяному котлі за рахунок теплоти ОГ ГД. В якості альтернативного ГД для танкера розглядались сучасні малообертові двигуни 6*RTA52U-B* фірми "*Wartsila-NSD*" з номінальною потужністю $Ne_{пот}^{ГД}$ = 9600 кВт та двигун *6S50ME-C8-TII* фірми "*MAN B&W*" з потужністю $Ne_{пот}^{ГД}$ = 9960 кВт.

Для обох дизелів використовується трьохконтурна система охолодження. В табл. 4 представлені параметри робочих середовищ системи охолодження двигунів.

В якості джерела низького потенціалу розглядалася вода, що охолоджує втулки циліндрів. Схема підключення та сумісної роботи ТНПУ та водоопріснювальної установки приведена на рис.

Таблиця 4. **Параметри робочих середовищ водяної системи охолодження двигунів**

Параметр, позначення, одиниця вимірювання	Дизель марки			
	6RTA52U-B		*6S50ME-C8-TII*	
	Гріюче середовище	Охолоджуюче середовище	Гріюче середовище	Охолоджуюче середовище
Холодильник системи охолодження втулок циліндрів ДВЗ				
Кількість теплоти, що передається $Q_{ХРЦ}$, кВт	1862		1450	
Температура середовища $t_{ХРЦ}$, °С, вхід/вихід	85/70	н/д	80/65	43/55
Витрати речовини $G_{ХРЦ}$, м^3/годину	109	н/д	83	107
Охолоджувач наддувочного повітря				
Кількість теплоти, що передається $Q_{ОНВ}$, кВт	3311		4140	
Температура середовища $t_{ОНВ}$, °С, вхід/вихід	н/д	36/54	н/д	36/ 61
Витрати речовини $G_{ОНВ}$, кг/ годину	74381	157	н/д	143
Мастильний холодильник				
Кількість теплоти, що передається $Q_{МХ}$, кВт	1064		790	
Температура середовища $t_{МХ}$, °С, вхід/вихід	64/45	36/46	54/45	36/43
Витрати речовини $G_{МХ}$, м^3/ годину	112	92	195	107
Центральний холодильник				
Кількість теплоти, що передається $Q_{ЦХ}$, кВт	6237		6380	
Температура середовища $t_{ЦХ}$, °С, вхід/вихід	58/36	32/52	58/36	32/50
Витрати речовини $G_{ЦХ}$, м^3/ годину	249	274	250	315

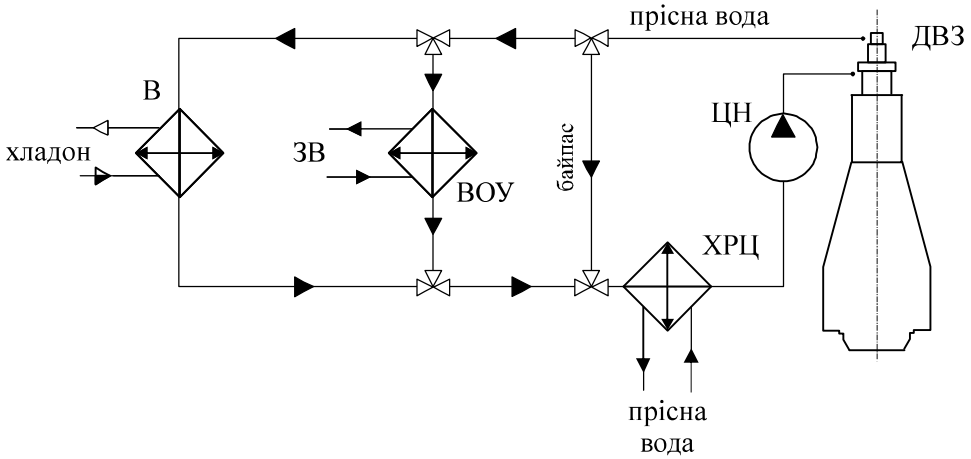


Рисунок. Схема з'єднання випарника ТНПУ до системи охолодження ДВЗ
В – випарник теплового насоса; ЗВ – забортна вода; ВОУ – водоопріснювальна установка; ХРЦ – холодильник системи охолодження втулок циліндрів ДВЗ;
ЦН – циркуляційний насос

Результати розрахунків інтегральних показників ТНПУ для двигунів танкера проекту 15966 представлені в табл. 5.

Таблиця 5. **Результати розрахунку ТНПУ для розглянутих ГД**

Параметр, що розраховувався, позначення, одиниця вимірювання	Головний двигун	
	6RTA52U-B	*6S50ME-C8-TII*
Витрати водяної пари (тиск $P_{ВП}$ = 0,3 МПа) G_{s1}, кг/с (кг/годину)	0,207 (745,2)	0,131 (471,6)
Витрати водяної пари (тиск $P_{ВП}$ = 0,5 МПа) G_{s2}, кг/с (кг/годину)	0,5241 (1887)	0,3309 (1191)
Теплове навантаження на конденсатор Кд1 Q_1, кВт	512	324
Теплове навантаження на конденсатор Кд2 Q_2, кВт	1309	827
Масові витрати хладона в ТНПУ G_0, кг/с	16,23	10,25
Електрична потужність на привід компресорів Км1 и Км2 *Ne*, кВт	536	339
Витрати палива привідних двигунів ДГ на привід компресорів $G_{тДГ}$, кг/с (кг/ч)	0,02979 (107,2)	0,01881 (67,7)
Витрати палива ДК при одержані водяної пари $G_{тВК}$, кг/с (кг/годину)	0,0502 (181,8)	0,03170 (114,1)
Кількість заощадженого палива при використанні ТНПУ $\Delta G_т = G_{тВК} - G_{тДГ}$, кг/годину (%)	73,3 (41)	46,4 (41)
Тепловий коефіцієнт ТНПУ *COP*	3,40	

Таким чином, проведені розрахункові дослідження (див. табл. 5) показали безсумнівні енергетичні переваги від установки на судні ТНПУ.

Отримані результати вказують на перспективність теплонасосного напрямку утилізації низькопотенційної теплоти СДУ і доцільність проведення подальших досліджень.

Висновки.

1. На сьогоднішній день на водному транспорті питання утилізації скидної теплоти СДУ залишаються вкрай актуальними. Одним з варіантів вирішення цього завдання з урахуванням змінених параметрів роботи суднових дизелів є впровадження теплонасосних парогенеруючих установок.

2. Проведені дослідження показали енергетичну ефективність і технічну здійсненність теплонасосного напрямку утилізації низькопотенційної теплоти СДУ.

3. Остаточний вибір режимних параметрів роботи ТНПУ (у тому числі і марки хладону) повинен проводитися на основі оптимізаційних розрахунків, моделюючих конструктивні і вартісні характеристики апаратів установки.

Список літератури

[1] Андреев, А.А., Смагин Д.Н., Калиниченко И.В. (2004). Совершенствование схем утилизации низкопотенциальной теплоты судовых дизельных установок на основе низкокипящих жидкостей. *Зб. наук. пр. НУК,* 4 (397), 43–48.

[2] Маслов, В.В. (1990). Утилизация теплоты судовых дизелей. *Транспорт*, 144.

[3] Радченко, Н.И., Сирота А.А. (2002). Теплоутилизирующие контуры на низкокипящих рабочих телах для ДВС. *Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. пр.,* 31, 17–19.

[4] Рей, Д., Макмайкл Д. (1982). Тепловые насосы. *Энергоиздат*, 224.

[5] Селиверстов, В. М. (1973). Утилизация тепла в судовых дизельных установках. *Судостроение*, 256.

[6] Янтовский, Е.И., Левин Л.А. (1989). Промышленные тепловые насосы *Энергоатомиздат*, 128.

[7] Танкер проекта 15966 "Григорий Нестеренко". (1985). Спецификация. *ЦКБ "Изумруд"*, 156.

[8] Захаров, Ю.В., Андреев А.А., Калиниченко И.В., Максимов В.И. (2005). Оценка эффективности утилизации теплоты судовых главных дизелей теплонаносными паропроизводящими установками. *Зб. наук. пр. НУК,* 2 (401), 70-79.

Kalinichenko I.V., Melkumov A., Lysenko V.

HEAT PUMP TECHNOLOGIES UTILIZATION HEAT BY SHIP ENGINE

Annotation. *The variant of use on ship of heat-pump steam generating units for the development of water vapor, a source of consumed heat of low potential (in the evaporator), which uses the secondary thermal resources of the engine, is considered. This allows to abandon the operation of the auxiliary boiler in the running mode of the ship, and thus save on non-renewable sources of energy (boiler fuel).*

Keywords: *Heat Pump Steam Generating Unit; low potential source of heat; secondary thermal resources of engine; water vapor*

Калиниченко И.В., Мелкумов А.В., Лысенко В.А.

ТЕПЛОНАСОСНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ СУДОВЫХ ДВС

Аннотация. *Рассмотрен вариант использования на судах теплонасосных парогенерирующих установок для выработки водяного пара, источником потребляемой теплоты низкого потенциала (в испарителе) в которых використовуються вторичные тепловые ресурсы ДВС. Это позволяет отказаться от работы вспомогательного котла на ходовом режиме судна, а следовательно сэкономить невозобновляемые источники энергии (котельное топливо).*

Ключові слова: *Теплонасосная паропроизводящие установка; источник теплоты низкого потенциала; вторичные тепловые ресурсы ДВС; водяной пар*

УДК 621.438-712.8

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЦИКЛІВ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК ЗАСТОСУВАННЯМ КОНТАКТНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ЦИКЛОВОГО ПОВІТРЯ

Кобалава Г.О., викладач
Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Україна, м. Херсон
ORCID ID: 0000-0002-0634-5814

Анотація. *Підвищення паливно-енергетичної ефективності газотурбінних установок вирішувалося в двох напрямках: проміжне охолодження повітря між ступенями компресорів та збільшення кількості робочого тіла в циклі з регенерацією теплоти. Використана розрахункова модель застосування аеротермопресора в циклах газотурбінних установок, на основі якої розроблено програмний комплекс, який дозволяє визначати параметри циклового повітря в характерних точках циклу, параметри паливно-енергетичної і термодинамічної ефективності газотурбінної установки, параметри і конструктивні характеристики аеротермопресора.*

Ключові слова: *контактне охолодження; циклове повітря; аеротермопресор.*

На сьогодні застосування модернізованих складних циклів газотурбінних установок (ГТУ) призведуть до покращення експлуатаційних характеристик ГТУ, підвищення потужності та паливної економічності.

Одним з перспективних способів підвищення енергетичної ефективності ГТУ є охолодження циклового повітря установки, змішуванням його з диспергованою водою, тобто упорскуванням води у вигляді крапель по тракту установки від входу в компресорну частину до входу у камеру згоряння. При цьому краплі води, що випаровуються відводять теплоту від повітряного потоку, охолоджуючи його.

Такі відомі виробники, як Rolls-Royce, General Electric (GE), Hitachi Ltd., Kawasaki Heavy Industries та "Зоря-Машпроект" успішно застосовують технології упорскування води (пари) при виготовленні або модернізації ГТУ [1, 2]. Застосування таких технологій для вдосконалення циклів ГТУ призводить до збільшення потужності газотурбінного двигуна на 5...30 % в залежності від діапазону кліматичних умов, КПД установки при цьому зростає до 45…52 % [3]. Альтернативним способом упорскування води у повітряний потік ГТУ є застосуванням аеротермопресорних технологій. Аеротермопресор – це двофазовий струминний апарат для контактного дисперсного охолодження, в якому за рахунок відведення теплоти від газового потоку відбувається підвищення тиску газу та його охолодження.

Основною метою дослідження є аналіз ефективності застосування аеротермопресора для контактного охолодження циклового повітря в складних циклах ГТУ.

Питання підвищення ефективності газотурбінних установок вирішувалося в двох напрямках: проміжне охолодження повітря між ступенями компресорів та збільшення кількості робочого тіла в циклі з регенерацією теплоти. У дослідженні використана розрахункова модель застосування аеротермопресора в циклах газотурбінних установок, яка враховує особливості розрахунку газотурбінних циклів, особливості термогазодинамічної компресії в цикловому повітрі та тепловологих процесів обробки повітря при контактному теплообміні. На основі розрахункової моделі розроблено програмний комплекс, який дозволяє визначати параметри повітря і робочого тіла в характерних точках циклу, параметри паливно-енергетичної і термодинамічної ефективності газотурбінної установки, параметри і конструктивні характеристики аеротермопресора.

При аналізі схемно-технічних рішень підвищення ефективності ГТУ розглядалися відомі класичні схеми газотурбінних установок [4]: цикл ГТУ з проміжним охолодженням між компресорами в поверхневому охолоджувачі, з контактним охолодженням повітря між ступенями компресорів, цикл з контактним охолодженням повітря перед камерою згоряння.

Застосування аеротермопресора можливо в якості багатофункціонального апарату для вирішення одночасно декількох завдань:

охолодження циклового повітря;

підвищення тиску циклового повітря;

ефективне дрібнодисперсне розпилення рідини.

Для виконання цих функцій аеротермопресор доцільно встановлювати між компресорами газотурбінної установки, замість поверхневого або контактного охолоджувача повітря, а також перед камерою згоряння в циклі газотурбінної установки з регенерацією теплоти.

При аналізі застосування аеротермопресора в схемах газотурбінних установок приймалися наступні параметри: ГТУ фірми "Rolls Royce" WR-21, потужність N_e = 25250 кВт, температура в камері згоряння T_3 = 1500 К (1227 ºС), робочий діапазон ступенів підвищення тиску в компресорі π_c = 12-42, температура повітря на вході T_1 = 15 ºС (стандарт ISO), відносна вологість повітря на вході φ_1 = 30% (стандарт ISO), ступінь регенерації в циклі з регенеративним теплообмінником r = 0,85, температура упорскуваної води $T_{w1} = T_1$ = 15 ºС, швидкість повітря на вході в робочу камеру аеротермопресора w_{air2} = 0,85 М, калібр робочої камери аеротермопресора (L_{atp}/D_{atp}) = 3,0, випаровування упорснутої води (без надлишку) здійснюється до насичення повітря при φ_2 = 100%.

Застосування аеротермопресора дозволяє збільшити тиск повітря на $\Delta P_{2.atp}$ = 9-31 кПа (3,9-7,9%) - цикл з проміжним охолодженням та на $\Delta P^R_{2.atp}$ = 288-1711 кПа (24,4-41,3%) - цикл з регенерацією теплоти. Втрати тиску на тертя складають: $\Delta P_{atp.fr}$ = 11-18 kPa (4,4-4,6%) та відповідно $\Delta P^R_{atp.fr}$ = 67-261 кПа (4,6-4,8%). Ступінь підвищення тиску становить: $\pi_{atp} = (P_{2atp}/P_2)$ = 1,039-1,079 – цикл з проміжним охолодженням і $\pi^R_{atp} = (P_{3atp}/P_3)$ = 1,244–1,413 – цикл з регенерацією теплоти. Висока ступінь підвищення тиску в циклі з регенерацією теплоти пояснюється великим перепадом температур в аеротермопресорі, який при значеннях π_c > 34, більше ніж 400 ºС. Збільшення тиску є наслідком термогазодинамічної компресії, при якій від повітря відводиться значна кількість теплоти. Зниження температури повітря в аеротермопресорі становить: Δt_{atp} = 63-108 ºС – цикл з проміжним охолодженням і Δt^R_{atp} = 238-470 ºС – цикл з регенерацією теплоти. Витрата води, що упорскується в аеротермопресор становить: G_{w1} = 1,43-2,35 кг/с (2,4-3,9% від загальної витрати циклового повітря) – цикл з проміжним охолодженням і G_{w2} = 5,85-30,9 кг/с (9,9-23,5% від загальної витрати циклового повітря) – цикл з регенерацією теплоти.

Таким чином, ККД циклів із застосуванням аеротермопресора складає цикл з проміжним охолодженням – η_{atp} = 38,6–46,9 % (на 0,7-1,4 % більше ніж в циклі з упорскуванням води форсунками); цикл з регенерацією теплоти – $\eta^R_{.atp}$ = 51,3–55,2 % (на 1,3-5,4% більше циклу з уприскуванням рідини форсунками). Питома витрата палива в циклі із застосуванням аеротермопресора складає: цикл з проміжним охолодженням – g_{atp} = 178–218 г/(кВт·год); цикл з регенерацією теплоти – g^R_{atp} = 155–165 г/(кВт·год).

Висновки. Представлені схемно-технічні рішення дозволяють реалізувати запропонований підхід до підвищення паливно-енергетичної ефективності газотурбінних установок за рахунок застосування аеротермопресора для контактного охолодження циклового повітря. Застосування такої технології дозволяє забезпечити ККД циклу газотурбінної установки η_{atp} = 46,9% (в циклі з проміжним охолодженням повітря) та η^R_{atp} = 55,2% (в циклі з охолодженням циклового повітря в аеротермопресорі з регенерацією теплоти).

REFERENCES

[1] Jonsson, M., & Yan, J. (2005). Humidified gas turbines – a review of proposed and implemented cycles. *Energy*, 30, 1013–1078.
doi: https://doi:10.1016/j.energy.2004.08.005
[2] Thank-God, I. et al. (2016). Life cycle evaluation of an intercooled gas turbine plant used in conjunction with renewable energy. *Propulsion and Power Research*, 5(3), 184-193.
doi: https://doi.org/10.1016/j.jppr.2016.07.005
[3] 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.
doi: https://doi.org/10.1007/978-3-030-22365-6_58
[4] Романовський, Г. Ф., Ващиленко, М. В., & Сербін, С. І. (2003). *Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів*. Миколаїв: УДМТУ.

Halina Kobalava
Improving the efficiency of gas turbine plant cycles by using contact cooling of cyclic air
Improving the efficiency of gas turbine plants has been solved in two main directions: by intercooling the cyclic air between the stages of compressors; by increasing the amount of working fluid in the cycle with heat recuperation. A computational model of the aerothermopressor application in gas turbine cycle was used, on the basis of which a software package was developed. It allows determining the parameters of air and the working fluid at characteristic points of the cycle, parameters of the gas turbine plant, the aerothermopressor parameters and design characteristics.
Keywords: Contact Cooling; Cyclic Air; Aerothermopressor

Кобалава Галина Александровна
Повышение эффективности циклов газотурбинных установок применением контактного охлаждения циклового воздуха
Вопрос повышение топливно-энергетической эффективности газотурбинных установок решался в двух направлениях: промежуточное охлаждение воздуха между ступенями компрессоров и увеличение количества рабочего тела в цикле с регенерацией теплоты. Использована расчетная модель применения аэротермопрессора в циклах газотурбинных установок, на основе которой разработан программный комплекс, позволяющий определять параметры циклового воздуха в характерных точках цикла, параметры топливно-энергетической и термодинамической эффективности газотурбинной установки, параметры и конструктивные характеристики аэротермопрессора.
Ключевые слова: контактное охлаждение, цикловой воздух, аэротермопрессор

УДК 66.067.1.621.72

ВИЗНАЧЕННЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ ПОТУЖНОСТІ ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ НА ВХОДІ ГТУ В РІЗНИХ КЛІМАТИЧНИХ УМОВАХ

Портной Б.С., аспірант,
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна

Анотація. *Показано, що виходячи з різного темпу нарощування річного скорочення питомої витрати палива, обумовленого зміною теплового навантаження відповідно до поточних кліматичних умов, необхідно вибирати таке проектне теплове навантаження на систему охолодження повітря (встановлену холодильну потужність холодильних машин), яке забезпечує досягнення максимального або близького до нього річного скорочення питомої витрати палива при відносно високих темпах його нарощування. З метою визначення встановленої холодильної потужності, яка забезпечує максимальне нарощування річної холодопродуктивності (річного виробництва холоду), проаналізовано залежність приросщення річної економії*

палива від встановленої холодильної потужності. За результатами досліджень запропоновано визначення раціонального теплового навантаження системи охолодження повітря (встановленої – проектної холодопродуктивності холодильної машини) відповідно до змінних кліматичних умов експлуатації упродовж року, яке забезпечує близьке до максимального річне скорочення питомої витрати палива при відносно високих темпах його нарощування.

Ключові слова: *теплове навантаження, холодильна машина, двоступеневе охолодження повітря, питома витрата палива.*

Актуальність теми.

З підвищенням температури зовнішнього повітря $t_{нв}$ на вході термодинамічна ефективність газотурбінних установок (ГТУ) зменшується.

Підвищити ефективність ГТУ та за рахунок цього скоротити витрату палива при високих температурах $t_{нв}$ повітря на вході можна шляхом його попереднього охолодження тепловикористовуючими холодильними машинами (ТХМ), що утилізують теплоту відпрацьованих газів [1, 2].

В найбільш поширених одноступінчастих абсорбційних бромистолітієвих холодильних машинах (АБХМ) повітря можна охолоджувати до температури $t_{в2} \approx 15$ °С з високою ефективністю трансформації скидної теплоти в холод: їх тепловий коефіцієнт $\zeta = 0{,}7 \ldots 0{,}8$. Більш глибоке охолодження повітря до температури $t_{в2} = 10$ °С і нижче можливе в ежекторних холодильних машинах (ЕХМ), ефективність трансформації скидної теплоти в холод в яких значно менше: $\zeta = 0{,}2 \ldots 0{,}3$. Доцільним є двоступеневе охолодження повітря на вході ГТУ: до $t_{в2} = 15 \ldots 20$ °С в АБХМ, а до $t_{в2} = 7 \ldots 10$ °С в ЕХМ, тобто в ступінчастій абсорбційно-ежекторній холодильній машині (АЕХМ) [3, 4].

При експлуатації ГТУ мають місце як сезонні, так і добові коливання температури зовнішнього повітря, через це вкрай важливо вибирати раціональне теплове навантаження на повітроохолоджувачі (ПО) на вході ГТУ з урахуванням кліматичних умов. Відповідно до теплового навантаження на ПО обирається навантаження ТХМ.

При проектуванні зазвичай обирають найбільшу величину теплового навантаження. Однак, даний підхід призводить до того, що спроектовані теплообмінні апарати більшу частину часу працюють при знижених теплових навантаженнях, що в свою чергу призводить до непродуктивних витрат потужності, а відтак і палива, на подолання їхнього аеродинамічного опору, а також до зростання капітальних витрат на теплообмінне обладнання.

Мета дослідження – розробити метод визначення раціональних теплових навантажень тепловикористовуючої абсорбційно-ежекторної холодильної машини**.**

Результати дослідження.

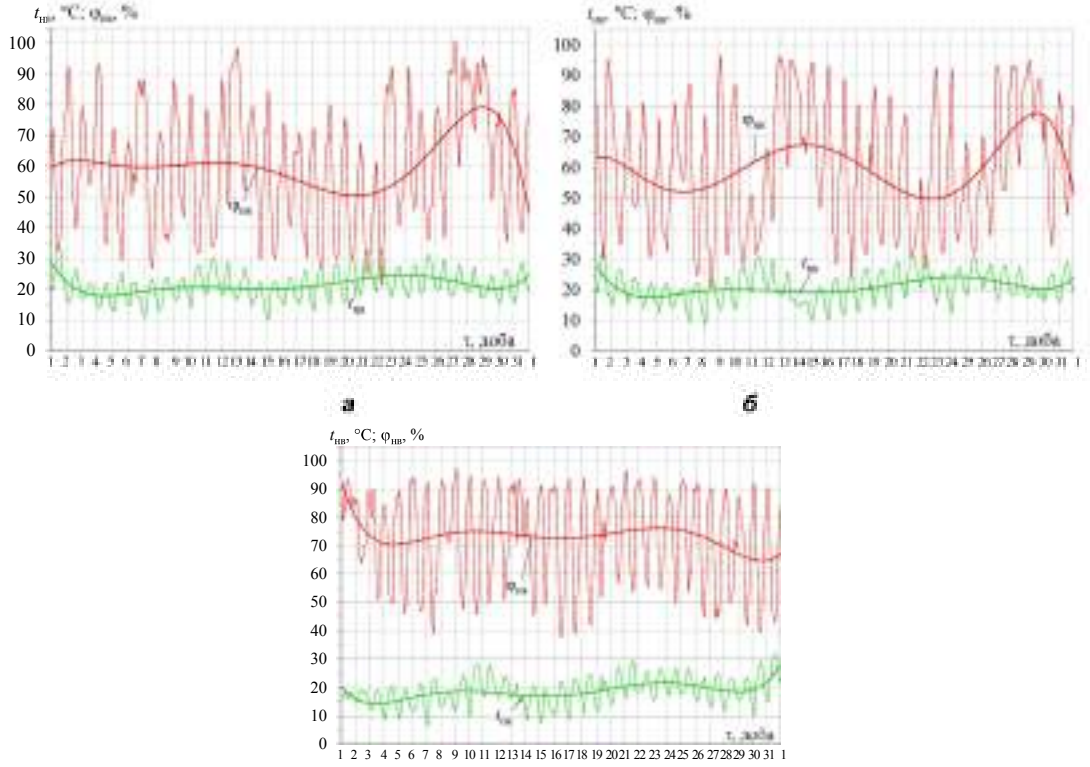
Ефективність охолодження повітря на вході ГТУ зручно оцінювати річною питомою економією палива b_e,°кг/кВт, яка представляє собою відношення $b_e = B_e / N_e$ загальної кількості зекономленого палива B_e,°кг до потужності ГТУ N_e,°кВт. Для визначення встановленої (проектної) питомої холодильної потужності (питомої холодопродуктивності) ступінчастої АЕХМ $q_0 = Q_0 / G_п$, що припадає на одиницю витрати повітря $G_п = 1$ кг/с), необхідно проаналізувати залежність річної питомої економії палива b_e від неї. Питома холодильна потужність розраховується як $q_0 = \xi \cdot c_{вл} \cdot (t_{нв} - t_{в2})$, кВт/(кг/с), де ξ – коефіцієнт вологовипадіння; $t_{нв}$ – температура зовнішнього повітря, °С; $t_{в2}$ – температура повітря на виході з повітроохолоджувача ПО,°С; $c_{вл}$ – питома теплоємність вологого повітря, кДж/(кг·К).

