



НАУКОВО-ТЕХНІЧНІ КОНФЕРЕНЦІЇ

Національний університет кораблебудування

СУЧАСНИЙ СТАН ТА ПРОБЛЕМИ ДВИГУНОБУДУВАННЯ

VII МІЖНАРОДНА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ

24–25 листопада 2022 р.

МАТЕРІАЛИ



Миколаїв ■ 2022

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

СУЧАСНИЙ СТАН ТА ПРОБЛЕМИ ДВИГУНОБУДУВАННЯ

VII Міжнародна науково-технічна конференція

24–25 листопада 2022 року

*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
м. Миколаїв, пр-т Героїв України, 9*

МАТЕРІАЛИ КОНФЕРЕНЦІЇ

Миколаїв
Видавець Торубара В.В.
2022

УДК 621.43
С89

ОРГАНІЗАТОРИ

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Академія наук суднобудування України
ДП Науково-виробничий комплекс газотурбобудування «Зоря»—«Машпроект»
Колумбійський університет (Нью-Йорк, США)
Корейський науково-дослідний інститут машинобудування і матеріалів
(Республіка Корея)
Стамбульський університет, (Турецька Республіка)

Матеріали публікуються за оригіналами, наданими авторами.

Претензії до організаторів не приймаються.

Відповідальний за випуск:

О. А. Гогоренко

С 89 **Сучасний стан та проблеми двигунобудування : Матеріали міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв : видавець Торубара В.В., 2022. – 192 с.**

ISBN 978-617-7472-99-4

У збірнику наведені матеріали міжнародної конференції, яка відбулася у Національному університеті кораблебудування (м. Миколаїв) 24–25 листопада 2022 року. Розглянуті науково-технічні, організаційні та екологічні питання, що виникають при дослідженні, проектуванні, виготовленні та експлуатації двигунів та установок різного типу і призначення. Досліджені загальні питання двигунобудування, робочі процеси в газотурбінних двигунах і двигунах внутрішнього згорання, а також аспекти конструювання й виробництва двигунів та їх елементів. Велика увага приділена впровадженню енергоощадних технологій, застосуванню прогресивних технологій при виготовленні та монтажі двигунів.

Матеріали збірника можуть бути корисними для науковців, інженерно-технічних працівників, викладачів, студентів і аспірантів.

УДК 621.43

ISBN 978-617-7472-99-4

© Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова, 2022

**90-РІЧНА ІСТОРІЯ КАФЕДРИ «ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ,
УСТАНОВОК ТА ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ»
І 50 РОКІВ ЇЇ ХЕРСОНСЬКОЇ ФІЛІЇ**

Гогоренко О. А.

*кандидат технічних наук, в.о. завідувача кафедри двигунів внутрішнього згорання,
установок та технічної експлуатації*

Наливайко В. С.

*кандидат технічних наук, доцент кафедри двигунів внутрішнього згорання, установок та
технічної експлуатації*

*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
м. Миколаїв, Україна*

Авдюнін Р. Ю.

*викладач кафедри суднового машинобудування та енергетики
Херсонський навчально-науковий інститут НУК, м. Херсон, Україна*

В 1931 р. в Миколаївському кораблебудівному інституті розпочалося формування кафедральної структури. Однією із перших була створена кафедра «Главные судовые механизмы», яку очолив Некрасов Іван Степанович. Може виникнути питання – чому 90-річчя саме кафедри двигунів внутрішнього згорання, установок та технічної експлуатації? Спробуємо дати, по можливості, вичерпну відповідь.

По-перше – Некрасов І. С. завжди був прихильником спеціальності «Двигуни внутрішнього згорання». Він пропагував цю спеціальність коли був директором і в Середньому механіко-технічному училищі, і у Вечірньому робітничому технікумі. За час свого існування із 1923 по 1929 р.р. Вечірній робітничий технікум, який був одним із складових майбутнього МКІ, здійснив п'ять випусків із загальною кількістю випускників – 98 осіб. Серед них 71 особа здобули спеціальність «Двигуни внутрішнього згорання».

По-друге, напрямок наукових досліджень Некрасова І. С. був пов'язаний саме із ДВЗ. Дві наукові праці для присвоєння Некрасову І. С. наукового ступеня кандидата технічних наук і вченого звання професора, були присвячені дослідженням динаміки і газообміну в ДВЗ. Праці були представлені до Вищої атестаційної комісії Головного управління учбовими закладами Наркомату важкої промисловості, до якого в той час відносився МКІ. До речі, звання професора Некрасову І. С. було присвоєно по кафедрі «ДВЗ».