Враховуючи залежність питомої холодильної потужності q_0 від температури $t_{нв}$ та відносної вологості $\varphi_{нв}$ зовнішнього повітря, необхідно проаналізувати добові зміни параметрів зовнішнього повітря. Приклад зміни температури $t_{нв}$ і відносної вологості $\varphi_{нв}$ зовнішнього повітря в різних регіонах України, де розташовані газоперекачувальні компресорні станції (КС), для липня 2017 року представлено на рис. 1.

Як видно з рис. 1, значні коливання температури $t_{нв}$ і відносної вологості $\varphi_{нв}$ зовнішнього повітря, відповідно й теплових навантажень на системи охолодження повітря на вході ГТУ, ускладнюють вибір значення проектного (встановленого) теплового навантаження на ступені холодильної машини q_0 , яке забезпечувала б отримання максимального упродовж року ефекту від охолодження повітря на вході ГТУ.

Встановлена (проектна) питома холодильна потужність (холодопродуктивність) q_0, з одного боку, повинна покривати витрати холоду на охолодження повітря на вході ГТУ на протязі якомога більшого часу упродовж року, що забезпечувало б найбільший ефект у вигляді економії палива. З іншого боку, вона не повинна бути завищеною, щоб більшу частину року ступінчаста АЕХМ експлуатувалась при теплових навантаженнях, близьких до номінального (проектного), інакше матиме місце невисокий коефіцієнт використання АЕХМ

(експлуатація на часткових навантаженнях, далеких від проектного), а при занижених q_0, навпаки, – недоохолодження повітря на вході ГТУ при високих температурах $t_{нв}$.

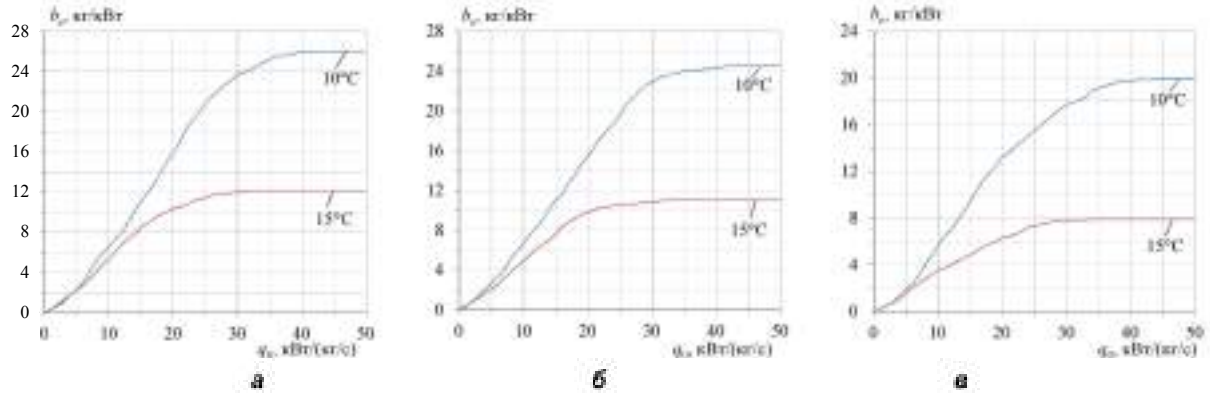


а ***б***

в

Рис. 1. Поточні значення температури $t_{нв}$ і відносної вологості $\varphi_{нв}$ зовнішнього повітря упродовж липня 2017 р., ***а*** – Південно-Бузька КС, Миколаївська обл., ***б*** – Ставище, Київська обл., ***в*** – Ковель, Волинська обл.

На рис. 2 представлено значення річної питомої економії палива b_e в залежності від витрат питомої холодильної потужності q_0 ($G_в$ = 1 кг/с) при температурах повітря $t_{в2}$ = 15 °С, охолодженого в АБХМ, та $t_{в2}$ = 10 °С для ступінчастої АЕХМ за 2017 р., для різних регіонів України.



а ***б*** ***в***

Рис. 2. Значення річної питомої економії палива b_e в залежності від витрат встановленої (проектної) питомої холодильної потужності q_0 ($G_в$ = 1 кг/с) при різних температурах охолодженого повітря $t_{в2}$ = 10 і 15 °С за 2017 р., ***а*** – Південно-Бузька КС, Миколаївська обл., ***б*** – Ставище, Київська обл., ***в*** – Ковель, Волинська обл.

Як видно з рис. 2, для кліматичних умов експлуатації ГТУ в різних регіонах України при охолодженні повітря на вході до температури $t_{в2}$ = 10 °С раціональною можна вважати проектну питому холодильну потужність ступінчастої АЕХМ (для $G_п$ = 1 кг/с) $q_0 \approx$ 34 кВт/(кг/с), при якій темп нарощування річної питомої

економії палива b_e зберігається достатньо високим, а при охолодженні повітря до $t_{в2} = 15$ °С в АБХМ – відповідно $q_0 \approx 24$ кВт/(кг/с). Виходячи з раціональної питомої холодильної потужності вибирають повну встановлену холодильну потужність АЕХМ відповідно до витрати повітря $G_п$ через ГТУ: $Q_0 = G_п \cdot q_0$, кВт.

Висновок. Запропоновано метод визначення раціонального теплового навантаження абсорційно-ежекторної холодильної машини в кліматичних умовах України, яке забезпечує найбільшу річну питому економію палива, при високих темпах її нарощування.

Список літератури

1. Marque, R.P. Thermodynamic analysis of trigeneration systems taking into account refrigeration, heating and electricity load demands [Text] / R.P. Marques, D. Hacon, A. Tessarollo, J.A.R. Parise // *Energy and Buildings*. – 2010. – Vol. 42. – P. 2323–2330.

2. Ortiga, J. Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network [Text] / J. Ortiga, J. C.Bruno, A. Coronas // *Applied Thermal Engineering*. – 2013. – Vol. 50. – P. 1536–1542.

3.Радченко, А. Н. Метод выбора рациональной тепловой нагрузки абсорбционно-эжекторного термотрансформатора охлаждения воздуха на входе регенеративных ГТУ компрессорных станций [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2015. – № 5(122). – С. 61–64.

4.Радченко, А. Н. Методологический подход к рациональному проектированию комбинированной теплоиспользующей системы охлаждения воздуха на входе газотурбинной установки [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2015. – № 4(121). – С. 76 – 79.

Portnoi B.S.

CHOOSING THE HEAT LOAD OF AIR-COOLING APPARATUS UNITS AT THE INLET OF THE GTU IN DIFFERENT CLIMATIC CONDITIONS

Abstract. *It is shown that proceeding from the different rate of increment of the annual reduction in the specific fuel consumption due to the change in the thermal load in accordance with the current climatic conditions, it is necessary to choose such design heat load for the air cooling system (installed refrigeration capacity of the chillers), which ensures the achievement of the maximum or close to annual reduction in the specific fuel consumption at relatively high rates of its increment. In order to determine the installed refrigeration capacity, which ensures the maximum annual refrigeration capacity (annual production of cold), the dependence of the increment of annual fuel economy from the installed refrigeration capacity is analyzed. Based on the results of the investigation, it was proposed to determine the rational thermal load of the air cooling system (installed - the design refrigeration capacity of the chiller) in accordance with the changing climatic conditions of operation during the year, which provides a maximum annual reduction in the specific fuel consumption at relatively high rates of its increment.*

Keywords: *thermal load, chiller, two-stage air cooling, specific fuel consumption.*

Портной Б. С.

ВИБОР ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ АППАРАТОВ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГТУ В РАЗНЫХ КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ

Аннотация. *Показано что, исходя из различного темпа приращения годового сокращения удельного расхода топлива, обусловленного изменением тепловой нагрузки в соответствии с текущими климатическими условиями, необходимо выбирать такую проектную тепловую нагрузку на систему охлаждения воздуха (установленную холодильную мощность холодильных машин), которая обеспечивает достижение максимального или близкого к нему годового сокращения удельного расхода топлива при относительно высоких темпах его приращения. С целью определения установленной холодильной мощности, которая обеспечивает максимальное накопление годовой холодопроизводительности (годового производства холода), проанализирована зависимость приращения годовой экономии топлива установленной холодильной мощностью. По результатам исследований предложено определение рациональной тепловой нагрузки системы охлаждения воздуха (установленной – проектной холодопроизводительности холодильной машины) в соответствии с меняющимися климатическими условиями эксплуатации в течение года, которая обеспечивает близкое максимальному годовое сокращение удельного расхода топлива при относительно высоких темпах его приращения.*

Ключевые слова: *тепловая нагрузка, холодильная машина, двухступенчатое охлаждение воздуха, удельный расход топлива*

УДК 66.067.1.621.72

ВИКОРИСТАННЯ «ПЛАВАЮЧОЇ» ВСТАВКИ ДЛЯ РЕГУЛЮВАННЯ ШВИДКОСТІ РУХУ ТЕПЛОНОСІЯ В РІЗНИХ ТРУБАХ КОЖУХОТРУБЧАСТОГО ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТУ

Луняка К.В., д.т.н., професор,
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Херсонська філія;
Клюєв О.І., к.т.н., доцент, Русанов С.А., к.т.н., доцент,
Херсонський національний технічний університет
lunyaka213@ukr.net

Анотація. *Нерівномірний розподіл швидкостей руху теплоносія в різних трубах кожухотрубчастого теплообмінника призводить до виходу з ладу труб, де швидкість потоку мала, а це, у свою чергу,– до більш частого ремонту апаратів. З метою вирівнювання швидкостей руху рідини в центральних і периферійних трубах запропоновані різні конструкції розподільних пристроїв (вставок), з яких найпростішою є плоска вставка. Досліджений вплив відстані плоскої вставки від трубної решітки на розподіл швидкостей теплоносія по трубах. Запропонована конструкція «плаваючої» вставки, яка має пружини, що дозволяє змінювати відстань від вставки до трубної решітки у разі коливання витрати теплоносія в трубах.*

Ключові слова: *Нерівномірний розподіл теплоносія по трубах, «плаваюча» вставка.*

Актуальність теми. У зв'язку з широким використанням кожухотрубчастих теплообмінників задача створення рівномірного розподілу швидкостей теплоносія по трубах апарату, в результаті чого підвищується тепловіддача, знижуються пошкодження труб внаслідок їхнього перегріву, зменшується час між ремонтами і витрати на проведення ремонтних робіт, є актуальною [1, 2].

Мета роботи – створення конструкцій розподільних пристроїв, здатних забезпечити рівномірний розподіл теплоносія по трубах трубного пучка апарату.

Основна частина. З метою вирівнювання швидкостей рідини в трубах кожухотрубчастого теплообмінного апарату були запропоновані різні конструкції розподільних пристроїв (вставок), з яких найпростішою є плоска вставка. Був досліджений вплив відстані плоскої вставки від трубної решітки на розподіл швидкостей теплоносія по трубах. Дані наведені в табл. 1.

Таблиця 1. Вплив відстані плоскої вставки від трубної решітки на розподіл швидкостей теплоносія по трубах при його різних витратах, висоті кришки 0,0130 м і при діаметрі вхідного патрубку 0,025 м

№	V, м^3/с	h, м	$h/D_{ап}$	$\omega_{max}/\omega_{min}$
1	$1{,}5\cdot10^{-3}$	0,02	0,13	1,30
2	$1{,}5\cdot10^{-3}$	0,03	0,20	1,21
3	$1{,}5\cdot10^{-3}$	0,04	0,27	1,13
4	$1{,}5\cdot10^{-3}$	0,05	0,33	1,12
5	$1{,}5\cdot10^{-3}$	0,06	0,40	1,13
6	$1{,}5\cdot10^{-3}$	0,07	0,47	1,12
7	$1{,}17\cdot10^{-3}$	0,02	0,13	1,38
8	$1{,}17\cdot10^{-3}$	0,03	0,20	1,32
9	$1{,}17\cdot10^{-3}$	0,04	0,27	1,25
10	$1{,}17\cdot10^{-3}$	0,05	0,33	1,18
11	$1{,}17\cdot10^{-3}$	0,06	0,40	1,17
12	$1{,}17\cdot10^{-3}$	0,07	0,47	1,18
13	$0{,}83\cdot10^{-3}$	0,02	0,13	1,72
14	$0{,}83\cdot10^{-3}$	0,03	0,20	1,46
15	$0{,}83\cdot10^{-3}$	0,04	0,27	1,28
16	$0{,}83\cdot10^{-3}$	0,05	0,33	1,24
17	$0{,}83\cdot10^{-3}$	0,06	0,40	1,22
18	$0{,}83\cdot10^{-3}$	0,07	0,47	1,22

Наведені результати свідчать про те, що найбільша рівномірність швидкостей потоку спостерігається при відстані h = 0,04÷0,06 м, або h = (0,27÷0,40)$D_{ап}$, що близько до даних, отриманих для газових потоків [2]. Причому, зі збільшенням витрати теплоносія для отримання рівномірного розподілу його швидкостей по трубах відстань вставки від трубної решітки зменшується. Так, при витраті $1{,}5\cdot10^{-3}$ м^3/с оптимальне значення відстані вставки від трубної решітки h = 0,27$D_{ап}$, при витраті $1{,}17\cdot10^{-3}$ м^3/с h = 0,33$D_{ап}$, а при $0{,}83\cdot10^{-3}$ м^3/с h = 0,40$D_{ап}$. Отримані дані дозволяють визначити оптимальну відстань вставки від трубної решітки при сталій подачі рідини в апарат.

Для випадків несталої подачі теплоносія, що, наприклад, характерно при використанні поршневих або плунжерних насосів, можливе відхилення відстані розподільної вставки від трубної решітки від оптимальної, що спричиняє деяке погіршення рівномірності розподілу рідини по трубах. Для таких випадків було запропоновано використовувати саморегулюючу "плаваючу" вставку.

"Плаваюча" вставка має пружини, що дозволяє змінювати відстань від вставки до трубної решітки у разі коливання витрати теплоносія в трубах (рис. 1).

а *б*

Рисунок 1. Стійки для утримання розподільних вставок і регулювання відстані від вставки до трубної решітки: *а* – стійка з "плаваючим" положенням вставки з закріпленою у ній плоскою вставкою; *б* – стійка з "плаваючим" положенням вставки і кільцевою основою з закріпленою у ній плоскою вставкою.

У залежності від тиску рідини ця вставка встановлюється на оптимальну відстань від трубної решітки, що дозволяє нівелювати нерівномірність подачі теплоносія в теплообмінник (табл. 2).

Таблиця 2. Відстань "плаваючої" вставки від трубної решітки теплообмінника у залежності від витрати рідини при осьовому введенні рідини в апарат

№	Витрата, 10^3 м^3/с	Тиск рідини на вході в апарат, Па	h, мм	h/$D_{ап}$
1	1,50	2525	39	0,26
2	1,20	2103	50	0,33
3	0,83	1974	58	0,39

Висновки. Створені розподільні вставки для вирівнювання швидкостей руху рідини в різних трубах кожухотрубчастого теплообмінника. При сталій подачі теплоносія в апарат доцільно використовувати плоскі вставки, при несталій – плоскі «плаваючі».

Список літератури

1. Клюєв О.І., Луняка К.В., Чумаков Г.А., Ардашев В.О. (2006). Вплив рівномірності розподілу рідини по трубах на характер роботи кожухотрубчастого теплообмінника. *Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки,* 4, 46-49.

2. Идельчик И.Е. «Аэродинамика промышленных аппаратов» М-Л., Энергия. 1964, 288 с.

Lunyaka K., Klyuev O., Rusanov S.,

THE USE OF A "FLOATING" INSERT TO CONTROL THE SPEED OF MOVEMENT OF THE COOLANT IN DIFFERENT TUBES OF SHELL-TUBE HEAT EXCHANGER

Abstract. *The uneven distribution of the velocity of the fluid in the different tubes of the shell-tube heat exchanger leads to the failure of the tubes, where the flow velocity is small, which in turn leads to more frequent repair*

of the apparatus. In order to equalize the velocity of fluid motion in the central and peripheral pipes, various designs of distributors (inserts) are proposed, of which the simplest is a flat insert. The influence of the distance of the flat insert from the tube lattice on the distribution of the velocities of the coolant in the pipes is investigated. The design of the "floating" insert, which has springs, allows to change the distance from the insert to the tube lattice in the case of fluctuations in the flow of coolant in the pipes.

***Keywords**: Non-uniform distribution of coolant on pipes, "floating" insert.*

Луняка К.В., Клюев О.И., Русанов С.А.,

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ «ПЛАВАЮЩЕЙ» СТАВКИ ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В РАЗНЫХ ТРУБАХ КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Аннотация. *Неравномерное распределение скоростей движения теплоносителя в разных трубах кожухотрубного теплообменника приводит к выходу из строя труб, в которыых скорость потока имела, а это, в свою очередь, - к более частому ремонту аппаратов. С целью выравнивания скоростей движения жидкости в центральных и периферийных трубах предложены разные конструкции распределительных устройств (вставок), из которых самой простой является плоская вставка. Исследовано влияние расстояния плоской вставки от трубной решетки на распределение скоростей теплоносителя по трубам. Предложенная конструкция «плавающей» вставки, которая имеет пружины, что позволяет изменять расстояние от вставки до трубной решетке в случае колебания расхода теплоносителя в трубах.*

Ключевые слова: *Неравномерное распределение теплоносителя по трубам, «плавающая» вставка.*

УДК 66.067.1.621.72

ОЦІНКА ТЕПЛОВІДДАЧІ В ЦЕНТРАЛЬНИХ ТА ПЕРИФЕРІЙНИХ ТРУБАХ КОЖУХОТРУБЧАСТОГО ТЕПЛООБМІННИКА ПРИ ОСЬОВОМУ ВВЕДЕННІ РІДИНИ В АПАРАТ

Луняка К.В., д.т.н., професор,
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Херсонська філія;
Клюєв О.І., к.т.н., доцент, Русанов С.А., к.т.н., доцент,
Херсонський національний технічний університет
lunyaka213@ukr.net

***Анотація.** Проведена оцінка співвідношення коефіцієнтів тепловіддачі в центральних та периферійних трубах кожухотрубчастого теплообмінного апарату. Розрахунки показують, що тепловіддача в периферійних трубах при осьовому введенні рідини в апарат значно менша у порівнянні з трубами, розташованими усередині трубного пучка, і в залежності від режиму руху теплоносія коефіцієнти тепловіддачі можуть відрізнятися від 1,85 до 44 разів.*

***Ключові слова:** кожухотрубчастий теплообмінний апарат, коефіцієнти тепловіддачі.*

Актуальність теми. У зв'язку з широким використанням кожухотрубчастих теплообмінних апаратів постає питання про їхню раціональну експлуатацію – запобігання пошкодженню труб внаслідок перегріву, здешевлення ремонтних робіт завдяки збільшенню часу між ремонтами. Між тим, у низці робіт показано, що швидкості руху теплоносія в центральних і периферійних трубах можуть значно відрізнятись. У зв'язку з цим представляє інтерес оцінка співвідношення коефіцієнтів тепловіддачі в різних трубах теплообмінного апарату.

Мета роботи – визначення співвідношення коефіцієнтів тепловіддачі в різних трубах кожухотрубчастого теплообмінного апарату.

Основна частина. При осьовому введенні рідини в апарат була отримана картина розподілу тиску і швидкості по перерізу кришки теплообміннику перед входом рідини у трубну решітку (рис. 1).

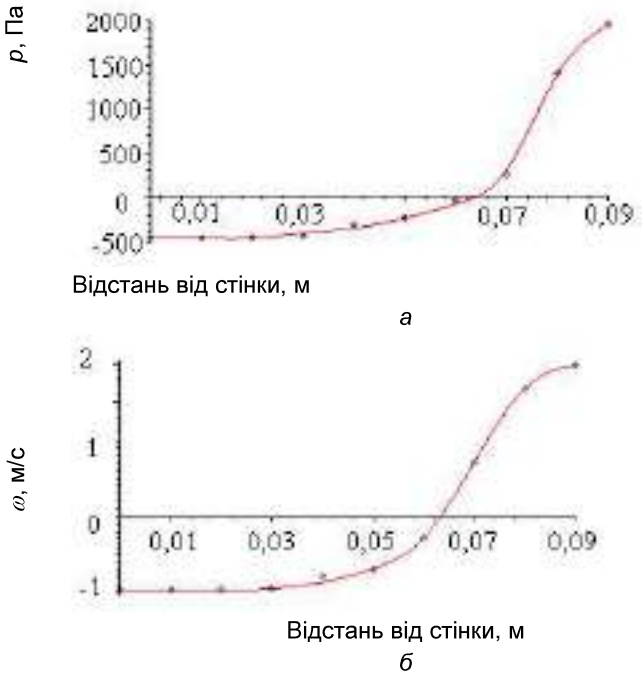


Рисунок 1. Розподіл тиску (*а*) і швидкості (*б*) потоку в кришці.

Як видно з рис. 1, розподіл тиску і швидкості по перерізу кришки нерівномірний – по осі тиск і швидкість великі, по мірі віддалення від центру вони зменшуються, а у периферійних областях простору кришки утворюються потоки, напрям руху яких протилежний загальному напрямку руху (швидкості набувають від'ємних значень) [1].

При вході рідини в труби внаслідок меншої площі перерізу труб у порівняння з площею перерізу кришки швидкість потоку зростає, і від'ємного значення швидкості вже не спостерігається, але нерівномірність розподілу швидкості по трубах діаметрального ряду зберігається як це видно з наведеного на рис. 2 профілю розподілу швидкості теплоносія по трубах діаметрального ряду.

Таким чином, дослідження показали, що тиск і швидкість рідини нерівномірно розподіляються по перерізу апарату, і за умов експерименту швидкість теплоносія у периферійних трубках більш як удвічі менша, ніж у центральній. При зменшенні витрати рідини з бокових трубок рідина практично перестає витікати. Це є причиною зменшення тепловіддачі в теплообміннику та виходу з ладу периферійних труб при експлуатації апарату.

Рисунок 2. Профіль швидкості руху теплоносія в трубах діаметрального ряду теплообмінника.

Досліджувалась можливість за допомогою зміни таких параметрів як витрата рідини, її теплофізичні характеристики, діаметр штуцера, висота кришки домогтися рівномірного розподілу швидкості рідини по перерізу теплообмінного апарату. Вивчалась дія окремих названих чинників і за допомогою методу факторного експерименту – їх сумісний вплив на рівномірність розподілу швидкості рідини.

Отримане рівняння регресії

$$\frac{\omega_{\max}}{\omega_{\min}} = 1{,}10 - 0{,}00017V + 0{,}014\,\mathrm{Pr}\,, \tag{1}$$

у відповідності з яким основний вплив на нерівномірність розподілу швидкостей теплоносія по трубах теплообмінника спричиняють витрата V і теплофізичні характеристики рідини, виражені через критерій Прандтля Pr, який залежить від температури. Але у зв'язку з тим, що, по-перше, температуру можна вважати сталою і такою, що визначається технологічним процесом, і, по-друге, щоб отримати рівномірний розподіл рідини, потрібно створити великі значення витрати, які не досягаються при русі рідини по трубах, можна зробити висновок про те, що при осьовому введенні теплоносія в трубний простір теплообмінника за допомогою зміни таких параметрів процесу, як витрата теплоносія і температура, а також елементів конструкції теплообмінного апарату – висоти кришки і діаметру вхідного патрубку – не можна досягти суттєвого зменшення нерівномірності розподілу швидкості рідини в трубах [2].

За рахунок нерівномірного розподілу швидкостей слід чекати зниження ефективності роботи теплообмінного апарату.

Було запропоновано оцінювати пониження ефективності через коефіцієнти тепловіддачі, оцінені з критеріальних рівнянь.

При розподілі рідини по перерізу апарату можливі такі варіанти:

1) Як в центральній, так і в периферійних трубах режим турбулентний. У цьому випадку використовується критеріальне рівняння виду

$$Nu = 0{,}023\,\mathrm{Re}^{0{,}8}\,\mathrm{Pr}^{0{,}4}\,. \tag{2}$$

Коефіцієнт тепловіддачі й кількість теплоти, що передається, в периферійних трубах зменшиться у порівнянні з коефіцієнтом тепловіддачі в центральній трубі у за умов експерименту в

$$\left(\frac{\omega_{центр}}{\omega_{периф}}\right)^{0{,}8} = \left(\frac{1{,}6}{0{,}72}\right)^{0{,}8} = 1{,}89 \ \text{рази}. \tag{3}$$

2) В центральній трубі режим руху турбулентний, а в периферійних – ламінарний.

Критеріальне рівняння процесу тепловіддачі для ламінарного руху:

$$Nu = 1{,}86\left(\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}\frac{d}{L}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0{,}14}, \tag{4}$$

де μ – в'язкість рідини при її середній температурі;

μ_s – в'язкість рідини при температурі стінки труби.

У цьому випадку відношення коефіцієнтів тепловіддачі становить

$$\frac{\alpha_{центр}}{\alpha_{периф}} = \frac{0{,}023\,\mathrm{Re}^{0{,}8}_{турб}\,\mathrm{Pr}^{0{,}4}}{1{,}86\left(\mathrm{Re}_{лам}\,\mathrm{Pr}\frac{d}{L}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0{,}14}} = 12{,}3, \tag{5}$$

$$\frac{\alpha_{центр}}{\alpha_{периф}} = \frac{0{,}023\cdot 20000^{0{,}8}\,3{,}8^{0{,}4}}{1{,}86\cdot\left(2000\cdot 3{,}8\,\frac{0{,}014}{1}\right)^{1/3}\left(\frac{0{,}55}{0{,}44}\right)^{0{,}14}} = 12{,}3 \ \text{рази}. \tag{6}$$

3) Є труби, з яких рідина практично не витікає. У цьому випадку має місце тепловіддача при вільній конвекції, для описання якої при $10^3<(\mathrm{Gr}\cdot\mathrm{Pr})<10^9$ використовують рівняння:

$$Gr\,\mathrm{Pr} = \frac{g\beta\rho^2(T_s - T_f)L^3}{\mu^2}\mathrm{Pr} = \frac{9{,}8\cdot 4{,}49\cdot 10^{-4}15\cdot 1^3}{(0{,}55\cdot 10^{-3})^2}3{,}54 = 772428\,, \tag{7}$$

$$Nu = 0{,}59(Gr\cdot\mathrm{Pr})^{0{,}25} = 0{,}59\cdot 772428^{0{,}25} = 17{,}49\,, \tag{8}$$

$$\frac{\alpha_{центр}}{\alpha_{периф}} = \frac{0{,}023 \cdot 20000^{0{,}8} 3{,}8^{0{,}4} 1}{0{,}59 \cdot 772428^{0{,}25} 0{,}014} = 44 \text{ рази.} \quad (9)$$

Висновок. Таким чином, розрахунки показують, що тепловіддача в периферійних трубах при осьовому введенні рідини в апарат значно менша у порівнянні з трубами, розташованими усередині трубного пучка.

Список літератури

1. Клюєв О.І., Луняка К.В. (2003). Дослідження руху рідини в трубах теплообмінника. *Проблеми економії енергії. МНПКПЕЕ*, 222-227.

2. Клюєв О.І., Луняка К.В. (2004). Дослідження розподілу рідини по трубах кожухотрубного теплообмінника. *Вестник Херсонського государственного технического университета*, 2, 121-123.

Lunyaka K., Klyuev O., Rusanov S.,

ASSESSMENT OF HEAT TRANSFER IN CENTRAL AND PERIPHERAL PIPES OF THE SKIN-TUBE HEAT EXCHANGER AT THE EIGHT INTRODUCTION OF LIQUID INTO THE APPARATUS

Abstract. *The ratio of heat transfer coefficients in the central and peripheral pipes of the shell-tube heat exchanger was evaluated. The calculations show that the heat transfer in the peripheral pipes with the axial introduction of the fluid into the apparatus is much smaller compared to the pipes located inside the tube bundle, and depending on the mode of motion of the coolant, the heat transfer coefficients may vary from 1.85 to 44 times.*

Keywords: *shell-tube heat exchanger, heat transfer coefficients*.

ОЦЕНКА ТЕПЛООТДАЧИ В ЦЕНТРАЛЬНЫХ И ПЕРИФЕРИЙНИХ ТРУБАХ КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА ПРИ ОСЕВОМ ВВЕДЕНИИ ЖИДКОСТИ В АППАРАТ

Аннотация. *Проведена оценка соотношения коэффициентов теплоотдачи в центральных и периферийных трубах кожухотрубного теплообменного аппарата. Расчеты показывают, что теплоотдача в периферийных трубах при осевом вводе жидкости в аппарат значительно меньше по сравнению с трубами, расположенными внутри трубного пучка, и в зависимости от режима движения теплоносителя коэффициенты теплоотдачи могут отличаться от 1,85 до 44 раз.*

Ключевые слова: *Кожухотрубчатые теплообменный аппарат, коэффициенты теплоотдачи.*

УДК 621.577

АНАЛІЗ РОБОТИ ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧОЇ ДВОСТУПІНЧАСТОЇ ЕЖЕКТОРНО-ТЕРМОПРЕСОРНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

Коновалов Д.В., к.т.н., доцент, Джуринська А.О., викладач;
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
Херсонська філія, м. Херсон
annadgu2312@gmail.com

Анотація*. В сучасній судновій енергетиці одним з перспективних напрямів підвищення енергетичної ефективності дизельної установки є утилізація теплоти вторинних енергоресурсів для виробництва холоду з метою зниження температури повітря на вході та наддувного повітря, а відповідно для енергетичних потреб самої дизельної установки. Одним із перспективних способів підвищення енергетичної ефективності ЕХМ є термопресорне охолодження.*

Ключові слова: *термопресор, низькопотенційна теплота, наддувне повітря, ежекторна холодильна машина.*

Актуальність теми.Невисока паливна ефективність стаціонарних теплоелектрогенеруючих і суднових енергетичних комплексів зумовлена значними обсягами скидної теплоти (відхідних газів, стисненого повітря і охолоджувальних середовищ (води та повітря), яка перевищує половину теплоти первинного палива. Утилізація ВЕР більшості енергоустановок обмежується використанням теплоти відхідних газів для виробництва теплової енергії в пароводяних котлах, що носить сезонний характер. До того ж ефективність самих сучасних

енергоустановок залежить від кліматичних умов і суттєво знижується з підвищенням навколишньої температури: кожні 10 °С збільшення температури повітря на вході двигунів спричиняють зростання витрат палива на 0,5...0,7 %. Тому ефективним є застосування енергозберігаючих технологій, які б забезпечували б утилізацію низькопотенційної скидної теплоти і демпфували негативний вплив зростання температури зовнішнього повітря на паливну ефективність енергоустановок. До таких технологій відносяться технології комбінованого виробництва енергії, включаючи холод, а одним із перспективних напрямків підвищення ефективності таких технологій є застосування газодинамічного ефекту у процесах трансформації скидної теплоти.

Мета роботи – проаналізувати ефективність тепловикористовуючої двоступінчастої ежекторно-термопресорної холодильної машини.

Основна частина.

У теперішній час застосовують декілька типів тепловикористовуючих машин. Серед них найбільше поширення отримали машини, де холод виробляється за рахунок утилізації низькопотенційної теплоти. До них слід віднести наступні: турбокомпресорні, абсорбційні та ежекторні холодильні машини.

Температурний рівень вторинних енергетичних ресурсів суднових дизельних установок порівняно не високий: температура відхідних газів після утилізаційного котла – біля 180 °С; наддувного повітря – 140...240 °С, в залежності від степені стиснення турбокомпресора; води, що охолоджує циліндри двигуна – 90...120 °С. Враховуючи це, одним з найбільш перспективних для суднової енергетики є застосування ежекторних холодильних машин (ЕХМ). Слід відмітити, що енергетична ефективність ЕХМ не досить велика в порівнянні з більш широко застосованими, але більш складними і громіздкими абсорбційними холодильними машинами.

ЕХМ працює за суміщеними циклами паросилової установки і холодильної машини. У склад холодильного контуру входять: ежектор, конденсатор, дросельний клапан і випарник, а у склад паросилового контуру: парогенератор, ежектор, конденсатор і насос. Найбільш перспективними є ЕХМ, що використовують низькокиплячі робочі тіла (хладони) [2]. Хладонові ЕХМ мають всі переваги водяних, однак, на відміну від них, мають можливість отримання більш низьких температур (t_0 = -30...+10 °С) при відсутності вакууму, більшою простотою і компактністю, а також більш високою економічністю роботи.

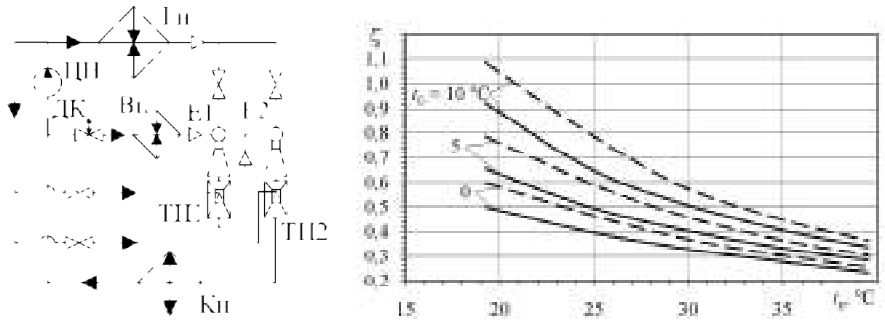
Їх теплова ефективність при цьому недостатньо висока – □ = 0,2...0,4. Збільшити тепловий коефіцієнт □ на 5...10 % можливо, наприклад, за рахунок використання дво- або триступінчастого стиснення в ежекторах [3]. Таке рішення викликає необхідність проміжного охолодження між ступенями, що, у свою чергу, значно ускладнює конструкцію ЕХМ. Двоступінчасті ежекторні холодильні машини (ДЕХМ) доцільно застосовувати при високих температурах конденсації $t_к$ більше 30 °С, що відповідає температурним режимам суден із необмеженим районом плавання. Триступінчасті ЕХМ ефективні при $t_к$ біля 40 °С і вище, але таки режими мають місце тільки в тропічних умовах плавання.

Між ступенями ДЕХМ необхідно забезпечити проміжне охолодження пари холодоагенту. Це викликано тим, що перегрів пари на всмоктування в ежектор знижує коефіцієнт ежекції U, а відтак і тепловий коефіцієнт □ ДЕХМ. Так, перегрів пари на □t_0 = 10 °С знижує □ до 15 %.

Одним із перспективних способів підвищення енергетичної ефективності ЕХМ є термопресорне охолодження [4]. Однак, при температурах конденсації $t_к$ більше 30 °С тепловий коефіцієнт доволі низький □= 0,20...0,35. Застосування двоступінчастого стиснення в ежекторах із проміжним термопресорним охолодженням при високих $t_к$ більш доцільно.

Було розроблено і проаналізовано схему двоступеневої ежекторно-термопресорної холодильної машини (ДЕТХМ). У ДЕТХМ (рис. 1, *а*) робоча пара під високим тиском подається в сопловий апарат ежектора першого Е1 і другого ступеня Е2. Ежектор Е1 всмоктує (ежектує) пару після випарника Вп і стискає її до проміжного тиску $P_{пр}$. Стиснена пара після Е1 охолоджується до температури насичення в термопресорі першого ступеня ТП1, при цьому завдяки ефекту термогазодинамічної компресії збільшується тиск пари [5, 6]. Потім пара ежектується ежектором Е2 і охолоджується з одночасним підвищенням тиску до тиску конденсації $P_к$ в термопресорі другого ступеня ТП2. Стиснена пара конденсується в конденсаторі Кн і розділяється на два потоки: перший подається циркуляційним насосом ЦН до генератора пари Гн, а другий дроселюється у дросельному клапані ДК і кипить у випарнику Вп. На випаровування в ТП1 і ТП2 застосовується рідкий холодоагент після ЦН.

Аналіз схеми проводився з урахуванням наступних температурних режимів: температура кипіння у Гн – $t_г$ = 120 °С; температура кипіння у Вп – t_0 = 0; +5; +10 °С; температура конденсації – $t_к$ = 20...40 °С; робоче тіло – хладон R142b.



а *б*

Рис. 1. Схема двоступінчастої ежекторно-термопресорної холодильної машини (*а*) і залежності теплового коефіцієнта від температури конденсації $t_к$ (*б*) при різних температурах кипіння у випарнику t_0 = 0; +5; +10 °С і температурі кипіння у генераторі пари $t_г$ = 120 °С: _____ – ДЕХМ; _ _ _ _ _ – ДЕТХМ

Висновки. Було розроблено і проаналізовано схему двоступеневої ежекторно-термопресорної холодильної машини. Виявлено, що перегрів пари холодоагенту після ежекторів складає $t_{тп}$ = 25...35 °С, що, у свою чергу, забезпечує підвищення тиску в термопресорі на 5...7 % (15...25 кПа). Застосування термопресорного охолодження дозволяє підвищити сумарний коефіцієнт ежекції *U*, а відтак і тепловий коефіцієнт на 15...20 %, при цьому величина при $t_к$ = 30...35 °С складе 0,35...0,55, що робить застосування ДЕТХМ при високих $t_к$ більш доцільним.

Список літератури

1. Радченко Н.И. (2007) Основные направления тригенерационных технологий в судовой энергетике. *Техногенна безпека: наукові праці*. 73 (60), 100-105.

2. Захаров Ю.В. (1994) *Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины*. СПб.: Судостроение.

3. Коновалов Д.В. (2005) Энергетическая эффективность эжекторных холодильных машин, использующих теплоту выпарных аппаратов судовых рыбомучных установок. *Техногенна безпека: Наукові праці*. 43 (30),

4. Коновалов Д.В. (2008) Утилизация сбросной теплоты судовых энергоустановок с генерированием холода и использованием эффекта термопрессии. *Авиационно-космическая техника и технология*. 7 (54),

5. Вулис Л.А. (1954) *Термодинамика газовых потоков*. Москва: Госэнергоиздат.

6. Живица В.И. (2002) Интенсификация процессов в контактных охладителях аммиачных холодильных установок. *Холодильная техника и технология*. 2 (76), 24-28.

Konovalov D., Dzhurynska A.

ANALYSIS OF THE WORK OF WASTE HEAT RECOVERY EJECTOR-THERMOPRESSOR TWO-STAGE REFRIGERATING MACHINE

Abstract. In modern marine energy, one of the promising directions of increasing the diesel plant energy efficiency is the utilization of the secondary energy sources heat for the cold production to reduce the inlet air and charge air temperature, and accordingly for the diesel plant energy needs. One of the most promising ways of increasing the energy efficiency of ejector refrigeration machine is thermompressor cooling.

Keywords: thermopressor, low-potential heat, charge air, ejector refrigeration machine.

Коновалов Д.В., Джуринская А.А.

АНАЛИЗ РАБОТЫ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩЕЙ ЭЖЕКТОРНО-ТЕРМОПРЕСОРНОЙ ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Аннотация. В современной судовой энергетике одним из перспективных направлений повышения энергетической эффективности дизельной установки является утилизация теплоты вторичных энергоресурсов для производства холода с целью снижения температуры воздуха на входе и наддувочного воздуха, а соответственно для энергетических нужд самой дизельной установки. Одним из перспективных способов повышения энергетической эффективности ЭХМ является термопрессорное охлаждение.

Ключевые слова: термопрессор, низкопотенциальная теплота, наддувочный воздух, эжекторная холодильная машина.

УДК 66.067.1.621.72

МЕТОДОЛОГІЧНИЙ ПІДХІД ДО ВИЗНАЧЕННЯ ХОЛОДОПРОДУКТИВНОСТІ СИСТЕМ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ

Є.І. Трушляков, к.т.н., професор, А.М. Радченко, к.т.н, доцент, А.А. Зубарєв, ст. викладач, А.В. Грич, к.т.н, доцент, В.С. Ткаченко, аспірант,
Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна;
Я. Зонмін, доцент,
Цзяньсуньський університет науки і технології, Цзеньцзянь, КНР
nirad50@gmail.com

Анотація. *Ефективність застосування установок кондиціювання повітря комфортного й енергетичного призначення упродовж певного періоду, як і будь-якої енергоустановки, визначається отримуваним при цьому ефектом, передусім у вигляді зменшення споживання палива за рік або збільшення виробництва електричної (механічної) енергії у разі кондиціювання повітря на вході теплового двигуна та річного виробництва холоду як показника ефективності використання холодильної потужності установок комфортного кондиціювання повітря. Оскільки в обох випадках ефект залежить від тривалості та глибини охолодження, то цілком правомірною є його оцінка у першому наближенні термочасовим потенціалом, який представляє собою добуток зниження температури повітря та тривалості експлуатації при зниженій температурі і, таким чином, враховує поточні кліматичні умови. Вочевидь, що реалізація потенціалу охолодження (кондиціювання) зовнішнього повітря залежить від встановленої (проектної) холодопродуктивності установок кондиціювання, яка, в свою чергу, повинна враховувати коливання теплових навантажень відповідно до поточних змінних тепловологісних параметрів зовнішнього повітря. Виходячи з різного темпу приросту річного термочасового потенціалу охолодження зі збільшенням встановленої холодопродуктивності установки кондиціювання повітря, обумовленого зміною теплового навантаження відповідно до поточних кліматичних умов упродовж року, необхідно вибирати таке проектне теплове навантаження на установку кондиціювання повітря (його встановлену холодопродуктивність), яке забезпечує досягнення максимального або близького до нього річного термочасового потенціалу охолодження при відносно високих темпах його приросту, відповідно й ефекту від охолодження у вигляді зменшення витрати палива за рік у разі кондиціювання повітря на вході теплового двигуна та річного виробництва холоду установками комфортного кондиціювання повітря. Показано, що при однакових кліматичних умовах упродовж року та глибині охолодження зовнішнього повітря раціональні значення проектної холодопродуктивності установок кондиціювання комфортного й енергетичного призначення співпадають.*

Ключові слова*: кондиціювання повітря, холодопродуктивність, термочасовий потенціал, річне виробництво холоду.*

Актуальність теми.

Ефективність застосування кондиціювання повітря комфортного й енергетичного призначення залежить від отримуваного за його рахунок ефекту. Оскільки термодинамічна ефективність теплових двигунів, насамперед газотурбінних, підвищується зі зниженням температури зовнішнього повітря $t_{зп}$, то ефективність охолодження повітря на їх вході визначається скороченням споживання палива або збільшенням виробництва електричної (механічної) енергії, тоді як у випадку установок комфортного кондиціювання з тепловологісною обробкою зовнішнього повітря (передусім в центральних і автономних кондиціонерах) – річним виробництвом холоду як показником ефективності використання холодильної потужності.

В установках кондиціювання повітря (УКП) на вході теплових двигунів найбільш поширене застосування абсорбційних бромистолітієвих холодильних машин (АБХМ), в яких повітря охолоджують від зовнішньої температури $t_{зп}$ до $t_{п2} \approx 15$ °С з високою ефективністю трансформації скидної теплоти в холод: їх тепловий коефіцієнт $\zeta = 0{,}7 \ldots 0{,}8$ [1]. В ежекторних холодильних машинах (ЕХМ) можливе більш глибоке охолодження повітря до температури $t_{п2} = 7 \ldots 10$ °С, однак за значно нижчих теплових коефіцієнтів: $\zeta = 0{,}2 \ldots 0{,}3$. Двоступеневе охолодження повітря на вході двигунів в ступінчастій абсорбційно-ежекторній холодильній машині (АЕХМ): в АБХМ – до $t_{п2} = 15 \ldots 20$ °С, в ЕХМ –до $t_{п2} = 7 \ldots 10$ °С, запропоновано в роботі [2].

Оскільки мають місце як сезонні, так і добові коливання температур, то проектне теплове навантаження УКП на вході двигунів доцільно визначати за річним термочасовим потенціалом $\sum \prod$, °С·год, який представляє

собою добуток зниження температури $\Delta t_п$ зовнішнього повітря та тривалості т роботи двигуна при зниженій температурі упродовж року $\Sigma\prod = \sum(\Delta t_в \cdot °т)$ [3, 4]. Вочевидь, виходячи з річного термочасового потенціалу $\Sigma\prod$, можна визначати й холодопродуктивність установок комфортного кондиціювання повітря.

Мета дослідження – встановити особливості застосування методів визначення встановленої (проектної) холодопродуктивності установок кондиціювання повітря комфортного й енергетичного призначення за максимальним (близьким до максимального) значенням та за максимальним темпом прирощення річного термочасового потенціалу, відповідно й ефекту у вигляді зменшення споживання палива за рік у разі кондиціювання повітря на вході теплових двигунів та річного виробництва холоду установками комфортного кондиціювання повітря.

Результати дослідження.

З метою узагальнення результатів розрахунків теплові навантаження УКП доцільно визначати у відносних величинах – як питомі теплові навантаження, або ж питома холодопродуктивність, що припадають на одиницю витрати повітря: $q_0 = Q_0 / G_п$, де Q_0 – повна холодопродуктивність, кВт; $G_п$ – витрата повітря $G_п$, кг/с.

Питома холодопродуктивність $q_0 = \xi\, c_{вл}\,(t_{зп} - t_{п2})$, кВт/(кг/с), де ξ – коефіцієнт вологовипадіння; $t_{зп}$ – поточна температура зовнішнього повітря, °С; $t_{п2}$ – температура охолодженого повітря, °С; $c_{вл}$ – питома теплоємність вологого повітря, кДж/(кг·К).

Для визначення проектної холодопродуктивності УКП необхідно проаналізувати залежність від неї річного термочасового потенціалу $\Sigma\prod$, відповідно й ефекту від охолодження у вигляді скорочення витрати палива та виробництва холоду за рік.

Значення річних термочасового потенціалу охолодження повітря $\Sigma\prod$, зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e$ за рік, віднесеної до 1 кВт потужності ГТУ, та річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot т)$, віднесеного до одиниці витрати повітря $G_п$ = 1 кг/с, в залежності від проектної питомої холодопродуктивності УКП q_0 (при $G_п$ = 1 кг/с) при температурах охолодженого повітря $t_{в2}$ = 10 і 15 ºС за 2017 р., м. Южноукраїнськ, наведені на рис. 1, а віднесені до їх максимальних за рік величин $\Sigma\prod / \Sigma\prod_{max}$, $\Sigma\Delta b_e / \Sigma\Delta b_{e.max}$ і $\Sigma(q_0 \cdot т) / \Sigma(q_0 \cdot т)_{max}$ в залежності від проектної питомої холодопродуктивності УКП q_0 / q_{0max}, віднесеної до максимального за рік теплового навантаження q_{0max}, – на рис. 2.

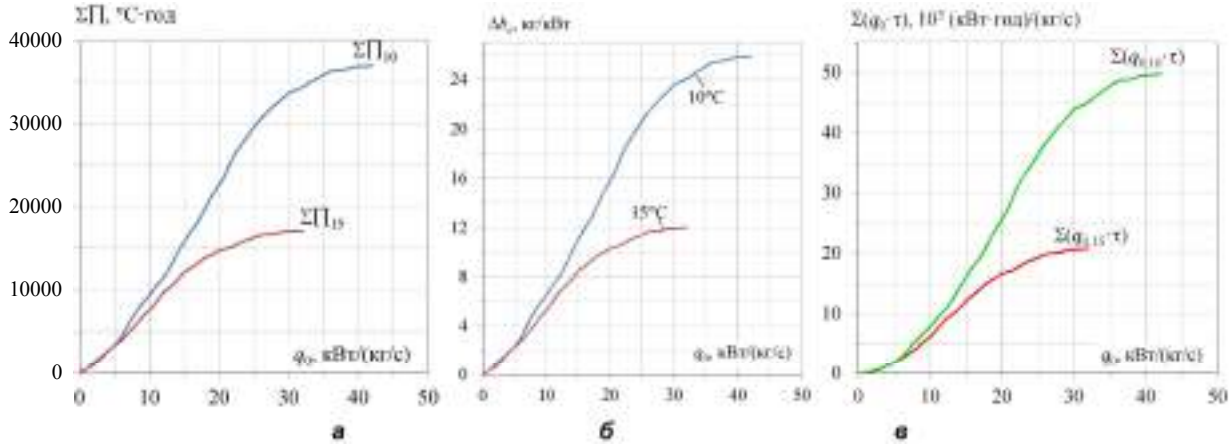


Рис. 1. Значення річного термочасового потенціалу охолодження повітря $\Sigma\prod$ (***а***), зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e$ за рік, віднесеної до 1 кВт потужності ГТУ (***б***), та річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot т)$, віднесеного до одиниці витрати повітря $G_п$ = 1 кг/с (***в***), в залежності від проектної питомої холодопродуктивності УКП q_0 (при $G_п$ = 1 кг/с) при температурах охолодженого повітря $t_{в2}$ = 10 і 15 ºС за 2017 р.

Як видно з рис. 1, раціональні значення проектної питомої холодопродуктивності УКП q_0 при температурах охолодженого повітря $t_{п2}$ = 10 і 15 ºС, визначені за близьким до максимального зменшенням питомої витрати палива за рік $\Sigma\Delta b_e$ для УКП ГТУ на рис. 1,***б***, становлять $q_0 \approx$ 34…36 кВт/(кг/с) і $q_0 \approx$ 24…26 кВт/(кг/с) відповідно, і практично такі ж за річного виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot т)$ для комфортної УКП на рис. 3,***в***.

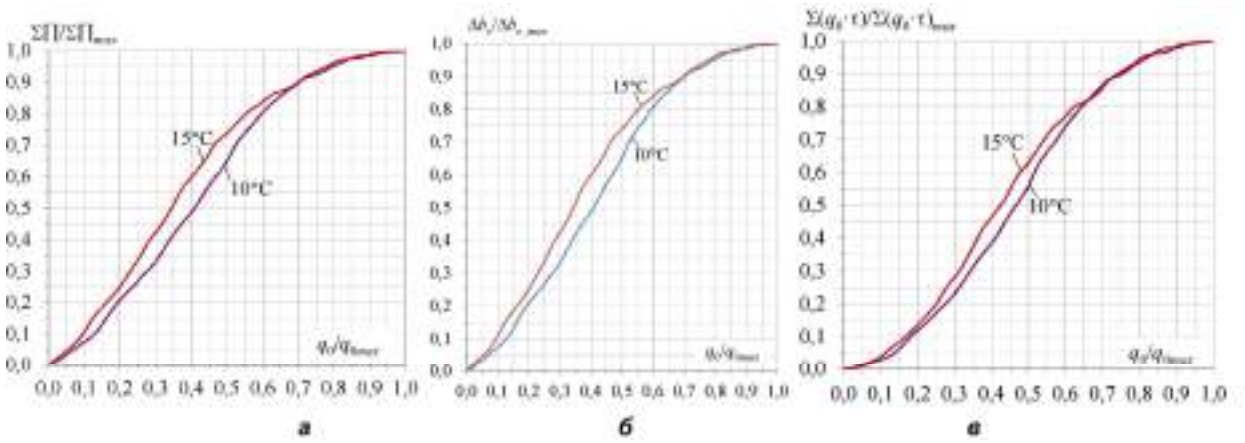


Рис. 2. Значення річного термочасового потенціалу охолодження повітря $\Sigma\Pi / \Sigma\Pi_{max}$ (***а***), зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e / \Sigma\Delta b_{e.max}$ (для 1 кВт потужності ГТУ) за рік (***б***), та річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau) / \Sigma(q_0 \cdot \tau)_{max}$ при $G_п$ = 1 кг/с (***в***), віднесені до їхніх максимальних за рік величин, в залежності від проектної питомої холодопродуктивності q_0 / q_{0max}, віднесеної до максимального за рік питомого теплового навантаження q_{0max}, при температурах охолодженого повітря $t_{п2}$ = 10 і 15 °С за 2017 р.