Виникає також питання щодо назви кафедри «Главные судовые механизмы». Слід згадати, що створений в 1929 році на базі Технікуму кораблебудування і Вечірнього робітничого технікуму Миколаївський машинобудівний інститут в 1930 році дістав назву «Николаевский кораблестроительный институт», яка трималась майже 65 років. Цілком ймовірно, що Некрасов І. С. віддав пріоритет «корабельній» назві: «Главные судовые механизмы».

Слід зауважити, що в переліку кафедр, який був затверджений в ВАК не було кафедри із такою специфічною назвою – «Главные судовые механизмы» про що також свідчать і факти в наступних архівних документах: в особовій справі аспіранта Романова М. Д.

записано: «зачислити в інститут аспірантом с 01.09.1931 г. на кафедру двигателів внутрішнього згорання»; в особовій справі доцента Козубова П. К. зберігається виписка з протоколу ВАК №261/1017 від 16/IX/1933 р. «Присвоить звание доцента по кафедре «Двигатели внутреннего сгорания»; в особистій справі Некрасова І. С. є виписка із протоколу ВАК №41/107 від 5 грудня 1935 р. «Утвердить Некрасова И. С. исполняющим обязанности профессора по кафедре «Двигатели внутреннего сгорания».

На кафедрі здійснювалась підготовка за двома спеціальностями:

- двигуни внутрішнього згорання зі спеціалізацією «Поршневі парові машини»;
- паротурбобудування.

Аналіз тем дипломних проектів виявив наступне співвідношення: на одну парову машину дві парових турбіни і п'ять – двигунів внутрішнього згорання. За 1931-1939 р.р. в МКІ було підготовлено 724 інженера-механіка

+нік, з них 528 були дизелістами.

В жовтні 1937 р. кафедра отримала назву «Главные и вспомогательные судовые механизмы». Через рік ця кафедра була розділена на дві: «Главные судовые механизмы» (зав. кафедрою проф. Некрасов І. С.) і «Вспомогательные судовые механизмы» (зав. кафедрою проф. Бугрінов М. В.).

В 1939 р., коли в МКІ був запрошений із Новосибірська доцент Лаханін В. В., кафедру «Главные судовые механизмы» було розділені на дві: кафедра «Судовые двигатели внутреннего сгорания» (зав. кафедрою проф. Некрасов І. С.) і кафедра «Судовые паровые двигатели» (зав. кафедрою доцент Лаханін В. В.), яка випускала інженерів за спеціальністю «Паровые котлы, машины и турбины».

Таким чином, Некрасову І. С. нарешті, вдалось дати кафедрі логічну назву – «Судовые ДВС», яка практично залишалась незмінною протягом майже 60 років.

В 1941 р. при евакуації інституту до м. Сталінград кафедру очолив професор Чорнобильський І. І. із Київського інституту харчової промисловості. Кафедра отримала назву «Суднові ДВЗ і термодинаміка».

Коли в лютому 1942 р. МКІ прибув в м. Пржевальськ, тимчасово були об'єднані кафедри суднових ДВЗ, суднових допоміжних механізмів і суднових парових двигунів під загальним керівництвом прибулого із м. Ленінград професора ЛКІ Васильєва В. К.

Наприкінці 1942 року після прибуття в м. Пржевальськ чисельної групи викладачів і студентів (122 студенти в основному 4 та 5 курсів, а також 24 викладача з сім'ями) завідувачем кафедри суднових ДВЗ було призначено д.т.н., професора Ваншейдта В. В. Під його керівництвом кафедра розпочала своє відродження в науково-методичному плані. При цьому надавалась велика практична допомога місцевим підприємствам в умовах військового часу.

Після від'їзду проф. Ваншейдта В. В. на початку 1944 року в м. Горький, де в цей час поновив свою роботу ЛКІ, кафедру очолив доц. Количев М. І., який до війни очолював кафедру суднових ДВЗ в Ленінградському інституті водного транспорту. В цьому інституті Количев М. І. працював до 1942 р., поки інститут не самоліквідувався після переведення до м. Кисловодська. В 1943 р. Количев М.І. був прийнятий доцентом на кафедру суднових ДВЗ МКІ. Разом із колективом МКІ в середині 1944 р. Количев М. І. повернувся до м. Миколаєва, де розпочались відновлювальні роботи старого корпусу і теплотехнічної лабораторії. В 1946 р. Количев М. І. був звільнений із посади зав. кафедри через повернення на роботу в Ленінград.