Як видно з рис. 2, зростання річного потенціалу охолодження $\Sigma\Pi / \Sigma\Pi_{max}$ і відповідних величин ефекту $\Sigma\Delta b_e / \Sigma\Delta b_{e.max}$ та $\Sigma(q_0 \cdot \tau) / \Sigma(q_0 \cdot \tau)_{max}$ від нього зберігається достатньо помітним при збільшенні проектної питомої холодопродуктивності приблизно до 80 % максимального за рік питомого теплового навантаження q_{0max}: $q_0 / q_{0max} \approx 0{,}8$. Подальше підвищення питомої холодопродуктивності від 80 % до 100 % приводить до незначного (менше ніж на 5 %) зростання величин $\Sigma\Delta b_e / \Sigma\Delta b_{e.max}$ та $\Sigma(q_0 \cdot \tau) / \Sigma(q_0 \cdot \tau)_{max}$, що свідчить про недоцільність завищення встановленої холодопродуктивності.

Зменшення темпу нарощування річного термочасового потенціалу $\Sigma\Pi$ і, відповідно, ефекту від охолодження при високій холодопродуктивності УКП q_0 свідчить про наявність надлишку холоду. То ж доцільно визначити холодопродуктивність, яка забезпечує максимальний темп нарощування $\Sigma\Pi$.

Для визначення холодопродуктивності УКП, яка забезпечує максимальний темп нарощування річного термочасового потенціалу $\Sigma\Pi / q_0$, зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e / q_0$ (для 1 кВт потужності ГТУ) за рік та річного питомого (при $G_п$ = 1 кг/с) виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau) / q_0$, необхідно проаналізувати їх залежність від встановленої питомої холодопродуктивності УКП q_0 (рис. 3) або їх відносних величин $\Sigma\Pi / q_0 / (\Sigma\Pi / q_0)_{max}$, $\Sigma\Delta b_e / q_0 / (\Sigma\Delta b_e / q_0)_{max}$ і $\Sigma(q_0 \cdot \tau) / q_0 / (\Sigma(q_0 \cdot \tau) / q_0)_{max}$ від встановленої питомої холодопродуктивності УКП q_0, віднесеної до максимального за рік теплового навантаження q_{0max} (рис. 4).

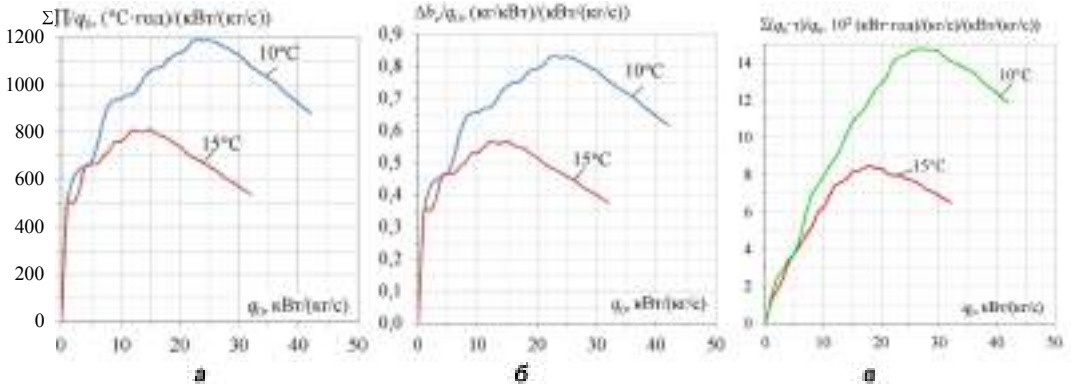


Рис. 3. Значення річного термочасового потенціалу охолодження повітря $\Sigma\Pi / q_0$ (***а***), зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e / q_0$ (для 1 кВт потужності ГТУ) за рік (***б***), та річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau) / q_0$ при $G_п$ = 1 кг/с (***в***), віднесених до встановленої питомої холодопродуктивності q_0 УКП, в залежності від проектної питомої холодопродуктивності УКП q_0 (при $G_п$ = 1 кг/с), при температурах охолодженого повітря $t_{в2}$ = 10 і 15 °С за 2017 р. м. Южноукраїнськ

Як видно, оптимальні значення проектної питомої холодопродуктивності УКП q_0 при температурах охолодженого повітря $t_{п2}$ = 10 і 15 ºС, визначені за максимальним темпом зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e / q_0$ для УКП ГТУ на рис. 3,***б***, становлять $q_0 \approx 23…26$ кВт/(кг/с) і $q_0 \approx 12…16$ кВт/(кг/с) відповідно, тоді як за темпом приросщення річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot т)/q_0$ для комфортної УКП на рис. 3,***в*** дещо більше і становлять $q_0 \approx 25…30$ кВт/(кг/с) і $q_0 \approx 16…20$ кВт/(кг/с).

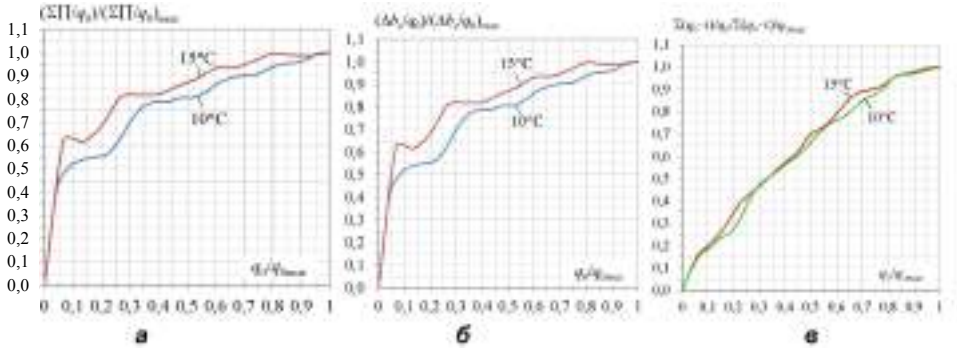


Рис. 4. Значення річного термочасового потенціалу охолодження повітря $\Sigma\prod$ (***а***), зменшення питомої витрати палива $\Sigma\Delta b_e$ (для 1 кВт потужності ГТУ) за рік (***б***) та річного питомого виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot т)$ при $G_п$ = 1 кг/с (***в***), віднесених до встановленої питомої холодопродуктивності q_0 та до їхніх максимальних за рік величин, в залежності від проектної питомої холодопродуктивності q_0 (при $G_п$ = 1 кг/с), віднесеної до максимального за рік теплового навантаження q_{0max}, при температурах охолодженого повітря $t_{в2}$ = 10 і 15 ºС за 2017 р. м. Южноукраїнськ

Як видно, при однакових кліматичних умовах упродовж року та глибині охолодження зовнішнього повітря раціональні значення проектної холодопродуктивності установок кондиціювання комфортного й енергетичного призначення співпадають, причому за методом максимального прирощення річного термочасового потенціалу, відповідно й ефекту, величина проектної холодопродуктивності менше.

Оскільки величини встановленої питомої холодопродуктивності q_0, які забезпечують максимальний темп прирощення річного термочасового потенціалу $\prod_{\Sigma} / q_0$ і, відповідно, ефекту від кондиціювання повітря (рис. 2, 4), менше їх величин, визначених відповідно до максимальних їх значень за рік на рис. 1, 3, то при підвищених температурах зовнішнього повітря $t_{зп}$ матиме місце дефіцит холодопродуктивності, тоді як при знижених температурах повітря $t_{зп}$, навпаки, її надлишок. То ж надлишок холоду, який утворюються в періоди знижених теплових навантажень, доцільно використовувати для більш глибокого охолодження повітря, або накопичувати в акумуляторі холоду та використовувати при підвищених теплових навантаженнях.

Висновок. Проаналізовано визначення проектної холодопродуктивності установок кондиціювання комфортного й енергетичного призначення за двома методами: максимальним (близьким до максимального) значенням та за максимальним темпом прирощення річного термочасового потенціалу, відповідно й ефекту у вигляді зменшення споживання палива за рік у разі кондиціювання повітря на вході теплового двигуна та річного виробництва холоду як показника ефективності використання холодильної потужності установок комфортного кондиціювання повітря. За результатами аналізу встановлено, що при однакових кліматичних умовах упродовж року та глибині охолодження зовнішнього повітря раціональні значення проектної холодопродуктивності установок кондиціювання комфортного й енергетичного призначення співпадають, причому за методом максимального прирощення річного термочасового потенціалу, відповідно й ефекту, величина проектної холодопродуктивності менше.

Список літератури

1. Bortmany, J.N. Assesstment of aqua-ammonia refrigeration for precooling gas turbine inlet air [Текст] / J.N. Bortmany // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*. – Paper GT-2002-30657. – 12 p.

2. Радченко, А. Н. Методологический подход к рациональному проектированию комбинированной теплоиспользующей системы охлаждения воздуха на входе газотурбинной установки [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2015. – № 4(121). – С. 76 – 79.

3. Радченко, А. Н. Оценка потенциала охлаждения воздуха на входе газотурбинных установок трансформацией теплоты отработанных газов в теплоиспользующих холодильных машинах [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2014. – № 4 (111). – С. 56–59.

4. Радченко, А. Н. Метод выбора рациональной тепловой нагрузки абсорбционно-эжекторного термотрансформатора охлаждения воздуха на входе регенеративных ГТУ компрессорных станций [Текст] / А. Н. Радченко, С. А. Кантор // *Авиационно-космическая техника и технология.* – 2015. – № 5(122). – С. 61–64.

Trushliakov E.I., Radchenko A.M., Zubarev A.A., Grych A.V., Tkachenko V.S., Zongming Y.

A METHODOLOGICAL APPROACH TO DEFINING THE REFRIGERATION CAPACITY OF AIR CONDITIONING SYSTEMS

Abstract. *The efficiency of using air conditioning units for comfort and energetics for a certain period, as well as any power plant, is determined by the effect obtained, primarily in the form of reducing fuel consumption over the year or increasing the production of electrical (mechanical) energy in the case of air conditioning at the heat engine inlet and by annual cold production as an indicator of the efficiency of using the cooling capacity of comfort air-conditioning plants. Since in both cases the effect depends on the duration and depth of cooling, it is quite justified to estimate it in the first approximation by the thermal hourly potential, which is the result of summation hour by hour of air temperature drops multiplied by duration of operation at a lowered temperature and, thus, takes into account current climatic conditions. Obviously, the realization of the cooling potential (air conditioning) of the ambient air depends on the installed (design) cooling capacity of the air conditioning units, which, in turn, must take into account the fluctuations in thermal loads in accordance with the current variable thermal and humidity parameters of the ambient air. Based on the different rates of the increment of the annual thermal hourly cooling potential with an increase in the installed cooling capacity of the air conditioning unit due to a change in the heat load in accordance with current climatic conditions during the year, it is necessary to choose such a design thermal load on the air conditioning unit (its installed cooling capacity) that ensures maximum or close to it the annual thermo-hour cooling potential at a relatively high rate of its increment, respectively, and the effect of cooling in the form of a decrease in fuel consumption per year in the case of air conditioning at the inlet of heat engine and annual cold production of comfort air conditioning units. It is shown that under the same climatic conditions during the year and the depth of ambient air cooling, the rational values of the design cooling capacity of air conditioning units for comfort and energy purposes are the same.*

Key words: *air conditioning, cooling capacity, thermohour potential cooling, annual cold production.*

Трушляков Е.И., Радченко А.Н., Зонмин Я., Зубарев А. А., Грич А.В., Ткаченко В.С.

МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЙ ПОХОД К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Аннотация. *Эффективность применения установок кондиционирования воздуха комфортного и энергетического назначения в течение определенного периода, как и любой энергоустановки, определяется получаемым при этом эффектом, прежде всего в виде уменьшения потребления топлива за год или увеличения производства электрической (механической) энергии в случае кондиционирования воздуха на входе теплового двигателя и годового производства холода как показателя эффективности использования холодильной мощности установок комфортного кондиционирования воздуха. Поскольку в обоих случаях эффект зависит от продолжительности и глубины охлаждения, то вполне правомерной является его оценка в первом приближении термочасовым потенциалом, который представляет собой произведение снижение температуры воздуха и продолжительности эксплуатации при пониженной температуре и, таким образом, учитывает текущие климатические условия. Очевидно, что реализация потенциала охлаждения (кондиционирования) наружного воздуха зависит от установленной (проектной) холодопроизводительности установок кондиционирования, которая, в свою очередь, должна учитывать колебания тепловых нагрузок в соответствии с текущими переменными тепловлажностными параметрами наружного воздуха. Показано, что при одинаковых климатических условиях в течение года и глубине охлаждения наружного воздуха рациональные значения проектной холодопроизводительности установок кондиционирования комфортного и энергетического назначения совпадают.*

Ключевые слова: *кондиционирование воздуха, холодопроизводительность, термочасовой потенциал, годовое производство холода.*

Секція № 6.
ЕКОЛОГІЧНА БЕЗПЕКА В СУДНОБУДУВАННІ ТА ОБ'ЄКТАХ ОКЕАНОТЕХНІКИ

УДК 502.36:629.1

ЕКОЛОГО-ЕКОНОМІЧНІ ЧИННИКИ РОЗВИТКУ ЕЛЕКТРОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ

Літвак С.М., канд. техн. наук, доцент,
Літвак О. А., канд. екон. наук
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна, м. Миколаїв
piskyn@mksat.net olya.litvak@gmail.com

Дослідження присвячено аналізу світових тенденцій та визначенню основних еколого-економічних чинників розвитку електромобільного транспорту. Зазначено, що розвиток енергозберігаючих та екологічно чистих технологій у сфері автомобільного транспорту сприяє зниженню обсягів викидів парникових газів. Доведено, що одним з основних чинників зростання сегменту електромобілів є покращення технічних характеристик акумуляторних батарей, що позитивно впливає на запас ходу та швидкість підзарядки автомобіля.
***Ключові слова**: електромобіль, зниження викидів парникових газів, запас ходу, ємність акумуляторної батареї.*

Вступна частина. З кожним роком все більше зростає попит на автомобілі з електродвигунами. Актуальність розвиту електромобільного транспорту визначається в першу чергу його екологічними та економічними перевагами. До яких можна віднести:

- відсутність шкідливих викидів в процесі експлуатації;
- невеликі витрати на експлуатацію автомобіля;
- простота конструкції і управління, висока надійність та довговічність екіпажної частини (до 20-25 років) у порівнянні зі звичайним автомобілем;
- низький рівень шуму при роботі електродвигуна;
- можливість використанням альтернативних джерел енергії;
- при масовому застосуванні електромобілів вирішення проблеми «енергетичного піку» можливе за рахунок підзарядки акумуляторів в нічний час
- зниження залежності від цін на нафту і обсягів її видобутку.

Метою роботи є дослідження світових тенденцій розвитку електромобільного транспорту та визначення основних еколого-економічних чинників, що впливають на формування парку електромобілів з урахуванням їх переваг та недоліків.

Основна частина. Європейські держави активно стимулюють зростання сегменту електромобілів за допомогою податкових пільг, формують нові можливості розвитку інфраструктури зарядних станцій і розвитку енергосистеми. Найбільш стрімке зростання попиту на електромобілі серед країн ЄС спостерігається на ринку Норвегії, що значною мірою зумовлене державною підтримкою, а саме: субсидії, звільнення від плати за проїзд та плати за паркування.

За дослідженнями EV Volumes у 2018 році у всьому світі було продано 996 557 електромобілів [1]. З урахуванням гібридних авто число реалізованих електричних машин складає 2 мільйони 18 тисяч штук. Роком раніше таких автомобілів продали 1 мільйон 281 тисячу (рис. 1). Частка електромобілів і гібридів в продажах всіх нових машин в світі досягла 2,1%. Чисті електромобілі зайняли, відповідно, близько 1% ринку.

З двох мільйонів проданих електромобілів і гібридів приблизно половина зареєстрована у Китаї. Другим за обсягом ринком в світі стала Європа, третім - Північна Америка. Найпопулярнішим електромобілем є Tesla

Model 3. На другому місці – китайський електромобіль BAIC EC-Series, на третьому – Nissan Leaf, далі йдуть дві інші моделі Tesla – S і X.

Рис.1. Динаміка глобальних продажів електромобілів та гібридних авто у країнах світу

Розвиток енергозберігаючих та екологічно чистих технологій у сфері автомобільного транспорту в багатьох країнах визначається виходячи з зобов'язань відносно зниження викидів парникових газів в рамках міжнародних домовленостей. В першу чергу, умов Паризької кліматичної конференції 2015 року. З метою утримання темпів глобального потепління Паризька Декларація прогнозує збільшення кількості електромобілів до 100 млн. електромобілів у 2030 році. Одним з важливих чинником активного розвитку парку електромобілів в останні роки є зниження ціни акумуляторів як основного елементу вартості даного транспортного засобу, а також поліпшення його технічних характеристик, зокрема ємності, що впливає на дальність пробігу, швидкість підзарядки тощо. Таким чином, одним з головних критеріїв при виборі автомобіля з електродвигуном є його запас ходу. Під запасом ходу мається на увазі кількість кілометрів, яке електромобіль може проїхати на одному заряді акумуляторної батареї. Ще один показник, на який слід орієнтуватися при виборі електричного автомобіля – це час підзарядки акумуляторної батареї. Сьогодні багато виробників електромобілів пропонують фірмові зарядні пристрої, завдяки яким батарею можна зарядити всього за кілька годин. Наприклад, на фірмовій зарядної станції Tesla Supercharger електромобіль заряджається всього за 75 хвилин. В рамках WLTP (Worldwide Harmonised Light Vehicles Test Procedure) – міжнародної процедури випробувань легкових автомобілів проводилися дослідження щодо складання рейтингу найкращих електромобілів за 2018 рік [2]. При формуванні рейтингу не враховувалися електромобілі, які були перероблені з моделей з двигуном внутрішнього згоряння. У рейтинг також не потрапили гібриди і плагін-гібриди (табл. 1).

Таблиця 1 – Рейтинг найкращих електромобілів за запасом ходу та їх основні технічні характеристики (моделі 2018 р.)

Модель	Запас ходу, км	Потуж-ність електро-двигуна, л.с.	Макси-мальна швид-кість, км/год	Час стан-дартної зарядки, хв	Час швидкої зарядки до 80 %, хв	Ємність аккумуля-торної батареї, кВт·год	Ціна, євро
Tesla Model S Long Range	610	476	250	420	40	100	93000
Tesla Model 3 Long Range RWD	580	287	225	480	28	75	54000
Tesla Model X Long Range	565	476	250	420	40	100	97700
Jaguar I-Pace	470	400	200	810	42	90	81800
Kia e-Niro	455	204	167	630	42	67,1	42500
Kia e-Soul	452	204	167	630	45	67,1	36300
Hyundai Kona Electric	449	204	167	630	42	67,1	30850
Audi E-tron 55 quattro	417	408	200	540	24	95	80000
Mercedes-Benz EQC 400 4Matic	417	408	180	765	34	85	71300
Nissan Leaf e+	385	218	157	645	36	62	36800

Аналіз наведеного рейтингу дає підстави зазначити, що електромобілі Tesla можуть проїхати найбільшу відстань серед усіх моделей без підзарядки. Перше місце у рейтингу посіла Tesla Model S Long Range – запас ходу 610 км. На другому місці Tesla Model 3 – 580 км, а трійку лідерів замкнула – Tesla Model X з запасом ходу 565 км.

Найбільш серйозною екологічною проблемою, яка виникає при експлуатації електромобілів, є утилізація акумуляторних батарей. Як правило, розрахунковий термін служби акумуляторної батареї становить 8 років або 160 тис. км. В акумуляторних батареях міститься значна кількість шкідливих речовин (наприклад, свинець або літій), а утилізація пов'язана з низкою труднощів, тому акумуляторні батареї повинні перероблятися на спеціалізованих підприємствах.

Також до недоліків електромобілів треба віднести наступне:

у разі масового використання електромобілів у момент їх зарядки від побутової мережі зростають перевантаження електричних мереж «останньої милі», що загрожує зниженням якості енергопостачання, ризиком локальних аварій;

акумулятори добре працюють під час руху електромобіля на постійних швидкостях і під час плавного набору швидкості. У разі різких стартів тягові акумуляторні батареї втрачають багато енергії;

частина енергії акумуляторів витрачається на охолодження або обігрів салону автомобіля, а також живлення інших бортових енергосистем. Близько 10 % енергії втрачається в коробці передач та інших елементах трансмісії.

для масового застосування електромобілів потрібно створення відповідної розгалуженої інфраструктури зарядних станцій.

Висновки. Світовий ринок електромобілів активно розвивається. Стрімко зростає не тільки кількість реалізованих авто, а і інфраструктура, що включає в себе електричні заправні станції, а також станції технічного обслуговування. Безперечними перевагами електромобілів є: екологічність; незалежність від нафтопродуктів та їх імпорту, комфортність і безпека.

Впровадження енергозберігаючих технологій, розширення можливостей використання електромобільного транспорту буде сприяти значному зменшенню сумарного обсягу шкідливих викидів в атмосферне повітря та зниженню рівня шуму на автомагістралях міст.

REFERENCES

[1] Global EV Sales for 2018 – Final Results. *Ev-volumes.com.* Retrieved from: http://www.ev-volumes.com/country/total-world-plug-in-vehicle-volumes.

[2] The Worldwide Harmonised Light Vehicle Test Procedure (WLTP). *Vehicle Certification Agency*. Retrieved from: https://www.vehicle-certification-agency.gov.uk.fcb/ wltp. asp.

[3] The Electric Cars That Will Get You the Furthest. *Statista.* Retrieved from: https://www.statista.com/chart/17132/the-electric-cars-that-will-get-you-the-furthest.

Litvak Serhii, Litvak Olga

ECOLOGICAL AND ECONOMIC FACTORS FOR THE DEVELOPMENT OF ELECTRIC VEHICLE TRANSPORT

The research is devoted to the analysis of world tendencies and determination of the main ecological and economic factors of the development of electric vehicle transport. It is noted that the development of energy-saving and environmentally friendly technologies in the field of motor transport contributes to the reduction of greenhouse gas emissions. It is proved that one of the main factors in the growth of the segment of electric vehicles is to improve the technical characteristics of the batteries, which positively affects the stock and speed of vehicle recharging.

Keywords: *electric car, reduction of greenhouse gas emissions, supply range, capacity of the battery.*

Литвак С.М., Литвак О.А.

ЭКОЛОГО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ФАКТОРЫ РАЗВИТИЯ ЭЛЕКТРОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА

Исследование посвящено анализу мировых тенденций и определению основных эколого-экономических факторов развития электромобильного транспорта. Отмечено, что развитие энергосберегающих и экологически чистых технологий в сфере автомобильного транспорта способствует снижению объемов выбросов парниковых газов. Доказано, что одним из основных факторов роста сегмента электромобилей является улучшение технических характеристик аккумуляторных батарей, что положительно влияет на запас хода и скорость подзарядки автомобиля.

Ключевые слова: *электромобиль, снижение выбросов парниковых газов, запас хода, ёмкость аккумуляторной батареи.*

УДК 005.8

ІДЕНТИФІКАЦІЯ СТЕЙКХОЛДЕРІВ ПРОЕКТІВ ВПРОВАДЖЕННЯ СИСТЕМИ ЕКОЛОГІЧНОГО МЕНЕДЖМЕНТУ У МІСЬКИХ МУНІЦИПАЛІТЕТАХ

***Ремешевська І. В., канд. техн. наук, доцент*[1]**
***Гурець Н. В.*[2]**
[1,2]*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова*
[1,2]Україна, м. Миколаїв
[1]irynaremesh@gmail.com, [2]natalya.gurets@nuos.edu.ua

Аннотація. *В роботі визначено основні зацікавлені сторони проекту впровадження системи екологічного менеджменту у міських муніципалітетах. Проведена пріоритизація зацікавлених сторін за допомогою матриці вплив/інтерес та стандарту AA1000 SES дозволила побудувати чітку ієрархію стейкхолдерів проекту, класифікувати представлені групи стейкхолдерів за певними ознаками та запропонувати стратегії поводження з ними. Результати проведеного аналізу стейкхолдерів можуть бути використані при створенні системи взаємодії та комунікації з зацікавленими сторонами проекту.*

Ключові слова: *стейкхолдер; система екологічного менеджменту; управління стейкхолдерами; муніципалітет; профіль стейкхолдерів.*

Вступна частина. В сучасних умовах розвитку суспільства реалізація концепції сталого розвитку шляхом застосування проектів впровадження системи екологічного менеджменту (СЕМ) особливо на рівні міських муніципалітетів (ММ) дозволяє істотно знизити негативний вплив на довкілля при одночасній економії природних ресурсів і енергії. Реалізація таких проектів здійснюється виконавчими структурами органів місцевого самоврядування із залученням депутатів місцевих рад, органів самоорганізації населення, громадських організацій, професійних та творчих спілок, благодійних і релігійних організацій та місцевого населення і розпочинається з екологічної політики організації, у процесі розробки якої обов'язково враховуються інтереси зацікавлених сторін (стейкхолдерів). Тому аналіз та ідентифікація зацікавлених сторін таких проектів відіграє вирішальну роль у процесі їхньої реалізації.

Основна частина. Управління зацікавленими сторонами проекту та задоволення їх інтересів відіграють важливу роль для успішної реалізації проекту, особливо, якщо в ньому проявляються різні групи зацікавлених сторін з різними, а іноді навіть протилежними, інтересами, що створює певні перешкоди в реалізації проекту [1, 2, 3, 4]. Відповідно до PMBOK 6 [5] процес управління зацікавленими сторонами починається з їхньої ідентифікації, а саме процесу регулярного виявлення зацікавлених сторін проекту, а також аналізу і документування значимої інформації про їхні інтереси, залучення, взаємозалежності, вплив і потенційний вплив на успіх проекту. Першим кроком процесу ідентифікації в проектах впровадження СЕМ у ММ є складання реєстру зацікавлених сторін з урахуванням вимог діючого законодавства, особливостей культурного та політичного середовища ММ, регіональних та місцевих тенденцій та характеру екологічних проблем. Розглянемо основні зацікавлені сторони проекту впровадження СЕМ у ММ.

В проектах впровадження СЕМ у ММ лідером проекту, який відповідає за управління проектом та його результати може бути співробітник місцевої адміністрації, а також депутат місцевої ради, наприклад голова постійної депутатської комісії з екологічних питань. Під його керівництвом формується команда проекту. Керівництво місцевої адміністрації виступає як інвестор, замовник та користувач проекту одночасно. Також інвесторами можуть виступати організації, що надають гранти або позики для реалізації проектів впровадження СЕМ. Також в якості користувача виступають місцеві спільноти, тобто групи людей, які проживають на одній території. До них можна віднести місцеві населення та громадські організації, які формують суспільну думку.

Серед інших зацікавлених сторін проекту можна виділити підприємства-партнери, які виконують різноманітні види робіт з проектування, будівництва, експлуатації обладнання та матеріально-технічного забезпечення проекту, а також засоби масової інформації; промислові підприємства, що здійснюють вплив на довкілля та елементи структури ММ. Створення і впровадження системи екологічного менеджменту в середині організації призводить до змін організаційного характеру, тому до зацікавлених сторін також слід відносити співробітників місцевих адміністрацій або комунальних підприємств.

Проведення аналізу зацікавлених сторін проектів впровадження СЕМ є наступним кроком, в процесі якого необхідно чітко сформулювати інтереси усіх зацікавлених сторін і вибрати пріоритетні з них. Цей процес є циклічним і він обумовлює розвиток СЕМ [6]. Результатом аналізу зацікавлених сторін є список зацікавлених

сторін та відповідних положень інформації, такої як їх посади в організації, ролі в проекті, «ставки», очікування, ставлення (рівень підтримки проекту) і їх інтерес в інформації про проект.

Після формування списку основних зацікавлених сторін проекту впровадження СЕМ, визначення їх очікувань та інтересів проводиться зіставлення та представлення зацікавлених сторін, тобто розподілу їх за категоріями з використанням різних способів. Визначення категорій зацікавлених сторін допомагає команді в побудові відносин з ідентифікованими зацікавленими сторонами проекту. В PMBOK 6 [5] рекомендовані наступні методи визначення категорій зацікавлених сторін: матриця вплив / інтерес, матриця влади / впливу; куб зацікавлених сторін; модель особливостей; напрямки впливу та пріоритизація.

Для визначення категорій зацікавлених сторін спочатку було використано матрицю вплив / інтерес та рангову діаграму учасників корпоративних відносин. Для побудови матриці зацікавлених сторін були використані середньозважені експертні оцінки. Побудовані профілі “вплив/інтерес” зацікавлених сторін проектів впровадження СЕМ представлені на рисунку 1. Найбільш пріоритетними учасниками взаємодії, які знаходяться у правому верхньому квадранті, є керівництво місцевої адміністрації, члени команди проекту, місцеве населення, громадські організації та засоби масової інформації. Найменш пріоритетними учасниками взаємодії, які знаходяться в лівому нижньому квадранті є виробничі підприємства та елементи інфраструктури міста. Для успішності проекту зацікавленим сторонам, які знаходяться в верхньому лівому квадранті, а саме органам управління в екологічній сфері, інвесторам, співробітникам та органам експертизи треба приділяти найбільше увагу.

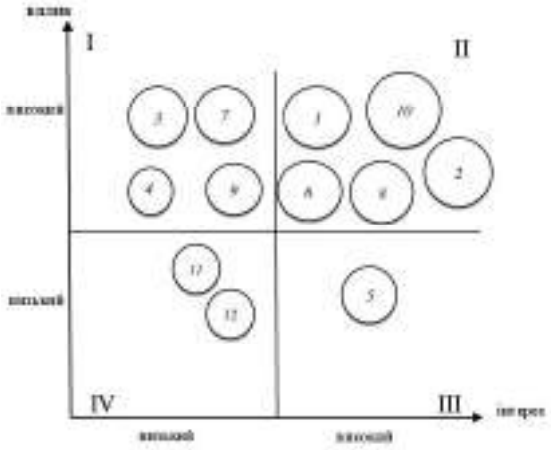


Рисунок 1 – Профілі “вплив/інтерес” зацікавлених сторін проектів впровадження СЕМ: 1 – місцеве населення, 2 – громадські організації, 3 – органи управління в екологічній сфері, 4 – інвестори, 5 – підприємства–партнери, 6 – співробітники, 7 – засоби масової інформації, 8 – члени команди проекту, 9 – органи експертизи, 10 – керівництво місцевої адміністрації, 11 – виробничі підприємства, 12 – елементи інфраструктури міста.

Для уточнення інформації та побудови основного профілю зацікавлених сторін проекту впровадження СЕМ скористаємось стандартом AA 1000 SES. Згідно до стандарту AA 1000 SES [7] виявлення зацікавлених сторін та побудова конструктивних відносин будується на основі трьох принципів: (П.1) суттєвість, (П.2) повнота, (П.3) реагування. Оцінювання принципів здійснюється за наступною шкалою:”0”- відсутній,”1”- слабо присутній,”2”- виражена присутність. В результаті профіль стейкхолдерів проектів впровадження СЕМ за стандартом AA1000 SES виглядатиме наступним чином (рис.2).

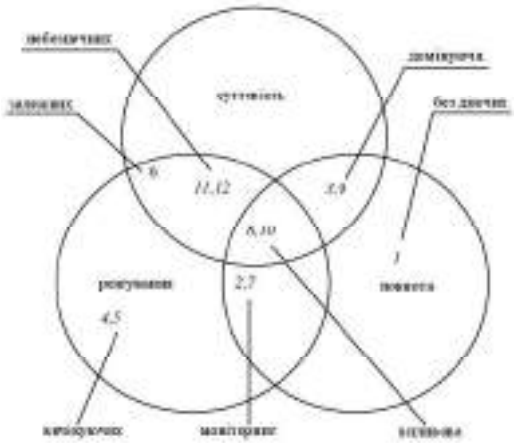


Рисунок 2 – Входження зацікавлених сторін в групу за стандартом AA1000 SES

Спираючись на основний профіль стейкхолдерів, побудований на основі стандарту AA1000 SES, можна запропонувати наступні заходи щодо роботи з ними. Так, основною стратегію поводження для членів команди проекту та керівництва місцевої адміністрації буде стратегія – «не втратити». Необхідно плідно співпрацювати з підприємствами-партнерами та здійснювати активний пошук інвесторів. Ні я в якому разі неможна нехтувати громадськими організаціями та органами управління в екологічній сфері. При цьому необхідно перевести такі групи стейкхолдерів, як громадські організації та органи управління в екологічній сфері до впливової групи. Важливим для таких груп стейкхолдерів, як місцеве населення та засоби масової інформації є постійне інформування. Також необхідно тримати в тонусі виробничі підприємства та елементи інфраструктури міста. Основною стратегією поводження з співробітниками є: бути готовими до небезпеки і випереджати.

Висновки. Врахування інтересів усіх зацікавлених сторін проектів впровадження СЕМ є одним з ключових моментів успіху реалізації проектів. Проведена пріоритизація зацікавлених сторін проектів впровадження СЕМ у ММ за допомогою матриці вплив/інтерес та стандарту AA1000 SES дозволила побудувати чітку ієрархію стейкхолдерів проекту, класифікувати представлені групи стейкхолдерів за певними ознаками та запропонувати стратегії поводження з ними. Результати проведеного аналізу стейкхолдерів можуть бути використані при створенні системи взаємодії та комунікації з зацікавленими сторонами проекту.

Список літератури.

[1] Абросимова, Е. Б., Седельникова, І. М. (2011). Системный анализ стейкхолдеров. *Вестник ИНЖЭКОНа,* Экономика, 222-230.

[2] Хрутьба, В. О., Зерук, В. А., Кручиніна, К. І. (2013). Визначення цінностей зацікавлених сторін для формування моделі ефективної комерції для проектів поводження з відходами. *Вісник Національного транспортного університету,* Вип. 27, 63-68.

[3] Reed, M. S. (2008). Stakeholder participation for environmental management: A literature review. *Biological Conversation,* № 141, 2417-2431. doi:DOI:10.1016/j.biocon.2008.07.014

[4] Long, K., Wang Y., Zhao Y., & Chen L. (2015). Who are the stakeholders and how do they respond to a local government payments for ecosystem services program in a developed area: A case study from Suzhou, China. *Habitat International,* Vol. 49, 1-9.

[5] *A Guide to the Project Management Body of Knowledge (PMBOK® Guide).* (2017). USA: PMI, Sixth Edition.

[6] ISO/FDIS 14001:2015 «Environmental Management Systems – Requirements and guidelines manual». (2015).

[7] Institute of social and ethical AccountAbility, AccountAbility. (2005). AccountAbility 1000 Stakeholders Engagement Standard (AA 1000 SES).

Ремешевская, И. В., Гурец, Н. В.

ИДЕНТИФИКАЦИЯ СТЕЙКХОЛДЕРОВ ПРОЕКТОВ ВНЕДРЕНИЯ СИСТЕМЫ ЭКОЛОГИЧЕСКОГО МЕНЕДЖМЕНТА В ГОРОДСКИХ МУНИЦИПАЛИТЕТАХ

В работе определены основные заинтересованные стороны проекта внедрения системы экологического менеджмента в городских муниципалитетах. Проведенная приоритезация заинтересованных сторон с помощью матрицы влияние / интерес и стандарта AA1000 SES позволила выстроить четкую иерархию стейкхолдеров проекта, классифицировать представленные группы стейкхолдеров по определенным признакам и предложить стратегии поведения с ними. Результаты проведенного анализа стейкхолдеров могут быть использованы при создании системы взаимодействия и коммуникации с заинтересованными сторонами проекта.
Ключевые слова: *стейкхолдеры; система экологического менеджмента; управления стейкхолдерами; муниципалитет; профиль стейкхолдеров.*

Remeshevska, I., Gurets, N.

IDENTIFICATION OF STAKEHOLDERS OF IMPLEMENTATION PROJECTS ENVIRONMENTAL MANAGEMENT SYSTEM IN URBAN MUNICIPALITIES

In the work the main stakeholders of the environmental management system implementation project in municipality, their expectations and needs were identified. The stakeholder prioritization with the impact / interest matrix and the AA1000 SES standard allowed to build a clear hierarchy of stakeholders, classify represented groups of stakeholders on specific grounds, and propose strategies for dealing with them. The results of the conducted stakeholder analysis can be used to create a system of interaction and communication with the project stakeholders.
Keywords: *stakeholders; environmental management system; management stakeholder; municipality; stakeholder profile.*

УДК 628.31

СУДНОВІ НАФТОВМІСНІ ВОДИ, ЯК ДЖЕРЕЛО ЗАБРУДНЕННЯ СВІТОВОГО ОКЕАНУ

Свиридов В.І., к.т.н., старший викладач
Репін М.А., студент
Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адм. Макарова

Анотація*. Актуальність роботи полягає в розгляді основних вимог Конвенції МАРПОЛ 73/78, по нафтовим відходів суден. Метою даного дослідження являються проведення аналізу існуючих методів і технічних засобів очищення нафтовмісних вод. Основним завданням наукової роботи вибір надійних суднових установок, які забезпечать безпечну очистку забруднених нафтою вод.*
Ключові слова*: суднові нафтовмісні води, методи очищення, вимоги, експлуатація.*

МАРПОЛ-73/78 є головним міжнародним документом, в якому передбачені заходи щодо скорочення і запобігання забруднення морського середовища шкідливими речовинами, які перевозяться на суднах або утворюються в процесі їх експлуатації.

З метою запобігання забрудненню навколишнього середовища, в тому числі і водного середовища, з суден Конвенцією ООН з морського права передбачено виконання наступних заходів:

– держави мають спільне зобов'язання захищати і зберігати водне середовище;

– держави мають зобов'язання вживати заходів, використовуючи найкращі практичні застосування, наявні в їхньому розпорядженні, для зменшення в максимально можливій мірі забруднення з суден, зокрема заходи щодо запобігання навмисних і ненавмисних скидів;

– держави мають зобов'язання приймати закони і правила, які будуть також ефективні, що і загальноприйняті міжнародні норми і стандарти.

Розвиток танкерного флоту в другій половині XX-го століття і зростаюча, в зв'язку з цим, кількість скидаємих в море обсягів нафти призвело до необхідності вироблення міжнародним співтовариством єдиної екологічної політики і спонукало багато країн приєднатись до розробки і реалізації заходів щодо попередження забруднення водного середовища [1].

Метою даного дослідження является проведення аналізу існуючих методів і технічних засобів очищення нафтовмісних вод.

З метою збереження чистого морського середовища великого значення набувають міжнародні угоди про заборону скидання різного роду забруднювачів (нафти, хімічних речовин, стічних вод, баласту, сміття) у відкритих морях і океанах.

Ось чому сьогодні велика увага приділяється обладнанню здатному очистити та переробити нафтовмістних відходів з суден та плавучих споруджень.

Загальна характеристика та новизна дослідження нафтовмісних стічних вод.

Вибір способу очищення і застосування очисних пристроїв в загальному випадку залежить від фізико-хімічних властивостей забруднювачів, вимог, що пред'являються до ступеня очищення рідини, місця установки і умов експлуатації обладнання, що застосовується. Як показує практика найбільш простим і часто вживаним методом є механічна очистка. До очисних споруд даного типу відноситься відстійники механічні, нафтоловушки, гіроциклони, фільтри.

Фільтрування застосовується після очищення стічної води у відстійниках або після біологічної очистки. При очищенні води від нафти і нафтопродуктів найбільше застосування знайшли хімічна коагуляція і метод флотації, однак найбільш універсальними вважаються методи біологічної очистки.

Біохімічний спосіб очищення суднових стічних вод може бути оцінений як найефективніший за ступенем очищення води від нафти. Всі хімічні методи очищення від нафтового забруднення базуються на процесах хімічного окислення (озонування і хлорування). Для спалювання висококонцентрованих або високотоксичних стічних вод, які містять нафтопродукти, застосовують термічне знешкодження [2].

При очищенні вод з низькою забрудненістю нафтою рекомендують застосовувати адсорбційний метод, так як він дозволяє досягти ефективності очищення нафтозабруднених вод до 99,5%.

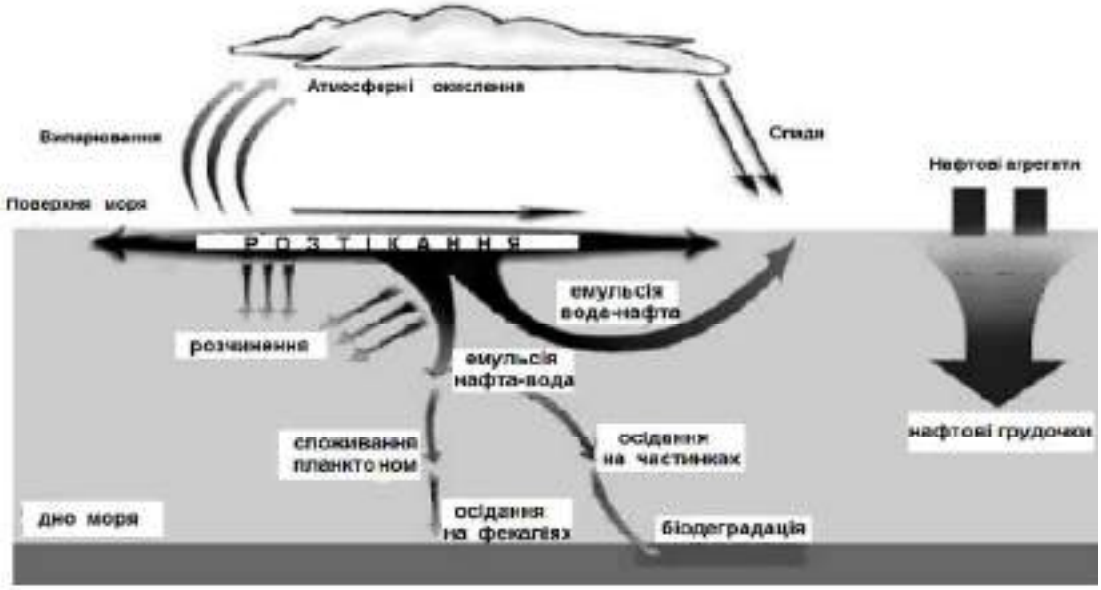


Рис. 1 Сукупність основних процесів, яким піддається нафта в водному середовищі

Нафтовмісні стічні води являють собою складну багатокомпонентну і багатофазну систему, органічна частина (50...98%) якої представлена нафтовими вуглеводнями (алифатичними, полі- і гетероциклічними, ароматичними) і їх похідними [3].

До особливостей нафтовмісних вод в суднових стоках можна віднести їх порівняно низьку щільність (від 0.70...0.76 до 0.94 г/см^3) і незначну (від нерозчинних важких фракцій до 20...90 мг/л для дрібних фракцій) розчинність в воді. Основна маса нафтопродуктів, потрапивши в воду, утворюють плівку на її поверхні або концентруються на дні моря. стаючи джерелами вторинного забруднення.

У зв'язку з цим застосування перспективних технологій очищення води від нафти і нафтопродуктів та обов'язковий контроль (екологічний моніторинг океану), що є вельми актуально (рис. 1).

Основними завданнями екологічного моніторингу океану є створення системи спостережень за джерелами і факторами антропогенних впливів і біологічними ефектами в морських екосистемах, а також визначення допустимого навантаження на екосистеми (розробляється на основі оцінки, аналізу і прогнозу стану океану).

Серед відомих методів очищення вод (НСВ) необхідно виділити методи: фізичні, біологічні, колоїдно-хімічні, електричні та динамічні. У техніці очистки суднових нафтовмісних вод у даний час знаходять застосування методи коалесценції, відстою і подальшої фільтрації НСВ, в основі яких лежать безреагентні процеси поділу нафтоводних сумішей. Ці методи на суднах знайшли широкі застосування і є економічно доцільними в порівнянні з іншими відомими методами, не змінюють властивості нафтопродуктів, що дає можливість використовувати вуглеводні вдруге за прямим призначенням, наприклад, спалювати в топках суднових парових котлів. Технологія очищення забруднених нафтою вод від вуглеводнів визначається суворим переліком вимог, що пред'являються до глибини (якості) очищення [4].

Існуючі міжнародні та національні правила багатьох держав допускають наявність спеціальних пристроїв, які забезпечують очистку.

Способи очищення забруднених нафтою вод:

а) відстоювання;

б) флотація:

– пневматична;

– напірна;

в) електрохімічне очищення;

г) адсорбція;

д) озонування;

е) біохімічне очищення;

ж) рідкофазне окислення - полягає в окисленні органічних домішок киснем повітря при температурі не вище 350 °С.

Перевага цього методу, що немає необхідності перегріву нафтомістних вод до температури 2000°С, і процес окислення протікає в рідкій фазі.

Відомі також способи очищення нафтозабруднених вод, як обробка в електричному, магнітному, ультразвуковому полях.

Як найбільш ефективний спосіб обробки нафтовмісних вод знайшло озонне очищення нафтовмісних вод з застосування більш складної технології. Одним з рішень зазначеної проблеми є застосування на стадії глибокого очищення процесу очищення нафтовмісних вод окисленням їх озоном. До теперішнього часу вже накопичено певний досвід застосування озону для очищення підсланевих води та інших категорій стічної води, що містять нафту. Як відомо, нафтопродукти в підсланевій воді знаходяться в емульгованому стані, тобто у вигляді дуже дрібних частинок. Озон же знаходиться в газоподібному стані в суміші з повітрям. Цей процес включає в себе наступні основні етапи:

- перехід озону з озоно-повітряної суміші і розчинення озону в воді;

- дифузія озону в зону реакції з емульгованими частинками нафтопродуктів і власне реакція окислення [5, 6].

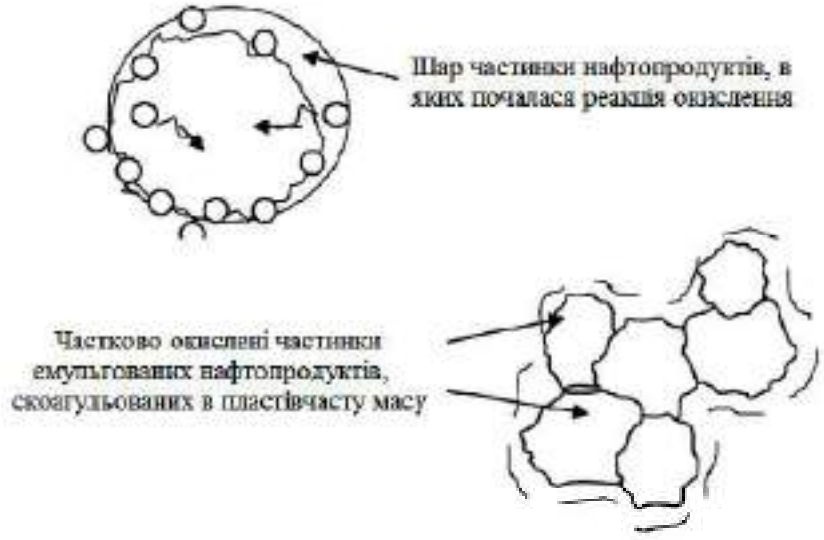


Рис. 2 Процес окислення емульгованих частинок озоном

В обсяг води, що очищається озон подається у складі озоноповітряної суміші Рис. 2. При рівних умовах (перш за все по тиску і температурі) кількість озону, який розчиниться у воді, залежить від його концентрації в озоноповітряній суміші, площі і часу контакту озоноповітряної суміші з водою. Концентрація озону в озоноповітряній суміші залежить в основному від способу отримання озону. Дифузія озону в зону реакції залежить від концентрації озону в воді і концентрації емульгованих частинок нафтопродуктів.

Реакція озону з емульгованими нафтопродуктами теж має свої особливості. Озон, входячи в реакційний контакт з частинками нафтопродуктів, досить швидко окисляє верхній шар частки нафтезабрудненої молекули, при цьому подальший процес окислення значно сповільнюється, так як різко знижується швидкість переміщення озону вглиб частки емульгованих нафтопродуктів [7].

Таким чином, показано, що процес окислення озоном емульгованих нафтопродуктів є багатостадійним. Найбільш швидко перші стадії процесу окислення протікають при великих значеннях концентрації озону і емульгованих нафтопродуктах. При цьому концентрація озону повинна бути більше. Реакцію окислення озоном умовно можна вважати закінченою в момент появи пластів маси частково окислених нафтопродуктів, яку можна виділити в наступному фільтруванні.

Сьогодні як один з перспективних спосіб обробки нафтовмісних вод знайшов біологічний метод очищення, який передбачають використання вуглеводневих кислячих мікроорганізмів, здатних засвоювати різні вуглеводні нафти як єдине джерело вуглецю. Для розширення спектру окиснених в процесах біоремедіації нафтових вуглеводнів все частіше застосовують природні чи штучні асоціації, в яких мікроорганізми-деструктори відрізняються за спектром споживаних субстратів [Dégradation of phénol ..., 2002; Biodégradation of hydrocarbons ..., Mikeskova, Novotny, Svobodova, 2012]. Безперечними перевагами біологічних методів є їх ефективність, економічність, екологічна безпека і відсутність вторинних забруднень.

Гриби відрізняються від бактерій значно більш низькою спроможністю утилізації вуглеводнів нафти. Слід підкреслити, що, хоча в процесі окислення нафти мікроорганізмам і належить провідна роль, проте практичне використання мікробної деградації нафти визначається складом біопрепарату, життєздатністю бактерій, їх кількістю і, нарешті, технологією використання препаратів в практичних цілях.

Таблиця 1. Порівняльного аналізу штамів грибів в процесі обробки нафти

Культура	Штами	Ступінь утилізації, % від вихідного, за 5 діб
Mycobacterium paraffinicum	9KB	49,5
Mycobacteriumphley	5KB	83,9
Mycobacterium paraffinicum	4T	72,1
Pseudomonas' aerucinosa	Д	80,0
Rhodococcus	Sp.	69,4
Pseudomonas Putlda (прототип)	36	60,6

Цей метод очищення в лабораторних умовах пройшов складний шлях перевірок але вони дали позитивний результат тому вчені сподіваються що він займе гідне місце в промисловості та водному транспорті.

Даний підхід поєднує в собі сорбцію і концентрування забруднюючої речовини на твердофазній підкладці поблизу іммобілізованих клітин, що робить його більш доступним для подальшого окислення бактеріальними клітинами. Це дозволяє ефективно видаляти зі стічної води малорозчинні і гідрофобні сполуки, біорезістентні, токсичні і канцерогенні речовини.

Крім того, при іммобілізації вирішується проблема відділення бактеріальних клітин від очищених стічних вод, що дозволяє перейти від періодичних схем очищення до використання проточних біореакторів.

Висновки: З метою запобігання забрудненню навколишнього середовища, в тому числі і водного середовища, з суден Конвенцією ООН з морського права та подані вимоги Конвенції МАРПОЛ 73/78, в роботі розглянуто основні особливості нафтовмісних стічних вод, а також як найбільш результативні способи їх очищення від нафтопродуктів. Ретельно розглянуто, серед існуючого різноманіття способів (механічних, хімічних, фізико-хімічних і біологічних) очищення забруднених вуглеводнями суднових стоків, найбільш перспективними є застосування біотехнологічних методів, заснованих на використанні біореакторів з іммобілізованої монокультури або асоціацією вуглеводоокислюючих мікроорганізмів.

Приділено особливу увагу розглянутому способи очищення суднових стічних вод від нафтопродуктів з обґрунтуванням доцільності застосування для очищення нафтозабруднених вод біотехнологічних методів, заснованих на використанні біореакторів з іммобілізованої монокультури або асоціацією вуглеводородокислюючих мікроорганізмів.

Обробка окисленням озоном нафтомістних вод що дає можливість озону, входячи в реакційний контакт з частинками нафтопродуктів, окислити їх верхній шар частки нафтезабрудненої молекули, є одним із сучасних та життєдіяльних методів обробки нафтовмісних стічних вод. В результаті чого, реакцію окислення озоном умовно можна вважати закінченою, коли з'являться пластів маси частково окислених нафтопродуктів, яку можна виділити в наступному поточному фільтруванні.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Фока, А.Л. (Ред.). (2010). *Судовой механик. Справочник* (Т. 2.). Одесса: Феникс.