Після від'їзду Количева М. І. кафедру ДВЗ очолив на довгі 25 років старший викладач, потім доцент Епельман Т. Є. Під його керівництвом були виконані значні роботи по відродженню теплотехнічної лабораторії, організовані нові навчальні лабораторії і спеціалізовані аудиторії. На початку 50-х років була змонтована установка із двигуном Д-50 (6ЧН 31,8/33) потужністю 740 кВт, масою 27 т. Установка була обладнана необхідними

контрольно-вимірювальними приладами і апаратурою для проведення комплексних теплотехнічних випробувань із повною імітацією роботи на судні. На цій установці студенти-дизелісти виконували завершальну лабораторну роботу протягом 20 годин безперервно, при цьому витрачалось 1,5...2,0 т. дизельного палива.

Під керівництвом Епельмана Т. Є. до кінця 60-х і початку 70-х років на кафедрі сформувався потужний колектив викладачів і аспірантів, якому було під силу вирішувати будь-які проблеми в галузі двигунобудування, а також здійснювати підготовку високоякісних фахівців.

В 1971 р. вперше були проведені демократичні вибори зав. кафедри суднових ДВЗ, в результаті яких перемогу отримав доцент Добровольський В. В. З ним конкурував доцент Павліченко О. М. Із приходом Добровольського В. В. помітно активізувалась науково-дослідна робота, особливо відчутно по лінії захисту кандидатських дисертацій. Кандидатами наук стали Горбань А. І., Ткаченко С. Г., Шулежко Ю. М., Наливайко В. С., Мошенцев Ю. Л., Лукін А. І. Цьому сприяла атмосфера в інституті, активна допомога промислових підприємств і конструкторських організацій у вигляді госпдоговірних фінансування. Позитивну роль відіграв і факт відкриття в МКІ у 1971 р. Вченої ради по захисту кандидатських дисертацій. Для порівняння, в попередні п'ять років була захищена лише одна дисертація – Сацьким А. Г.

В 1976 р. зав. кафедри став доцент Попов Г. С., який нещодавно прибув в МКІ із Кіровського сільськогосподарського інституту, але встиг закріпитись на кафедрі і активно брав участь в навчальній, науковій, методичній і громадській роботі кафедри, факультету та інституту. В цей період розвиток кафедри йшов по шляху удосконалення навчального процесу, створення навчально-методичних комплексів, написання методичних посібників. Одночасно колектив кафедри брав активну участь у виконанні госпдоговірних робіт в тому числі і комплексних, в яких було задіяно чимало кафедр інституту.

В 1981 р. зав. кафедри суднових ДВЗ став доцент Шквар А. Я. Під його керівництвом кафедра досягла вагомих успіхів за всіма напрямками: навчальному, методичному, науковому і отримала новий імпульс в своєму розвитку. Удосконалюється лабораторна база кафедри – створюється три нових лабораторних стенди із двигунами 6ЧН 13/14, КамАЗ і СМД-18, були ліквідовані стенди з двигунами 4Д 19/30 і «Буда-Ланова».

Поліпшилась матеріальна база самої кафедри – вона перемістилась із периферійної ауд. М5 в ауд. 16, де раніше була бухгалтерія інституту і яка перемістилася до головного корпусу в Соляних. Площа приміщень кафедри збільшилась в три рази.

Розширилась тематика держбюджетних і госпдоговірних робіт. Поряд із традиційними суто дизельними темами, з'явилися не традиційні, пов'язані із вирішенням технічних завдань різних галузей народного господарства.

Проф. Шквар А. Я. чималу увагу приділяв вдосконаленню навчального процесу. Ним були введені нові курси лекцій і нові спеціалізації, розширена тематика дипломних і курсових проектів, розпочалась підготовка інженерів за скороченими навчальними планами.

Непомірна праця підірвала здоров'я Анатолія Яковича, він раптово помер 1 грудня 1997 р. прямуючи з роботи додому.

Після його смерті виконуючим обов'язки зав. кафедри було призначено доцента Наливайка В. С., який був нештатним заступником завідувача, а в 1988-89 р.р., коли Шквар А. Я. був у науковому відрядженні в Китаї – виконував його обов'язки.

В червні 1998 р. на посаду зав. кафедри судових ДВЗ був обраний проф. Тимошевський Б. Г., який до цього працював професором кафедри СЕУ. Із приходом проф. Тимошевського Б. Г. на кафедрі отримали подальший розвиток дисципліни, які викладав проф. Шквар А. Я., була розширена тематика науково-дослідних робіт, зокрема із використанням водню і гідридних технологій для підвищення ефективності енергетичних установок із ДВЗ, виробництво та ефективне використання альтернативних видів палива і

енергоносіїв ДВЗ, дослідження ефективності енергетичних установок із ДВЗ шляхом термохімічної утилізації тепла та ін. Значно розширились міжнародні зв'язки кафедри із урахуванням того, що Тимошевський Б. Г. деякий час за сумісництвом очолював і міжнародний відділ університету – підтримувались відношення із навчальними закладами і науковими установами США, Великобританії, Китаю, Південної Кореї і ін.