2. Решняк, В. И., Леонов В.Е. (2011) Стратегия предотвращения загрязнения внутренних водных путей и моря при эксплуатации судов. *Современные и инновационные технологии*, 1

3. Решняк, В. И. (2011) П*редотвращение загрязнения водоемов нефтесодержащей подсланевой водой при эксплуатации судов и судовых энергетических установок. Моногр.* СПб: СПбГУВК

4. Мизгирев, Д. С., Курников, А.С., Почкалов, О. Л. (2014) Экспериментальные исследования современных судовых систем очистки сточных вод (СОСВ). *Вестник Государственного университета морского и речного флот имени адмирала С. О. Макарова,* 4.

5. Малахов, А. В., Ткаченко, И. В., Гугуев, О. Е., Мусорин, А. А. (2009) Гидродинамическая технология обработки судовых льяльных вод. *Проблеми техніки*, 3, 76-82.

6. Малахов, А. В., Ткаченко И. В. (2008) Гидродинамика разделения многофазных смесей на основе воды. *Авиационно-космическая техника и технология.* Харьков, 4 (51), 34-38.

7. Ткаченко, И.В. (2010) Метод отделения водной компоненты от нефтесодержащих примесей в судовых льяльных водах, основанный на гидродинамическом процессе суперкавитации // *Проблеми техніки*, Київ, 3, 59-70.

Свиридов В.И., Репин М.А.

СУДОВЫЕ НЕФТЕСОДЕРЖАЩИХ ВОДЫ, КАК ИСТОЧНИК ЗАГРЯЗНЕНИЯ МИРОВОГО ОКЕАНА

Актуальность работы заключается в рассмотрении основных требований Конвенции МАРПОЛ 73/78, по нефтяным отходам судов. Целью данного исследования яаляется проведения анализа существующих методов и технических средств очистки нефтесодержащих вод. Основным заданием научной работы выбор судовых надежных установок, которые обеспечат безопасную очистку нефтесодержащих вод.

Ключовые слова: судовые нефтесодержащие воды, методы очистки, требования, эксплуатация.

Svyrydov V., Repin M.

ANIMAL OIL WATER AS A RESOURCE SOURCE OF THE WORLD OCEAN

The relevance of the work lies in the consideration of the main requirements of the MARPOL 73/78 Convention on oil waste vessels. The purpose of this study is to analyze the existing methods and technical means of cleaning oily water. The main task of scientific work is the selection of ship-based reliable installations that will ensure the safe purification of oily water.

Key words: ship oil-contaminated water, purification methods, requirements, operation.

УДК 614.8

ВИКЛАДАННЯ ОСНОВ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ОХОРОНИ ПРАЦІ В ГАЛУЗІ ЯК СОЦІАЛЬНО-ПЕДАГОГІЧНА ПРОБЛЕМА

Щедролосєв Олександр Вікторович, д.тех.н., професор[1],
Коновалова Ганна Василівна, к.істор.н., доцент[2],
Тубальцев Анатолій Миколайович, доцент НУК[3],
Мозговий Андрій Михайлович, доцент НУК[4]
[1]Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Херсонська філія;
[2]Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Херсонська філія;
[3]Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова;
[4]Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова;
[1 2] Україна, Херсон;
[3 4] Україна, Миколаїв;
[1]aleksandr.schedrolosev@nuos.edu.ua [2]ivaiii@ukr.net; [3]andriy.mozgovyy@nuos.edu.ua;
[4]anatoliy.tubaltsev@nuos.edu.ua

Анотація. Розглянуті питання безперервного навчання та систематичного підвищення рівня знань працівників, населення України з питань охорони праці як одного із основних принципів Державної політики в галузі охорони праці, фундаментальної основи безпеки праці і забезпечення ефективної профілактичної роботи щодо запобігання аваріям й травматизму на виробництві.

Ключові слова: охорона праці; культура безпеки; заклади вищої освіти; Державна політика в галузі охорони праці.

Вступна частина. Виробничий травматизм і професійну захворюваність невипадково порівнюють з національним лихом. Людство впоралося з епідеміями чуми, віспи, холери, знайшло способи боротьби з багатьма захворюваннями, але дотепер не навчилося надійно захищати людину, її здоров'я в процесі повсякденної праці. За даними Всесвітньої організації охорони праці смертність від нещасних випадків на сьогодні займає третє місце після серцево-судинних і онкологічних захворювань. Нещасні випадки приносять не тільки горе і страждання потерпілим, їх рідним та близьким, але й тягнуть за собою великі, непоправні суспільні втрати, негативно впливають на економіку країни, рівень життя народу.

Стан справ з охороною праці у світі стає все більш актуальною проблемою як для профспілок, так і для міждержавних структур, насамперед Міжнародної організації праці (МОП). МОП розглядає цю проблему як частину своєї Програми гідної праці. Підвищена увага до проблем безпеки праці пояснюється в першу чергу тим, що з кожним роком, незважаючи на заходи, що вживаються, у різних країнах зростає рівень виробничого травматизму, у тому числі зі смертельним наслідками, а також кількість профзахворювань. Причому це стосується і тих країн, де їм приділяється, здавалося б, підвищена увага. До сфери безпеки праці все більшою мірою залучаються питання, пов'язані з самопочуттям працівника, і фактори, що побічно впливають на трудову діяльність.

Тому зрозуміло, що охорона праці та охорона праці в галузі відіграють важливу роль, як суспільний чинник, оскільки, якими б вагомими не були трудові здобутки, вони не можуть компенсувати людині втраченого здоров'я, а тим більше життя – те і інше дається лише один раз. Окрім соціального, охорона праці має, безперечно, важливе економічне значення – це висока продуктивність праці, зниження витрат на оплату лікарняних, компенсацій за важкі та шкідливі умови праці тощо. Наслідки нещасних випадків коштують у 10 разів дорожче, ніж вартість заходів щодо попередження. Так, щодня у світі відсутні на робочому місці, внаслідок хвороби (тимчасової непрацездатності), близько 5 % робочої сили. Через витрати, пов'язані з нещасними випадками на виробництві, втрачається до 1250 млрд. доларів США, або майже 4 % світового валового внутрішнього продукту [1, 2].

Основна частина. За статистичними даними, опублікованими Державною службою України з питань праці, у 2018 році травмовано 4126 осіб, із них 409 осіб смертельно. Виділено такі причини настання нещасних випадків зі смертельним наслідком: психофізіологічні – загинуло 48 працівників; технічні – загинуло 58 працівників; організаційні – загинуло 303 працівника.

Серед основних причин виробничих нещасних випадків за аналітичними даними минулого року також названі організаційні – вони становлять 66,8% від усіх зафіксованих. Зокрема, йдеться про невиконання вимог

інструкцій з охорони праці, невиконання посадових обов'язків, порушення правил безпеки руху, технологічного процесу тощо. Через психофізичні причини сталося 20,9% нещасних випадків, через технічні – 12,3%. Найвищий рівень травматизму спостерігається серед працівників віком від 50 до 59 років (1262 особи, що становить 26,3% від загальної кількості травмованих по Україні за 2018 рік) [1, 2].

На сучасному етапі розвитку цивілізації науково-технічний прогрес не тільки не гарантує повної безпеки людству, а й часто його результати призводять до надзвичайних ситуацій через антропогенний вплив на довкілля, недосконаліть технологій та обладнання і суб'єктивний чинник виробництва. В умовах постійного зростання інтенсивності життєдіяльності людини, впровадження високих технологій та унікального обладнання різко зростає роль суб'єктивного чинника в оптимізації взаємовідносин людини з виробничим середовищем та сучасною виробничою та побутовою технікою.

Незалежно від сфер діяльності серед причин, які призводять до нещасних випадків, перше місце займає людський фактор (біля 75%), потім – техніка (біля 15%) і на кінець – середовище (біля 10%). За таких умов визначається роль особистості у забезпеченні власної безпеки та безпеки оточуючих. Тому навчання та систематичне підвищення рівня знань працівників, населення України з питань охорони праці – це один із основних принципів Державної політики в галузі охорони праці, фундаментальна основа безпеки праці і забезпечення ефективної профілактичної роботи щодо запобігання аваріям і травматизму на виробництві. Першим пунктом Державної програми навчання з питань охорони праці передбачено розроблення програми навчання від дошкільного рівня до рівня закладів вищої освіти (ЗВО), з метою забезпечення безперервності цього навчання.

У Конвенції ООН про «сталий людський розвиток» безпека праці розглядається як одна з основних (базисних) потреб людини, тому метою Концепції є створення умов для збалансованого безпечного існування нинішнього і майбутнього поколінь [2, 3].

Помилка традиційного підходу до навчання з питань безпеки та охорони праці полягає в тому, що усвідомлення необхідності дотримання вимог безпеки та охорони праці ми намагаємося прищепити дорослим людям, людям із цілком сформованими поглядами, певним мисленням. Саме тому ми не досягаємо потрібної нам мети. Отже, більш ефективним та дієвим підходом є безперервне навчання з питань безпеки, яке необхідно починати з дитячого садка, коли діти одержують елементарні знання про небезпечні та шкідливі фактори, що реально існують у найближчому оточенні. Підґрунтям основ безпеки у дошкільному віці має бути притаманний всьому живому інстинкт самозбереження. Важливою ланкою навчання з питань безпеки життєдіяльності та охорони праці є шкільний етап, який повинен починатися з молодших класів, де вчителі знайомлять дітей з безпечною поведінкою у побутовому та шкільному середовищі. У загальній середній освіті передбачається виділення питань охорони праці, які у подальшому розвивається у закладах вищої освіти, де навчання з питань охорони праці передбачає орієнтацію на формування професійних знань та умінь стосовно майбутньої трудової діяльності [4, 5]. Навчання у закладах вищої освіти на кожному її рівні, з питань охорони праці, є продовженням попередніх етапів і становить вищий рівень у системі безперервного навчання. Першочергове завдання навчання з питань охорони праці у ЗВО – прищепити майбутнім фахівцям почуття особистої відповідальності за прийняті важливі рішення з урахуванням питань безпеки на основі розвитку уміння правильно оцінювати та прогнозувати ситуацію [6]. І якщо ми сформуємо в людині відповідне мислення, законослухняність, відповідальне ставлення до безпеки життєдіяльності всіх і кожного зокрема, ми зможемо досягти позитивних результатів, тобто такого становища, коли додержання вимог правил безпеки буде нормою поведінки, коли це буде престижним. Такий працівник всебічно заохочуватиметься як морально, так і матеріально. Тоді кожен, незалежно від того, яку посаду обіймає, виконуватиме свої трудові обов'язки відповідно до встановлених правил, а отже, безпечно. Безумовно, нові завдання та підходи зможуть реалізувати тільки фахівці, які мають відповідну підготовку, володіють відповідними знаннями, більш досконалими формами та методами роботи з питань охорони праці.

Метою викладання навчальної дисципліни «Основи охорони праці» у ЗВО є формування в майбутніх фахівців необхідного в їхній подальшій професійній діяльності рівня знань та умінь з правових і організаційних питань охорони праці, з питань гігієни праці, виробничої санітарії, з питань техніки безпеки та пожежної безпеки, а також активної позиції щодо практичної реалізації принципу пріоритетності охорони життя та здоров'я працівників по відношенню до результату виробничої діяльності.

Завдання вивчення дисципліни «Основи охорони праці» навчити здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти робити аналіз умов праці, технологічних процесів, виробничого обладнання, робочих місць, організації виробництва з метою виявлення шкідливих і небезпечних виробничих факторів і розробляти на основі такого аналізу заходи щодо їх усунення, створення здорових і безпечних умов праці.

Після вивчення дисципліни здобувач повинен:

знати:

- основні напрямки державної політики в галузі охорони праці;
- державні міжгалузеві та галузеві акти про охорону праці;
- права громадян на охорону праці при укладанні трудового договору;
- види відповідальності за порушення вимог праці;
- порядок навчання з питань охорони праці;
- органи державного нагляду за охороною праці;
- порядок і термін розслідування нещасних випадків на виробництві;
- організацію повітрообміну в приміщеннях;
- системи та порядок розрахунку освітлення;
- заходи захисту від іонізуючого випромінювання;
- заходи захисту від шуму, вібрації, ультра та інфразвуку;
- методи захисту від іонізуючого випромінювання;
- основи техніки безпеки;
- правила пожежної безпеки в Україні;
- систему попередження пожеж.

вміти:

- визначити значення охорони праці з соціальної та економічної точок зору;
- сформулювати основні положення законодавчих актів щодо охорони праці;
- сформулювати основні положення щодо служби охорони праці;
- здійснювати розслідування нещасних випадків на виробництві;
- визначати заходи і засоби нормалізації параметрів мікроклімату;
- охарактеризувати основні етапи проектування систем штучного освітлення;
- визначати заходи та засоби захисту людини від дії виробничого шуму та вібрації;
- визначати заходи і засоби для захисту працюючих від дії випромінювань;
- визначати небезпеку дії на працюючих електроструму;
- здійснювати оцінку вибухо- та пожежонебезпечності речовин і матеріалів;
- визначити категорії приміщень за вибухопожежною та пожежною небезпекою.

мати уяву про перспективи розвитку системи охорони праці та безпеки життєдіяльності.

Метою викладання навчальної дисципліни «Охорона праці в галузі» у ЗВО є формування в майбутніх фахівців другого освітнього рівня (магістрів) вищої освіти умінь та компетенцій для забезпечення ефективного управління охороною праці та поліпшення умов праці з урахуванням досягнень науково-технічного прогресу та міжнародного досвіду, а також в усвідомленні нерозривної єдності успішної професійної діяльності з обов'язковим дотриманням усіх вимог безпеки праці у галузі.

Завдання вивчення дисципліни передбачає забезпечення гарантії збереження здоров'я і працездатності працівників у виробничих умовах через ефективне управління охороною праці та формування відповідальності у посадових осіб і фахівців за колективну та власну безпеку.

Після вивчення дисципліни здобувач повинен:

знати:

- сучасні методи дослідження і аналізу ризиків, загроз і небезпек на робочих місцях та виробничих об'єктах;
- обґрунтування і розробку безпечних технологій;
- методику розслідування нещасних випадків, аварій та професійних захворювань;
- заходи для усунення причин нещасних випадків, з ліквідації наслідків аварій на виробництві;
- організаційні та технічні заходи з метою поліпшення безпеки праці;
- організацію діяльності виробничого колективу з обов'язковим урахуванням вимог охорони праці;
- управління діями щодо запобігання виникненню нещасних випадків, професійних захворювань та аварій на виробництві;

вміти:

- розробляти та впроваджувати безпечні технології;
- вибирати оптимальні умови і режими праці;
- проектувати зразки техніки і робочих місць на основі сучасних технологічних та наукових досягнень в галузі охорони праці;

- визначити фактори пожежної небезпеки галузевих об'єктів;
- впроваджувати ефективний розподіл функцій, обов'язків і повноважень з охорони праці у виробничому колективі;
- використовуючи нормативно-законодавчу базу, забезпечувати попередній і поточний контроль з охорони праці, техніки безпеки та пожежної безпеки [2, 6, 7, 8].

Відповідно до освітньо-професійних програм підготовки за першим (бакалаврським) і другим (магістерським) рівнями вищої освіти при реалізації робочих навчальних планів у курсах навчальних дисциплін «Безпека життєдіяльності», «Основи охорони праці» і «Охорона праці в галузі» вивчаються загальні питання безпеки людини в умовах її життя і діяльності в побуті, громадських місцях, на виробництві. Окремі питання охорони праці вивчаються також у курсах циклів загальної та професійної підготовки з обраної спеціальності (психологія, соціологія, екологія, основи технології суднобудування тощо).

Висновки. У процесі трудової діяльності на людину впливає, як правило комплекс несприятливих факторів виробничого середовища, в результаті чого можливі виробничі травми і професійні захворювання. Установлено, що так званий «людський фактор» присутній у формуванні причин майже 90 % нещасних випадків. Уроджене почуття небезпеки в людини розвинене недостатньо й у ряді мотивацій її діяльності «безпека» стоїть на другому місці після «вигоди». Тому нещасні випадки частіше пов'язані зі ставленням до питань охорони праці, ніж із кваліфікацією працюючих або конструкцією машин.

Пріоритет життя і здоров'я працівників – один з основних принципів Державної політики в галузі охорони праці. У зв'язку з цим актуальною залишається необхідність продовження формування культури забезпечення безпеки та охорони праці на першому (бакалаврському) та другому (магістерському) рівнях вищої освіти в процесі підготовки фахівців всіх галузей і спеціальностей. Це є обов'язковим компонентом Державної політики в галузі охорони праці спрямованої на створення безпечних і здорових умов праці, запобігання нещасним випадкам та професійним захворюванням.

Список літератури

1. http://dsp.gov.ua/statystychni-dani-vyrobnychoho-travma-2/.
2. Зеркалов, В. (2011). *Охорона праці в галузі. Загальні вимоги. Навчальний посібник*. Київ: Основа.
3. Березуцький, В. В., Березуцька, Н. Л., Богодист, А. О. *Безпека людини у сучасних умовах: Монографія* (2018). Березуцький В. В. (Заг. ред.). Харків: ФОП Мезіна В.В.
4. Тулєєва, А. (2000). Активізація навчання з охорони праці. *Збірник наукових праць «Педагогічні науки»*, 18, 177-179.
5. Халімовський, М. (2004). Навчання з питань охорони праці: актуальність, орієнтація, проблеми. *Охорона праці*, 2, 19-20.
6. Запорожець, О. (2007). Питання державного регулювання викладання у ВНЗ дисциплін «Безпека життєдіяльності», «Охорона праці» та «Цивільний захист». *Безпека життєдіяльності*, 11, 11-13.
7. Астахова, М. (2008). Механізми формування якості освіти в галузі охорони праці та безпеки життєдіяльності: [Актуальні проблеми впровадження нових управлінських механізмів розвитку якості освіти]. *Теорія і практика управління соціальними системами: філософія, психологія, педагогіка, соціологія*, 1, 79-85.
8. Дудник, Г. (2006). Некоторые аспекты преподавания дисциплины охрана труда в вузах. *Тиждень науки* (Т. 1, с. 194). Запоріжжя.
9. Олійник, М. (2006). Сучасні вимоги до навчання з охорони праці: [Приклади традиційного та модульного навчання]. *Охорона праці,* 2, 16-18.

Shchedrolosiev O., Konovalova H., Mozgovyy A., Tubaltsev A.

Basic labor protection teaching and labor protection in the industry as a social-pedagogical problem

Annotation. The questions of continuous learning and systematic increase of knowledge among workers and the population of Ukraine concerning labor protection have been considered as one of the basic principle of state policy in the field of labor protection, fundamental labor safety basis and censuring effective preventive work concerning accident and injury warning in the industry.

Keywords: labor safety; safety culture; institutions of higher education; labor safety state policy.

Щедролосев А., Коновалова А., Мозговой А., Тубальцев А.

Преподавание основ охраны труда и охраны труда в отросли как социально-педагогическая проблема

Аннотация. Рассмотрены вопросы непрерывного обучения и систематического повышения уровня знаний работников, населения Украины в вопросах охраны труда как одного из основных принципов государственной политики в сфере охраны труда, фундаментальной базы безопасности труда и обеспечения эффективной профилактической работы для предотвращения аварий и травматизма на производстве.

Ключевые слова*:* охрана труда; культура безопасности; высшие учебные заведения; государственная политика в сфере охраны труда.

УДК 331.4

СУТНІСТЬ ЕКОЛОГІЧНОЇ БЕЗПЕКИ ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ НАСЕЛЕННЯ

Дюндіна Наталія Леонідівна, к.е.н., доцент Херсонської філії Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Савченко Олександр Григорович, д.е.н., професор Херсонської філії Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова

Анотація. *Здійснено систематизацію підходів до визначення сутності поняття екологічної безпеки життєдіяльності населення. Визначено, що саме людина, її екологічні та економічні інтереси є об'єктом захисту з точки зору забезпечення екологічної безпеки.*

Ключові слова: *екологічна безпека, національна безпека, життєдіяльність населення, загроза, небезпека, природне середовище.*

Екологічна політика нашої держави нині зосереджується на досягненні стратегічних цілей, зокрема: збереженні природних комплексів та екосистем, підтриманні їх цілісності, сталого розвитку суспільства, підвищенні якості життя населення, забезпеченні екологічної безпеки країни тощо. Досягти абсолютної рівноваги між суспільством і довкіллям неможливо, оскільки неодмінно виникають непередбачені види кризових соціо-еколого-економічних ситуацій. Тому сутність екологічної безпеки життєдіяльності населення полягає в зниженні антропогенного впливу на екосистему, за якого буде забезпечуватися нормальна життєдіяльність людини.

Теоретико-методичні засади забезпечення екологічної безпеки були досліджені у наукових працях відомих вітчизняних науковців: З.В. Герасимчука, Б.К. Данилишина, Л.В. Жарова, Д.В. Зеркалова, Т.В. Іванова, С.П. Іванюти, А.Б. Качинського, В.Г. Потапенка, М.С. Самойлік, А.В. Степаненка, Є.В. Хлобистова, В.Я. Шевчука та ін.. Проте, питання екологічної безпеки життєдіяльності людини досліджено недостатньо.

Метою дослідження є узагальнення результатів існуючих наукових досліджень сутності екологічної безпеки життєдіяльності населення.

Згідно із Законом України «Про основи національної безпеки України» до пріоритетів національних інтересів України віднесено «забезпечення екологічно та техногенно безпечних умов життєдіяльності громадян суспільства, збереження навколишнього природного середовища та раціональне використання природних ресурсів [1].

Статтею 8 «Основні напрями державної політики з питань національної безпеки» закону [1] визначено, що в екологічній сфері такими є: здійснення комплексу заходів, які гарантують екологічну безпеку ядерних об'єктів і надійний радіаційний захист населення та довкілля, зведення до мінімуму впливу наслідків аварії на Чорнобильській АЕС; впровадження у виробництво сучасних, екологічно безпечних, ресурсо- та енергозберігаючих технологій, підвищення ефективності використання природних ресурсів, розвиток технологій переробки та утилізації відходів; поліпшення екологічного стану річок України та якості питної води; запобігання забрудненню Чорного та Азовського морів та поліпшення їх екологічного стану; стабілізація та поліпшення екологічного стану в містах і промислових центрах; недопущення неконтрольованого ввезення в Україну екологічно небезпечних технологій, речовин і матеріалів та збудників хвороб; реалізація заходів щодо зменшення негативного впливу глобальних екологічних проблем на стан екологічної безпеки України, розширення її участі у міжнародному співробітництві з цих питань.

Поняття «екологічна безпека» має складну структуру, в якій взаємопов'язані економічні, соціальні, політичні, правові, психологічні та інші аспекти, що стосуються, як окремої людини, так і суспільства в цілому. Реалізація концепції екологічної безпеки України на сучасному етапі обумовлена джерелами виникнення загроз,

які становлять небезпеку для суспільства, особистості, держави і перешкоджають досягненню цілей і завдань державної політики в сфері забезпечення екологічної безпеки.

Згідно із Законом України «Про охорону навколишнього природного середовища» визначено, що екологічна безпека - це такий стан навколишнього природного середовища, при якому забезпечується попередження погіршення екологічної обстановки та виникнення небезпеки для здоров'я людей. Екологічна безпека гарантується громадянам України здійсненням широкого комплексу взаємопов'язаних політичних, економічних, технічних, організаційних, державно-правових та інших заходів [2].

На думку А. П. Гетьмана та М. В. Шульги екологічна безпека являє собою соціоприродну та наукову реальність, є об'єктом дослідження різних наук (природничих, соціальних, юридичних та ін.), оскільки охоплює складний комплекс взаємозв'язків людини з навколишнім природним середовищем. Екобезпека – категорія соціальна, притаманна людському суспільству, формується в межах суспільних відносин. Вона має певні правові форми неправового характеру, хоча і належить до явищ. Зазначена категорія характеризується, по-перше, як вічна цінність людського суспільства, що ґрунтується на певній системі гарантій екологічної безпеки співіснування природи і людини. Йдеться про безпеку людини в процесі взаємодії з природним середовищем та небезпечними речовинами, використання руйнівних або небезпечних технологій і процесів, здійснення різноманітних впливів на довкілля тощо. Вона може бути пов'язана і з не контрольованими людиною процесами (стихійні сили природи). По-друге, при забезпеченні екологічно безпеки враховуються закони природи, за якими розвиваються екологічні об'єкти. По-третє, екобезпека здійснюється під контролем держави, яка утворює цілу систему спеціальних органів. По-четверте, основою правової форми екобезпеки є екологічне право як самостійна правова галузь. Правове забезпечення екобезпеки є одним з основних принципів цього права [3].

Довкілля можна вважати безпечним, якщо його якісний стан відповідає нормативам, лімітам, стандартам, критеріям, встановленим у екологічному законодавстві, в якому критеріями безпеки навколишнього середовища є спеціальні нормативи екобезпеки.

Стан довкілля за показниками якості розглядається за трьома рівнями за сукупністю природних та «набутих» властивостей, що сформовані під впливом антропогенної діяльності, відповідають встановленим екологічним нормативам, що забезпечують умови для життєдіяльності населення.

Найвищий якісний рівень – чисте природне середовище. У цьому разі забруднення є мінімальним та не спричиняє змін нормального екологічного стану певного регіону. Другий рівень – сприятливе природне середовище, де забруднення можливе в межах, що не впливають на стан здоров'я людини, і відсутні будь-які небезпечні фактори, пов'язані зі специфікою окремих виробництв. Третій рівень – безпечне природне середовище, де припускається можливість наявності в навколишньому середовищі певної території незагрозливих для життєдіяльності населення негативних факторів.

Забезпечення екологічної безпеки стало однією з важливих задач сучасного суспільства. Екологічна безпека може бути реалізована лише за умови збереження біосфери. Забезпечення екологічної безпеки державою полягає в охороні життя, здоров'я і умов життєдіяльності людини, в захисті суспільства, його матеріальних і духовних цінностей, навколишнього природного середовища від загроз, що виникають в результаті впливу на навколишнє середовище. Важливим структурним елементом є визначення цілей і завдань, що стоять перед державою при визначенні концепції екологічної безпеки.

Мета екологічної безпеки полягає в забезпеченні сталого, а значить безпечного, з екологічної точки зору, розвитку людини, суспільства і природи. Пріоритетами забезпечення сталого розвитку системи «людина – суспільство – природа» в галузі забезпечення екологічної безпеки є:

— підготовка і прийняття рішень в області соціально-економічного розвитку з урахуванням факторів, що впливають на екологічну ситуацію;

— визначення і вивчення негативних сторін взаємин людини, суспільства і природи та розроблення на цій основі економічних, правових, технічних та інших заходів;

— орієнтація діяльності органів представницької і виконавчої влади на реалізацію положень концепції екологічної безпеки;

— орієнтація діяльності засобів масової інформації на пропаганду дотримання екологічних правил, вимог, що пред'являються до забезпечення екологічної безпеки;

— проведення досліджень проблем забезпечення екологічної безпеки і реалізація основних положень в екологічно неблагополучних регіонах країни. [4].

Для визначення екологічної безпеки на різних рівнях (особистості, суспільства, держави) необхідно розглянути поняття «загроза екологічної безпеки», яке розкриває все різноманіття зовнішніх і внутрішніх протиріч в системі «людина – суспільство – природа». Це дозволяє визначити критерії для виділення тих суспільних відносин, які і формують концептуальні елементи розвитку природи, суспільства і людини в умовах дії норм і правил забезпечення екологічної безпеки на глобальному рівні (біосфери). При цьому, джерелами виникнення загроз екологічної безпеки є не стільки сили природи, технічні засоби, речовини і предмети, що створюють підвищену небезпеку для навколишнього середовища, скільки дії або бездіяльність фізичних і юридичних осіб, що створюють реальну загрозу особистості, суспільству і державі. Одним з аспектів аналізу джерел загроз екологічної безпеки є поділ їх на зовнішні та внутрішні загрози. До зовнішніх відносять загрози, пов'язані з наслідками міждержавних збройних конфліктів або природно-техногенних катастроф (аварій), а до внутрішніх – ті, які складаються під впливом, як правило, аварій на різних рівнях (локальному та регіональному). За протяжності в часі загрози екологічної безпеки можуть бути короткочасними і тривалими, а в просторі – глобальними (планетарними), регіональними і локальними (об'єктовими і місцевими).

Основними причинами виникнення загроз екологічній безпеці є:

— вирішення соціально-економічних, технологічних проблем за рахунок природного середовища на локальному, регіональному та планетарному рівнях;

— відсутність адекватної масштабам і тяжкості шкоди, заподіяної екологічними правопорушеннями природному середовищу і здоров'ю населення, системи соціально-економічних і правових гарантій її відшкодування;

— відсутність ефективної адміністративно-правової системи заходів щодо профілактики екологічних правопорушень [5].

При визначенні екологічної безпеки особистості, природного середовища необхідно розглядати джерела екологічної небезпеки та загрози екологічної безпеці в комплексі, з урахуванням їх взаємозв'язків. Наприклад, таке джерело екологічної небезпеки, як господарський об'єкт, створює реальну небезпеку у вигляді постійної емісії газів і можливу небезпеку у вигляді викидів, пожежі, аварії, тобто екологічну загрозу. Викиди являють собою фактори екологічної небезпеки, оскільки деякі з них сприяють розвитку різних захворювань, інші беруть участь в руйнуванні природного середовища. Реалізована або можлива загроза вимірюється з урахуванням різних факторів екологічної небезпеки, наприклад ймовірність захворювання на рак в результаті викиду бензапірену. Оцінка впливу чинників можлива також за сумою факторів, наприклад зростання захворюваності, підвищення смертності. Таким чином, поняття «екологічна безпека» розглядається як стан захищеності природного середовища і людей від негативного антропогенного впливу і надзвичайних ситуацій природного характеру, їх наслідків [4].

Отже, екологічна безпека життєдіяльності населення це комплексна системна науково-обгрунтована взаємодія держави, органів виконавчої влади, підприємств, організацій, установ різних форм власності, громадських організацій, благодійних фондів з метою захисту людини і навколишнього природного середовища від шкідливого впливу, створення умов для збереження здоров'я людей і сталого соціально-економічного розвитку, балансу розвитку екосистем, діяльності щодо захисту життєво важливих екологічних інтересів на підставі існуючої нормативно-правової бази держави з урахуванням дотримання екологічної поведінки, підвищення екологічної культури та зростання екологічної свідомості.

REFERENCES

1. Про основи національної безпеки України. № 964-IV. (2003).

2. Про охорону навколишнього природного середовища. № 1264- XII. (1991).

3. Гетьман, А. П., Шульга, М. В. (Ред.). (2009). *Екологічне право України.* Харьків.

4. Соломин, В. П. *Безопасность жизнедеятельности для гуманитарных и педагогических направлений: ученик и практикум*. [Электронний ресурс]. - Режим доступа: http://stud.com/ua/55147/bzhd/ekologichna_bezpeka.

5. Кірова, М. О. (2017). Окремі аспекти особливостей поняття та сутності екологічної безпеки життєдіяльності міського населення. *Землеустрій, кадастр і моніторинг земель.* №2. 100-109.

Dyundina Nataliya

ESSENCE OF ENVIRONMENTAL SAFETY OF POPULATION LIFE

Annotation. *The systematization of approaches to the definition of the essence of the concept of ecological safety of life of the population is carried out. It is determined that the very person, its ecological and economic interests are the object of protection in terms of providing environmental safety.*

Keywords: *ecological safety, national security, vital activity of the population, threat, danger, natural environment.*

Дюндина Наталья Леонидовна

СУЩНОСТЬ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ НАСЕЛЕНИЯ

Аннотация. *Осуществлена систематизация подходов к определению сущности понятия экологической безопасности жизнедеятельности населения. Определено, что именно человек, его экологические и экономические интересы являются объектом защиты с точки зрения обеспечения экологической безопасности.*

Ключевые слова: *экологическая безопасность, национальная безопасность, жизнедеятельность населения, угроза, опасность, природная среда.*

УДК 628.47:504.05

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕКОЛОГІЧНО ПРИЙНЯТНОГО ПІРОЛІЗНОГО ПРОЦЕСУ УТИЛІЗАЦІЇ ТВЕРДИХ ОРГАНІЧНИХ ПОБУТОВИХ ТА ПРОМИСЛОВИХ ВІДХОДІВ

Маркіна Л.М. к.т.н. доцент, завідувач кафедри техногенної та цивільної безпеки
Національний університет кораблебудування ім.адм. Макарова
markserg@ukr.net

Аннотація. *Проведені дослідження екологічно прийнятного піролізного процесу утилізації твердих органічних побутових та промислових відходів. Представлено методику досліджень технологічних процесів екопірогенезісу та показано результати впливу технологічних параметрів та процесів на екологічну безпеку.*

Ключові слова. *Тверді органічні побутові та промислові відходи, піроліз, екопірогенезіс, екологічна безпека.*

У всьому світі все більш гострою стає проблема утилізації побутових і промислових відходів. В Європі, де кількість відходів постійно збільшується, вводяться все нові, більш жорсткі обмеження на їх системи поводження. На жаль, в Україні таких обмежень поки немає. В останні роки через забруднення довкілля і економічну непривабливість багато сміттєпереробних заводів (СПЗ) були закриті, інші ж незабаром зіткнуться з новими вимогами, декларованими в останніх проектах Директив ЄС.

Крім СПЗ існують інші способи та технології вирішення проблеми відходів. В основному, це зниження кількості утворення, впровадження роздільного збору сміття (для збереження якості вторинних ресурсів і відділення небезпечних відходів), повторне використання відходів і їх переробка. Однак ілюзія можливості «блискавичного» вирішення цієї проблеми за рахунок будівництва та конструювання нових переробних заводів та комплексів залишається значущою для осіб, які приймають рішення.

Доктрина безвідходності виробництва повинна стати основоположним ланкою всієї системи охорони навколишнього середовища. При цьому вирішальним фактором у розробці курсу подальшого розвитку буде «принцип обережності», що має на увазі, що доводити свою правоту стануть не природоохоронні організації, що надають свідчення шкоди, що завдається навколишньому середовищу, а підприємства, що призводять факти, які говорять про безпеку використовуваних ними технологій.

Особливості фізико-хімічних характеристик органічних відходів накладають жорсткі умови на технології їх переробки, на технологічні режими та умови процесів, на вхідну сировину та отримані вихідні продукти.

Спільна переробка різнорідної органічної сировини є проблематичною і потребує принципово нового підходу до управління потоками відходів і розробки принципово нової технології утилізації. Тому при розробці новітньої технології постає завдання шляхом введення нової послідовності операцій пов’язаних з

використанням суміжних процесів багатоконтурного циркуляційного піролізу (БЦП) полімерів, гумо-технічних відходів, в тому числі і зношених автошин, і процесу багатоконтурної циркуляційної двозонної газифікації (БЦДГ) вологих органічних відходів одержаних після сортування, так званих «хвостів», одержати альтернативні види палива.

Ідея роботи полягає у дослідженні технологічних процесів та обладнання зменшення шкідливого впливу на довкілля об'єктів накопичення твердих органічних побутових та промислових відходів, а також процесу їх утилізації шляхом застосування технології екопірогенезіс з отриманням товарних продуктів.

Екологічна оцінка переробних підприємств як потенційного джерела забруднення навколишнього сердовища базується на аналізі впливу на такі складові біосфери як атмосфери, водні та земельні ресурси. Вплив на водні об'єкти та грунти мінімальний, адже ці ресурси не використовуються для технологічних процесів.

Оцінка рівня потенційної небезпеки технологій термічної утилізації органічних выдходів базується на аналізі фізико-хімічних деструктивних перетворень в реакторі, оскільки саме продукти деструкії є джерелом небезпеки для людей та довкілля. Деструктивна термічна утилізація відходів здійснюється при нагріванні їх в закритому реакторі і є складним фізико-хімічним процесом, що складається з одночасного нагрівання, хімічного розкладання маси відходів і вторинних реакцій взаємодії газоподібних продуктів дестукції.

Основна частина. Методика виконання досліджень заснована на поетапному вирішенні задач. На першому етапі здійснюється моделювання кінетичних закономірностей та за методикою здійснюється розрахунок константи рівноваги. Наступний етап включає розрахунок фазової газо-рідинної рівноваги, результатом є визначення виходу продуктів та складу фракцій для кожного контуру. Для досягнення головної мети проводиться оптимізація температурних режимів багатоконтурної циркуляційної системи (БЦС) при різних температурах. Розрахунок здійснюється методом послідовних наближень на основі розрахунку константи рівноваги та повного матеріального балансу потоків парогазової суміші (ПГС). Обробка експериментальних даних дає можливість обчислити основні кінетичні та активаційні параметри процесу термодеструкції.

Методика розрахунку активаційний параметрів термічного розкладання органічної сировини дозволяє вирішувати задачі прогнозування та оптимізації температурних умов проведення процесу. У поєднанні з аналізом продуктів деструкції цей метод дозволяє вивчати кінетику глибоких деструктивних процесів окремих видів відходів, або суміші будь-якого складу. Оптимальний режим роботи контурів – це залежність температури від константи рівноваги, що безпесередньо дає можливість визначити кількісний та якісний склад розділених фаз на кожному контурі БЦС.

Отримання такої залежності дозволяє визначити умови, при яких будуть досягатися необхідні значення найважливіших показників якості, хімічного складу та екологічної безпеки для отримання альтернативного палива у вигляді вуглеводневих фракцій.

Виявлення особливостей проходження термічної деструкції з можливістю встановлення механізму запобігання утворенню небезпечних компонентів та продуктів розкладання органічних твердих побутових та промислових відходів є перспективним напрямком забезпечення екологічної безпеки при застосуванні технологій термічної утилізації відходів.

Методологія передбачає проведення як теоретичних, так і експериметальних досліджень. В дослідженнях використано комплексний системний підхід, який включає аналіз та узагальнення сучасного стану впливу об'єктів накопичення і зберігання відходів на довкілля. Теоретичні дослідження процесу здійснювалося на основі методів фізичного і математичного моделювання. Експериментальні дослідження з виявлення впливу параметрів технологічних процесів зазначених відходів на характеристики отриманих продуктів отримані на лабораторному та промисловому обладнанні.

Для оцінювання показників якості продуктів екопірогенезісу застосовувався метод газо-рідинної хроматографії. Контроль технологічних параметрів здійснювався із застосуванням термометрії з виведенням їх показників на комп'ютер. Розрахунки термодинамічних показників та ексергетичного методу ефективності технологічного процесу піролізної утилізації здійснено на базі програмного комплексу ASTRA 4. Отримані результати оброблено методами статистичної та математичної обробки даних з використанням програмного забезпечення Microsoft Excel 2010.

За допомогою рециклів можна підвищити абсолютний вихід будь-якого продукту складної хімічної реакції. Особливо важливо те, що цього не може зробити жоден із традиційних способів управління хімічною реакцією: зміна тиску, температури та інші, оскільки вони діють на всі реакції одночасно, а рециркуляція, вільно оперуючи швидкістю і складом потоку, з високою селективністю направляє реакцію в бажану сторону з максимально можливою мірою, що забезпечує можливість контролю та регулювання утворення та виділення екологічно небезпечних речовин.

На контурах ПГС розділяється шляхом конденсації на окремі компоненти, кожен з яких є менш складною сумішшю. Вибір оптимальних температурних умов конденсації дозволить отримати фракції для безпечного і екологічного їх застосування у якості альтернативних палив.

Оптимізація умов піролізу для технологічних рішень можлива за рахунок створення математичної моделі складного процесу термічної утилізації ГТВ, що дозволяє попередити потрапляння шкідливих речовин у довкілля та забезпечити екологічну безпеку піролізної технологій.

Розкриття особливостей впливу технологічних параметрів на якісні та кількісні характеристики продуктів утилізації відходів є актуальною задачею, розвязання якої є науковим підгрунтям забезпечення екологічної безпеки технології екопірогенезіс.

Найважливіший параметр процесу - температура - фактор, що визначає як ступінь розкладу вихідної речовини, так і розподіл продуктів піролізу. Від температури залежить склад продуктів, що утворюються, їх безпека, співвідношення твердої, рідкої і газоподібної фракцій. Чим вище температура розкладання і швидкість її досягненні, тим більше утворюється низькомолекулярних летких сполук, що є ключовими компонентами в кінцевих отриманих продуктах.

Так, в результаті піролізу в устаткуванні екопірогенезісу утворюється первинна газова суміш – продукт деструкції органічної сировини. ПГС в основному складаються з концентрату олефино-нафтено-ароматичних вуглеводнів, тому її фракції можуть бути цінною сировиною для отримання високоякісного палива цикланопарафінової основи. Вона складається з суміші токсичних вуглеводнів, які містить шкідливі компоненти, такі як сірко-, азото- та кисневмісні компоненти: сульфіди, тиофени, тиоли, аліфатичні кислоти, нафтові феноли, циклічні кетони, піридини та інші.

Рідка фракція складається з великої кількості органічних сполук і в основному представлена ароматичним класом: бензол, толуол, лімонен, ізопрен, стирол, дипентен, тріпентен, бутадієн і багато інших, частіше ненасичених сполук, а також нафтові масла. Концентрація цих сполук збільшується при зростанні температури в реакторі до 500ºС, а при подальшому збільшенні температури і регулюванні режимів на БЦС – знижується до значень ГДК.

Висновки. Аналіз вітчизняної та зарубіжної практики показує, що для попередження потрапляння небезпечних речовин до кінцевих продуктів утилізації відходів необхідне застосування різних технологічних рішень, що призводять до удорожчання устаткування та технологічного процесу утилізації в цілому. Такі аспекти є небажаними при впровадженні технологій в промислових масштабах. Але зменшення шкідливого впливу на довкілля об’єктів накопичення та зберігання відходів, а також процесів їх утилізації можна досягти шляхом застосування технології багатоконтурного циркуляційного піролізу (БЦП) та екопірогенезісу з отриманням товарної продукції у вигляді альтернативного рідкого палива, пірокарбону та металокорду.

Markina L.M. Ph.D. assistant professor

STUDY OF THE ENVIRONMENTALLY ACCEPTABLE PYROLYSIS PROCESS FOR DISPOSAL OF SOLID ORGANIC PUBLISHERS AND INDUSTRIAL WASTE

Annotation. Studies of an environmentally acceptable pyrolysis process for the disposal of solid organic co-products and industrial waste. The methodology for the study of technological processes for ecopyrogenesis is presented, and the results of the influence of technological parameters and processes on environmental safety are shown.

Key words. Solid organic publishers and industrial waste, pyrolysis, ecopyrogenesis, environmental safety.

Маркина Л.М. к.т.н. доцент

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИ ПРИЕМЛЕМОГО ПИРОЛИЗНОГО ПРОЦЕССА УТИЛИЗАЦИИ ТВЕРДЫХ ОРГАНИЧЕСКИХ БЫТОВЫХ И ПРОМЫШЛЕННЫХ ОТХОДОВ

Аннотация. Проведенные исследования экологически приемлемого пиролизного процесса утилизации твердых органических бытовых и промышленных отходов. Представлена методика исследований технологических процессов екопирогенезиса и показаны результаты влияния технологических параметров и процессов на экологическую безопасность.

Ключевые слова. Твердые органические бытовые и промышленные отходы, пиролиз, екопирогенезис, экологическая безопасность.

ЗМІСТ

ПЛЕНАРНІ ЗАСІДАННЯ

Трушляков Є.І. Вступне слово ректора.

Єгоров Г.В., Тонюк В.І. Щодо проектування «надповних» багатоцільових суховантажних суден проекту RSD59 ... 3

Некрасов В.А. Нелокальная устойчивость в среднем квадратическом судна в штормовых условиях плавания ... 5

Щипцов О.А., Щипцов О.О. Наука про океан у наступному десятилітті ... 16

Жукова Е. Ю., Парсяк В.Н, Жуков Ю.Д., Симутенков И.В., Драган С. В. Демографическая динамика как фактор развития сотрудничества университета и инжиниринговых компаний ... 24

Гасанов Ф.К., Гасанзаде Дж.Ф. Исследование процесса консолидации под опорным блоком морской стационарной платформы ... 31

Харитонов Ю.М. Моделювання інфраструктурних проектів розвитку річкових перевезень в Україні ... 37

Бондаренко А.В. Кораблестроительный институт судостроению Украины ... 40

Король Ю.М. Гидродинамический анализ вариантов движительно рулевого комплекса подводной лодки SUBOFF ... 43

Приходько В. К., Никончук С. В. Инновации в системе подготовки инженерно-технических специалистов в судостроении, образовании и социальной сфере ... 47

Коробко В.В., Шевцов А.П., Хуабинг Вен Ефективність енергетичних установок з утилізацією / теплоти термоакустичними технологіями ... 51

Давидов І.П. Проблеми проектування сучасних транспортних суден на початкових стадіях ... 57

Попов А.П., Мозговой М.Г., Савенков О.И., Попова Л.А. Опытная проверка зубчатой передачи с трёхпарной точечной системой зацепления прямых зубьев ... 60

Приходько С.Б. Ідентифікація нелінійних стохастичних систем на основі нормалізуючих перетворень: хитавиця судна та інші застосування ... 64

Секція № 1. ІННОВАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ В СУДНОБУДУВАННІ ТА СУДНОРЕМОНТІ

Щедролосєв О.В., Терлич С.В., Бєлка А.В., Сорокунський О.Ю. Удосконалення конструкторсько-технологічних рішень виготовлення, формування та монтажу приміщень несамохідних плавучих споруд ... 67

Щедролосєв О.В., Терлич С.В., Качанов Ю.В., Копилєв В. В., Кузнєцов С.С. Дослідження можливості перенесення ізоляції із зовнішньої обшивки на елементи модульного зашиття суднових приміщень ... 71

Яглицький Ю.К., Григор'єв Д.О., Зуєва І.В. Концепція судна забезпечення бурових платформ з підтримкою високої швидкості на хвилюванні ... 78

Коршиков Р.Ю., Коршиков Ю.С., Товкач Г.О. Проектування суднових опорних пристроїв з еластомірними пружними елементами ... 81

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

Блінцов В.С., Куценко П.С. Проектні задачі створення ненаселених буксируваних підводних систем для дослідження мілководних акваторій ... 86

Мазур О. М., Обнявко Т. С., Онищенко О. А. Уточнення поняття "ефективність експлуатації" багатоцільового судна допоміжного флоту ... 92

Дун Синьшо Применение многодисциплинарной оптимизации в задачах проектирования судов ... 98

Єгоров Г.В. Аналіз стану флоту суден змішаного плавання ... 99

Єгоров О.Г. Вітчизняні круїзні пасажирські судна: стан і прогноз ... 104

Єгоров Г.В., Єгоров О.Г., Калугін Я.В. Практична реалізація концептів сучасних круїзних суден змішаного плавання 106

Єгоров Г.В., Ільницький І.А., Черніков Д.В., Єгоров О.Г. Створення залізничного порому-газоходу для балтійського регіону 110

Єгоров Г.В., Тонюк В.І. Проектування багатофункціонального рятувального судна проекту MPSV12 для роботи в Каспійському та Азово-Чорноморському регіонах 113

Єгоров Г.В., Ільницький І.А., Єгоров О.Г. Особливості проектування несамохідних нафтоналивних суден проекту ROB20 117

Єгоров Г.В., Тонюк В.І. Суховантажне судно змішаного плавання проекту RSD32M для заміни існуючих суден типу «Сормовський» і «Волго-Балт» 119

Єгоров Г.В., Тонюк В.І. Концепт сучасного танкеру-хімовозу з посиленою каспійською функцією проекту RST12C 121

Єгорова О.Г. Дослідження зміни ваги корпусу за рахунок збільшення висоти поперечного перерізу судна 123

Нільва В.О. Алгоритм оцінки стану пошкодженого судна 125

Нільва О.Ю., Єфремова Н.В. Оцінка хвилювання на відкритій рейдовій стоянці навколо нерухомого подовженого об'єкта 128

Печенюк А.В. Дослідження впливу повноти різних перерізів корпусу KCS на його повний опір 130

Печенюк А.В., Стецюк Т.Г. Аналіз сучасного рівня розвитку рушійного комплексу «гребний гвинт – направляюча насадка» 134

Нєкрасов В. О., Ястреба О.П. Концептуальний проект ескортного буксира для БДЛК. 137

Xie Dongyun , Oleksandr Bondarenko Selection of optimal main dimensions of container ships. 142

Слободян С.О., Морозов О.О. Визначення типу пасажирського судна. 146

Клочков О.П. Визначення конструктивних характеристик самохідних прив'язних підводних систем на ранніх стадіях проектування. 148

Клименко А.М. Статистичний аналіз стану і перспектив розвитку науково-дослідних суден льодових класів. 152

Кондратьєва Л.Ю. Вибір типу та оптимальних головних розмірів патрульного судна. 155

Морозов К.А. Применение 3D САПР Solid Works при проектировании судов различного назначения. 161

Логінов І.Г., Оберемок Є. Г. Перспективні напрямки розвитку вантажних комплексів портов України для навалочних вантажів. 166

Сіряченко В.Ф., Власенко Є.А. Несуча здатність люкових кришок. 173

Власенко Є.А. Розподіл контейнерів по трюмах. 176

2.2 Підсекція аерогідродинамика суден.

Yuriy Korol, Fu Ruimin, Wang Zhenyang The study of the influece of the hull shape prameters of axisymmetric submarines on the magnitude of their towing resistance. 181

Chunyan Ji, Shuai Guo, Jianting Guo Analysis of hydrodynamic performance of Y-type and parallel mooring for floating breakwater. 187

Jianming Li, Yifeng Guan Risk analysis of BOG emission in inland LNG power ship agglomeration. 194

Ang Liu, Lu Shi, Peng Ren Effect of filling level on the damage of liquid container under high speed projectile. 201

Shijie YUAN, Jiaxia WANG, Kun LIU, Yanchang ZHANG, Xiaolong BAI Experimental study on bubble oscillation near a rigid boundary attached bubble 205

XIE Yunping, GAO Tianmin, ZHANG Tao, ZHAO Zijian, GAO Chunfeng Analysis and design of marine unmanned small-sized floating motion control system. 210

Yu Xingpeng, Guan Yifeng Influence of different installation positions of keel on the resistance performance of pilot boat. 219

2.3 Підсекція конструювання та міцності суден

Бурдун Е.Т., Юреско Т.А., Молчанюк Т.В. Дослідження адгезійної міцності антитиобрастаючого нетоксичного покриття для морських технічних засобів. 227

Соломонюк Н. С., Петрюк О. В. Теплопровідність блоків плавучості підвищеної теплостійкості на базі піноскла. 230

Кочанов В.Ю. Обгрунтування критеріїв вибору конструктивного типу і матеріалу глибоководного ілюмінатора. 235

Бурдун Е.Т., Присташ С.Ф., Гейко С.П., Копійка С.В. Порівняння методів оцінки ефективних пружних характеристик тороїдального міцного корпусу підводного засобу виконаного намотуванням волокном. 239

Суслов С.В., Чечель А.В. Дослідження впливу динамічних деформацій корпусу судна на загальні хвильові навантаження 243

Qianqian Jia, Liangbi Li, Yiwen Zhang Study of Residual Stress and its Release of Typical FPSO Welded Joints 246

Li KE, Kun LIU, Jiaxia WANG, Xiaolong BAI Optimal impact-resistant design of corrugated sandwich panels under air-blast loading 254

Sun Benben, Guan Yifeng, Cao Tianshu Study on Tensile Properties of Carbon Fiber & Glass Fiber Composites Used in Large Lifeboats 261

Xinggang Zhang, Peilin Dou, Xiang Li The Influence of Welding Direction of Bracket on Residual Stress of T-shaped structure. 269

Yue Zhang, Yifeng Guan Failure Analysis of Pin Fracture Failure of Platform Connection System 275

Xiufei Wang, Kun Liu*, Jiaxia Wang An analytical method of predicting the response of cross structures under impact load. 282

Tongqiang Yu, Yuanhe Shi, Kun Liu, Jiaxia Wang, Zili Wang Establishment and Verification of a Constitutive Model of Ice Material Considering Temperature Effect. 290

Секція № 3. НОВІТНІ ТЕХНОЛОГІЇ І МАТЕРІАЛИ В СУДНОВОМУ МАШИНОБУДУВАННІ

Дубовий О.М., Карпеченко А.А., Бобров М.М., Шкурат С.І. Розвиток технології газотермічного напилення покриттів формуванням здрібненої нанорозмірної полігонізаційної субструктури. 298

Казимиренко Ю.О., Лебедєва Н. Ю. Дослідження технологічних можливостей підвищення зносостійкості електродугових покриттів З 65Г. 300

Лой С.А., Ермолаев Г.В., Матвиенко М.В., Харитонова Н.Е. Напряженное состояние плоских образцов с напыленным слоем при испытаниях на изгиб. 304

Дубовий О. М., Макруха Т. О. Формування полігонізаційної нанорозмірної субструктури у промислових сталях. 308

Дубінін В.А. Екологічна та техногенна безпека при застосуванні наносировини та нанотехнологій у виробництві. 313

Секція № 4. ІННОВАЦІЙНІ ЗАСОБИ УДОСКОНАЛЕННЯ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК ТА СИСТЕМ

Serhiy Serbin, Nikolay V. Washchilenko, Daifen Chen, Yang Zongming Possibilities of using the subatmospheric gas turbine cycle with over-expansion in hybrid system with solid oxide fuel cells. 320

Горбов В.М., Мітєнкова В.С. Оцінка зниження провозоздатності контейнерних суден при застосуванні кріогенних систем зберігання паливного газу. 323

Димо Б.В., Качанов С.С., Качанов С.В., Єпіфанов О.А. Розробка стенду для моделювання теплового навантаження свічок плазмового займання типу СП-1-2М1. 326

Сербін С.І., Діасамідзе Б.Т. Теоретичні дослідження утворення оксидів азоту в двопаливній низькоемісійній камері згоряння ГТД..... 330

Горбов В.М., Соломонюк Д.М. Вплив параметрів робочого тіла газотурбінних установок складних циклів на масові показники їх регенераторів..... 332

Ярошенко В.М. Ексергетичний аналіз газотурбінного надуву суднових двигунів внутрішнього згорання..... 336

Вассерман А.А., Слынько А.Г. Повышение термического КПД и удельной работы паротурбинных установок..... 341

Наливайко В.С., Мисько В.О., Авдюнін Р.Ю., Румак П. В., Руденко О. В. Особливості використання СПГ в двопаливних ДВЗ СЕУ..... 344

Шалапко Д.О., Андрієнко Г.О., Омельченко А.В., Коробко В.В., Московко О.О. Способи додавання порційних водневих добавок в дизельні ДВЗ..... 347

Діасамідзе Б.Т. Вибір математичної моделі для прогнозування вигоряння рідкого палива в двопаливній низькоемісійній камері згоряння..... 353

Наливайко В.С., Авдюнін Р.Ю., Андрієвський В.В., Руденко О. В. Розробка конструктивної схеми золотника для керування роботою клапанів суднових чотиритактних ДВЗ..... 357

Калініченко І.В., Меркотан А.В., Чиньоний Я.В., Хабленко Д.А. Аналіз показників циклу МОД судна при використанні турбіни з регулюючим прохідним перетином..... 359

Філіпщук О.М., Горячкін В.Ю., Шевцов А.П. Зниження токсичності димових газів при спалюванні водопаливних емульсій..... 362

Калініченко І.В., Рекивчак С.С., Година В.В., Ващенко А.С. Аналіз екологічних та економічних показників допоміжних двигунів судна при керуванні процесом впорскування палива форсункою..... 369

Калініченко І.В., Ступка В.Г, Гаврилішин Д.А., Скрипець В.О. Вплив зміни тиску впорскування палива на екологічні показники дизель-генератора..... 372

Калініченко І.В., Рудь М.С., Селіванов О.Г., Дергунов О.В., Вплив вмісту сірки в паливі на економічну ефективність та технічний стан дизель-генератора..... 375

Філіпщук О.М., Горячкін В.Ю., Шевцов А.П. Можливості використання теплоти конденсації пари, що знаходиться у димових газах..... 378

Філіпщук О.М., Марков А.Е., Буренко О.В., Субботкіна О.П. Підвищення ефективності електродіалізного опріснення шляхом установки додаткових електродів..... 383

Максимов В.І., Грубий М.А., Шкарупа Р.Ю. Аналіз методів діагностування суднового теплоенергетичного обладнання..... 390

Шалапко Д.О., Поліш В.В., Василенко І.О. Підвищення ефективності СЕУ за рахунок використання металогідридних паливних елементів..... 393

Пирисунько М.А., Шевченко Г.В., Сургаєв А.В. Аналіз концентрації шкідливих речовин у відпрацьованих газах суднових ДВЗ..... 396

Шалапко Д.О., Самойленко І.О., Галуненко Д.І., Дирів В.І. Исследование волнового эффекта в топливной аппаратуре при использовании малых добавок водорода к дизельному топливу..... 399

Хоменко В.С., Шкворченко В.П., Челпанов А.О. Особливості проектування МОД зі збільшеним відношенням S/D..... 402

Чередніченко О. К. Підвищення ефективності енергетичних установок високотехнологічних суден використанням термохімічної утилізації..... 406

Патлайчук В.М., Гаращенко О.Ф. Дослідження параметрів енергетичної установки катера на повітряній подушці водотоннажністю 150 т..... 412

Патлайчук В.М., Рябченко О.В. Дослідження впливу початкових параметрів газу ГТД на ефективність застосування утилізаційного контуру двох тисків..... 414

Уваров В.А., Андрієвський В.В., Семенов С.С. Підвищення ресурсу роботи прицезійних пар паливної апаратури суднових ДВЗ за рахунок обробки імпульсним магнітним полем..... 417

Секція № 5. ХОЛОД НА ТРАНСПОРТІ, В ЕНЕРГЕТИЦІ ТА АГРОПРОМИСЛОВОМУ КОМПЛЕКСІ

Трушляков Є.І., Радченко М.І., Портной Б.С., Зубарєв А.А., Кантор С.А. Раціональне теплове навантаження системи кондиціювання повітря за темпом прирощення річної холодопродуктивності. 423

Титлов А.С., Цой А.П., Алимкешова А.Х., Джамашева Р.А. Разработка систем охлаждения на базе возобновляемых источников тепловой энергии. 426

Андреев А.А., Андреева Н.Б. Повышение эффективности мод охлаждением наддувочного воздуха теплоиспользующей установкой 433

Талибли Р.Е., Хмельнюк М.Г. Вплив холодильної промисловості на довкілля. 435

Безродний М.К., Притула Н.О., Опанасюк І. Ю. Теплонасосна система повітряного опалення та вентиляції з використанням відпрацьованого повітря. 441

Безродний М.К., Майстренко О.О. Термодинамічний аналіз теплонасосно-адсорбційної схеми консервування енергетичного обладнання. 444

Трушляков Є.І., Радченко А.М., Зубарєв А.А., Ткаченко В.С., Я. Зонмін, Фордуй С.Г. Визначення встановленої холодопродуктивності системи кондиціювання зовнішнього повітря за поточними тепловими навантаженнями. 447

Бушманов В.М., Когут В.О., Жихарева Н.В., Хмельнюк М.Г. Моделирование процессов теплообмена в контактных аппаратах. 452

Когут В.О., Бушманов В.М., Косой Б.В., Жихарева Н.В. Цикл обеспечивающий бесперебойную работу контактного теплообменника. 453

Томчик О. М., Хмельнюк М. Г., Гоголь М. І. Засоби стабілізації температури продукту та зниження енергетичних витрат при роботі холодильного обладнання. 455

Томчик О. М., Хмельнюк М. Г., Гоголь М. І. Охолоджувані ємності з акумулюючою здатністю для зберігання і транспортування продукту. 458

Дорошенко А.В., Гончаренко А.С., Демьяненко Ю.И. Низкотемпературные водоохладители испарительного типа. Разработка и анализ их принципиальных возможностей. 461

Дорошенко А.В., Халак В.Ф. Солнечные многофункциональные абсорбционные системы тепло-хладоснабжения и кондиционирования воздуха. 465

Яковлєв Ю.А., Яковлєва О.Ю. Новий напрямок підвищення ефективності турбомашин. 471

Яковлева О.Ю., Остапенко О.В., Хмельнюк М.Г., Яковлев Ю.О. Енергоефективні проекти та їх реалізація в промисловому секторі. 473

Волчок В.О. Моделювання властивостей сумішей холодогентів на основі вільної енергії Гельмгольца. 477

Радченко А.М., Трушляков Є.І., Портной Б.С., Фордуй С.Г., Кантор С.А. Проектне навантаження градирень систем охолодження відповідно до поточних кліматичних умов. 480

Трушляков Е.И., Радченко Н.И., Ткаченко В.С. Регулирование холодопроизводительности систем кондиционирования приточного воздуха 483

Трушляков Є.І., Радченко А.М., Ткаченко В.С., Кантор С.А. Удосконалення системи кондиціювання зовнішнього повітря комбінованого типу. 488

Трушляков Є.І., Радченко А.М., Портной Б.С., Фордуй С.Г. Методи визначення теплового навантаження систем кондиціювання повітря з урахуванням поточних кліматичних умов. 493

Радченко Р.М., Зубарєв А.А., Бойчук В.В., Остапенко О.В., Коновалов А.В., Фордуй С.Г., Цуцман В.В. Дослідження ефективності охолодження повітря тригенераційної газопоршневої установки. 498

Трушляков Є.І., Радченко А.М., Ткаченко В.С., Портной Б.С., Фордуй С.Г., Кантор С.А. Ступеневий принцип розподілу теплового навантаження в системі кондиціювання повітря. 504

Я. Зонмін, Радченко А.М., Портной Б.С. Порівняння ефективності охолодження повітря на вході ГТУ для різного клімату. 509

Я. Зонмін, Радченко М.І., Портной Б.С. Порівняння ефективності охолодження повітря на вході ГТУ за помірного та тропічного клімату. 513

Радченко А.М., Портной Б.С., Я. Зонмін Порівняння екологічної ефективності охолодження повітря на вході ГТУ в умовах помірного та субтропічного клімату. 517

Радченко А.М., Портной Б.С., Я. Зонмін Метод визначення раціональної холодопродуктивності системи охолодження повітря на вході ГТУ за поточним тепловим навантаженням. 521

Радченко Р.М., Зубарєв А.А., Бойчук В.В.,Остапенко О.В., Коновалов А.В., Фордуй С.Г. Оцінка ефективності охолодження повітря на вході тригенераційної газопоршневої установки на часткових навантаженнях..... 525

Фордуй С.Г., Радченко А.М., Зубарєв А.А., Бойчук В.В., Остапенко О.В. Підвищення ефективності утилізації теплоти у тригенераційній установці автономного енергозабезпечення..... 531

Трушляков Е.И., Радченко А.Н., Зубарев А.А., Ткаченко В.С. Метод распределения тепловой нагрузки в системе кондиционирования приточного воздуха. 539

Трушляков Є.І., Радченко А.М., Ткаченко В.С., Смоляной Є.С., Кантор С.А. Оцінка ефективності реалізації встановленої холодопродуктивності систем кондиціювання повітря. 547

Корнієнко В.С., Кондя О.С. Комплексна система очищення відпрацьованих газів двигунів внутрішнього згоряння. 555

Грич А.В. Анализ теплоиспользующей системы двухступенчатого охлаждения циклового воздуха газового двигателя автономнной электростанции..... 559

Грич А.В. Преимущества охлаждение приточного воздуха машинного отделения газовых двигателей двухступенчатым воздухоохладителем. 562

Остапенко А.В., Грич А.В. Повышение эффективности трансформации теплоты гозового двигателя в холод использованием ступенчатой трансформации в ЭХМ и АБХМ. 565

Остапенко А.В., Грич А.В. Двухпоточная эжекторно-абсорбционная система трансформации сбростного тепла газопоршневого модуля. 567

Калініченко І.В., Сорока М.О., Іванов А.С. Вплив параметрів системи охолодження на паливну ефективність дизель-генератора..... 569

Калініченко І.В., Мелкумов А.В., Лисенко В.О. Теплонасосні технології утилізації теплоти суднових ДВЗ. 573

Кобалава Г.О. Підвищення ефективності циклів газотурбінних установок застосуванням контактного охолодження циклового повітря. 578

Портной Б.С. Визначення холодильної потужності тепловикористовуючих холодильних машин для охолодження повітря на вході ГТУ в різних кліматичних умовах. 580

Луняка К.В., Клюєв О.І., Русанов С.А. Використання «плаваючої» вставки для регулювання швидкості руху теплоносія в різних трубах кожухотрубчастого теплообмінного апарату..... 584

Луняка К.В., Клюєв О.І., Русанов С.А. Оцінка тепловіддачі в центральних та периферійних трубах кожухотрубчастого теплообмінника при осьовому введенні рідини в апарат. 586

Коновалов Д.В., Джуринська А.О. Аналіз роботи тепловикористовуючої двоступінчастої ежекторно-термопресорної холодильної машини..... 589

Трушляков Є.І., Радченко А.М., Зубарєв А.А., Грич А.В., Ткаченко В.С., Я. Зонмін Методологічний підхід до визначення холодопродуктивності систем кондиціювання повітря..... 592

Секція № 6. ЕКОЛОГІЧНА БЕЗПЕКА В СУДНОБУДУВАННІ ТА ОБ'ЄКТАХ ОКЕАНОТЕХНІКИ

Літвак С.М., Літвак О. А. Еколого-економічні чинники розвитку електромобільного транспорту..... 597

Ремешевська І. В., Гурець Н. В. Ідентифікація стейкхолдерів проектів впровадження системи екологічного менеджменту у міських муніципалітетах. 600

Свиридов В.І., Репін М.А. Суднові нафтовмісні води, як джерело забруднення світового океану. 603

Щедролосєв О. В., Коновалова Г.В., Тубальцев А. М., Мозговий А.М. Викладання основ охорони праці та охорони праці в галузі як соціально-педагогічна проблема. 608

Дюндіна Н.Л., Савченко О.Г. Сутність екологічної безпеки життєдіяльності населення. 612

Маркина Л.М. Дослідження екологічно прийнятного піролізного процесу утилізації твердих органічних побутових та промислових відходів..... 615

УКРОБОРОНПРОМ
Державний концерн

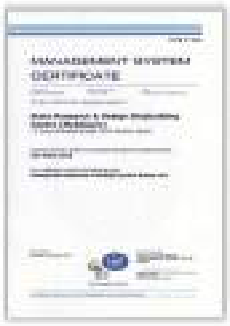
Дослідно-проектний центр кораблебудування
Державне підприємство

ОСНОВНІ НАПРЯМКИ ДІЯЛЬНОСТІ

Проектування бойових надводних кораблів і катерів, допоміжних суден і спеціальних плавучих споруд

Проектне забезпечення модернізації діючих бойових надводних кораблів і катерів

Дослідження в галузі морського озброєння та кораблебудівних наук



Науково-технічні послуги в галузі військового кораблебудування;

Технічний супровід й авторський нагляд за будівництвом кораблів

Державне підприємство «Дослідно-проектний центр кораблебудування»
пр. Героїв України 1-Е, м.Миколаїв, 54025, Україна
тел.: +38 (0512) 766 521, факс: +38 (0512) 766 520
e-mail: office@srdsc.com www.srdsc.com

amico.ua

Полиметрические системы САДКО

более 20 лет надежной работы

Группа компаний АМИКО является одним из передовых и быстроразвивающихся поставщиков систем автоматизированного контроля-управления сложными процессами и производствами в различных отраслях нефтяной, газовой, химической, перерабатывающей, энергетической и судостроительной промышленности. История группы представляет собой цепь прорывных инноваций, охватывающих последние 20 лет. Обслуживая более 70 объектов в Украине и за рубежом, АМИКО занимает одну из лидирующих позиций на рынке систем дистанционного контроля параметров жидких и сыпучих сред, как на берегу, так и в море. Предприятия группы АМИКО наиболее известны своими системами автоматизированного дистанционного контроля (мониторинга и управления) серии САДКО™, запатентованными в целом и поэлементно в архитектуре, которая сохранила все наработки, начиная с 1993 года в ходе эволюции технических решений и модернизации электронных компонентов и программных платформ.

Системы САДКО обеспечивают

- оперативный дистанционный контроль параметров количества и качества жидких и сыпучих грузов (объем, масса, уровень, раздел сред, температура по высоте столба жидкости, плотность и т.п.). Контролю подлежат любые жидкости: нефтепродукты (бензин, дизтопливо, мазуты, масла, сжиженные газы), агрессивные жидкости (химические растворы, щелочи, кислоты); жидкости, имеющие высокую температуру и находящиеся под высоким давлением; загрязненные жидкости (балластные воды) и т.д.;
- контроль технологических производств с выдачей аварийных сигналов при достижении максимального и минимального допустимого уровня наполнения резервуаров с технологическими жидкостями, превышения температуры продукта, нарушения режима хранения и т.п.;
- индикацию наличия подтоварной воды в емкостях хранения нефтяных продуктов и газа;
- повышение экологической и экономической безопасности объекта путем предотвращения перелива в резервуарах, а также предотвращения пожароопасных ситуаций в зернохранилищах;
- управление доковыми операциями с контролем уровня воды в балластных отсеках, осадки, крена и дифферента, прогиба и перегиба корпуса;
- обеспечение надежности докования, уменьшение затрат времени и ресурсов, что повышает безопасность и сокращает время проведения работ.

Принцип действия

Принцип действия систем серии САДКО базируется на методе импульсной полиметрии.

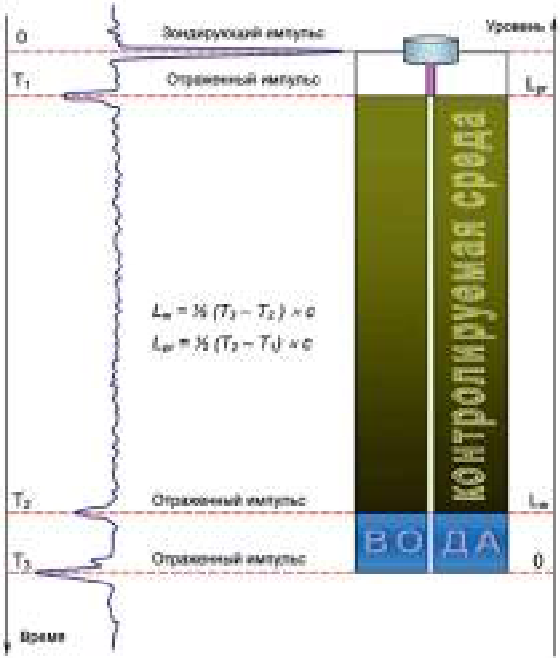
Короткий импульс напряжения передается в измерительную линию специальной конструкции. Электромагнитный импульс распространяется вдоль кабельной линии и частично отражается от каждой границы разделения сред (воздух-нефть, нефть-подтоварная вода, дефект в кабеле и т. п.).

Отраженный сигнал возвращается через ту же кабельную линию и обрабатывается программно.

Время возвращения отраженного сигнала есть функция уровня.

Программные средства обеспечивают обработку, хранение и отображение текущей информации.

Программное обеспечение выполняет обработку, хранение и отображение текущей информации, возможность выдачи информации сторонним потребителям. Оператор имеет возможность наблюдать за состоянием объекта в диалоговом режиме и оперативно реагировать в случае аварийной или внештатной ситуации.



Технические характеристики

Диапазон измерения уровня, м	от 0,2 до 30
Границы допустимой основной погрешности измерительных каналов уровня в диапазоне измерения от 0,2 до 15 м не более, %	±0,025
Разрешающая способность, мм	1
Погрешность расчета массы продукта не более, %	±0,35(*)
Диапазон измерения температуры, °С	от –30 до +125
Пределы допустимой абсолютной погрешности измерения температуры: в диапазоне от –10 до +80 °С, не более °С в диапазоне от –30 до –10 °С и от +80 до +120 °С, не более °С	±0,5 ±1

Преимущества и особенности

- возможность работы с любыми средами: сжиженными, под высоким давлением, охлажденными, агрессивными, продукцией пищевой промышленности (высокие требования к гигиене производства);
- взрывозащищенное исполнение;
- нечувствительность к изменению параметров внешней среды (колебания температуры, давления, наличие пены, изменение плотности продукта);
- выгодное отличие от аналогов по стоимости, техническим и метрологическим показателям;
- простота и надежность элементов и системы в целом, отсутствие подвижных частей (срок безаварийной эксплуатации систем САДКО на объектах заказчиков уже превысил 15 лет);
- гарантийное и послегарантийное обслуживание;
- высокий уровень ремонтопригодности обеспечивается блочной заменой элементов;
- возможность интеграции с любыми современными средством автоматизации;
- возможность предоставления доступа к архиву данных по параметрам продукта и состоянию резервуаров за весь срок их эксплуатации (в том числе через интернет).

Системы серии САДКО

- запатентованы в России и Украине;
- сертифицированы Госстандартом Украины, Российским Морским Регистром Судоходства, Госкомнадзорохрантруда Украины, Донецким испытательным сертификационным центром взрывобезопасности.

Группа компаний АМИКО©

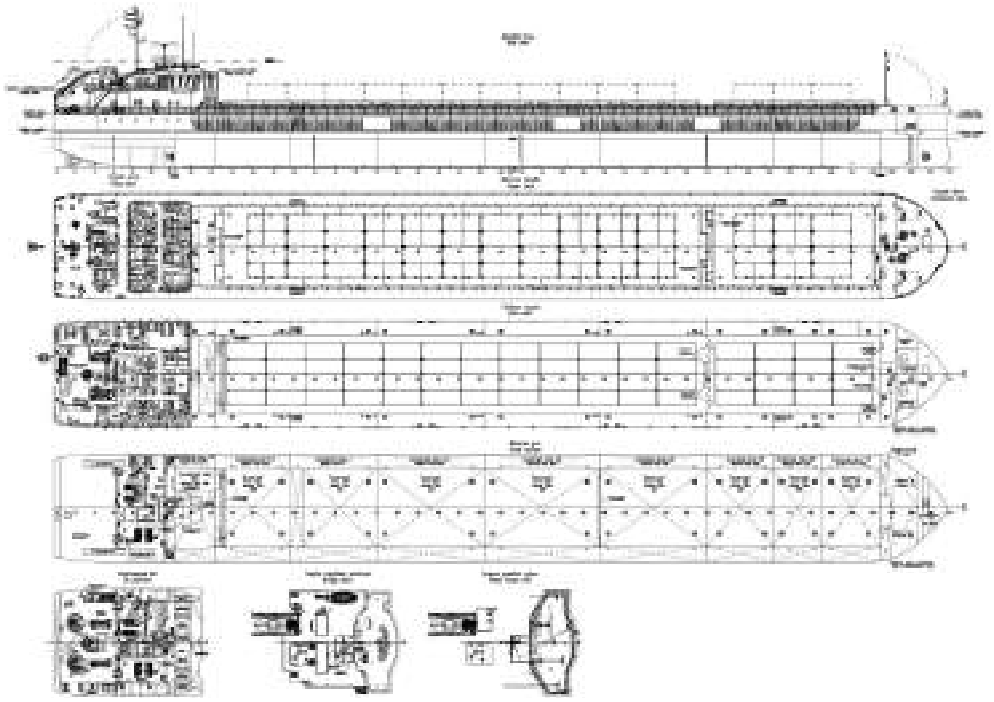
54030, Украина, г. Николаев, ул. Спасская, 1
тел.: +38(0512)37-78-39, тел./факс: +38(0512)37-78-11
e-mail: info@amico.ua

Одесса
ул. Тенистая, 15
г. Одесса, Украина, 65009
тел.: +380 (482) 34-79-28
факс: +380 (482) 35-60-05
e-mail: office@meb.com.ua
www.meb.com.ua

Санкт-Петербург
ул. Мира, 15/1, офис 76Н
г. Санкт-Петербург, Россия, 197101
тел.: +7 (812) 233-64-03 / 232-85-38
факс: +7 (812) 309-59-39
e-mail: meb@peterlink.ru

ПРОЕКТ RSD59

Назначение - перевозка генеральных и навалочных грузов (в том числе зерна), пакетированных пиломатериалов, круглого леса, металлолома, металла в связках и рулонах, крупногабаритных, длинномерных и тяжеловесных грузов, 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.



Основные характеристики

Длина максимальная, м	140.88	Объем грузовых трюмов, м³	11400
Длина между перпендикулярами, м	137.08	Количество трюмов	2
Ширина максимальная, м	16.98	Размеры трюмов, м	Трюм 1 - 27.03 x 12.25 x 9.0 Трюм 2 - 77.35 x 12.25 x 9.0
Ширина расчетная, м	16.90	Контейнеровместимость (трюм / палуба), TEU	248 (192 / 56)
Высота борта, м	8.0	Класс Российского Морского Регистра Судоходства	КМ ✠ Ice2 R2 AUT1-ICS
L x B x H	140.88 x 16.98 x 8.0 = 14 352	Мощность ГД, кВт	2 x 1200
Осадка, м (в море / в реке)	4.706 / 3.80	Винто-рулевое устройство	2 ВРК
Дедвейт, т (в море / в реке)	8144 / 5320	Подруливающее устройство, кВт	1 x 230
Автономность, сут (в море / в реке)	20 / 12	Вспомогательные ДГ, кВт	2 x 332
Спецификационный УПО, м³/т		Аварийный ДГ, кВт	1 x 90
при осадке 4.53 м (в море)	1.59	Экипаж / вмест. чел.	11 / 14
при осадке 3.80 м (в реке)	2.31	Скорость, уз (при осадке 4.5 м и 100% МДМ)	16.2 +0.2

Авторы фотографий - Георгий Минаев, Сергей Морозов, Александр Рудов, Сергей Мельников

Наукове видання

ІННОВАЦІЇ В СУДНОБУДУВАННІ ТА ОКЕАНОТЕХНІЦІ

X міжнародна науково-технічна конференція

26 – 28 вересня 2019 р.

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
м. Миколаїв, проспект Героїв України, 9

МАТЕРІАЛИ КОНФЕРЕНЦІЇ
Том 1
(українською, російською, англійською мовами)

Відповідальний за випуск В. С. Блінцов
Комп'ютерна верстка В. В. Торубара

Формат 60×84/8 Ум. друк. арк. 72,5. Тираж 100. Зам. № 102

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.