Кафедра також співпрацює з відомими іноземними двигунобудівними фірмами, такими як MAN, Wartsila, Krupp MAK, Caterpillar, Cummins Engines та іншими, які поставляли сучасну науково-технічну інформацію, програмне забезпечення, яке використовується в навчальних і науково-дослідних цілях.

В 2022 році майже після п'ятдесятирічної перерви кафедру очолив її молодий і перспективний вихованець – доцент Гогоренко О. А., перед яким стоїть задача зберегти кадровий потенціал кафедри і повести його до нових звершень.

Історія виникнення, становлення і розвитку кафедри ДВЗ, У та ТЕ доволі багатогранна і цікава, але разом із тим – непроста. Ефективна діяльність кафедри продовжується завдяки наполегливій праці теперішніх викладачів, співробітників та аспірантів задля теперішніх і майбутніх поколінь студентів.

В 2022 р. слід відмітити ще одну знакову ювілейну дату – минуло 50 років роботи викладачів кафедри в Херсонській філії МКІ, яка була утворена в 1967 році за вечірньою формою навчання. Відкриття філії пов'язане із бурхливим розвитком суднобудування в м. Херсон, що вимагало висококваліфікованих спеціалістів, передусім, в сфері будівництва корпусів суден та механічного обладнання. Тому легендарний директор Херсонського суднобудівного заводу, який завжди приділяв велику увагу підготовці кадрів для свого підприємства, виступив із ініціативою створення в м. Херсон філії МКІ, що і було зроблено в 1967 р.

Для навчання без відриву від виробництва (за вечірньою формою навчання) у тому ж році були прийняті перші 150 студентів. Вони були зараховані на три спеціальності, в тому числі і на «Суднові силові установки», в якій згодом були створені дві спеціалізації – «ССУ з ДВЗ» і «СЕУ з ПТУ».

Навчальний процес в філії «запускався» поступово. Поступово формувалася і кадровий склад філії разом із науково-педагогічним і навчально-допоміжним персоналом відповідно до дисциплін, які вводилися в навчальний процес та створення нових навчальних лабораторій, починаючи із першого курсу. У той час основними структурними підрозділами Херсонської філії були секції. Вони створювались відповідно до формування кадрового складу і прийому на роботу науково-педагогічних працівників, які викладали нові для філії дисципліни. Тому склад секцій та їх назви змінювались.

У 1970 р. була створена секція спеціальних інженерних дисциплін. У 1972 р. ця секція, у зв'язку зі зростанням обсягів навчально-методичної та науково-дослідної роботи була поділена на дві нові: секцію суднобудування та зварювання, секцію суднового машинобудування та енергетики. Останню очолив запрошений із Одеського політехнічного інституту доцент Горячкін В. Ю.

До складу секції увійшов і асистент кафедри ДВЗ Ткаченко С. Г., який в 1971 році закінчив аспірантуру, захистив кандидатську дисертацію і був направлений на роботу в Херсонську філію. Йому було доручено очолити підготовку фахівців спеціалізації ССУ з ДВЗ. В 1972 р., коли студенти, які вступали у 1967 р., дійшли до VI-го курсу і в них розпочиналось дипломне проектування за ініціативи зав. секцією доцента Горячкіна В. Ю. для керівництва дипломниками-дизелістами були запрошені співробітники кафедри суднових ДВЗ базового інституту: старший викладач Лукін А. І. і асистент Наливайко В. С. З того часу і почалась активна співпраця кафедри ДВЗ базового інституту із секцією судового машинобудування та енергетики.

Незважаючи на те, що Херсонська філія була створена як вечірній навчальний заклад, у 1988 р., в якості експерименту, філія розпочала підготовку студентів і за денною формою навчання. Перші два роки студенти навчалися у м. Херсон, а потім продовжували освіту в базовому інституті в м. Миколаєві. Навчання відбувалось за п'ятьма спеціальностями в тому числі і «Двигуни внутрішнього згоряння» і «Суднові енергетичні установки». Експеримент виявився вдалим. Разом із тим, багато часу і зусиль знадобилось керівництву філії щодо прийняття рішення про навчання студентів із першого до останнього курсу в м. Херсоні. Таке рішення було прийняте лише у 1996 році. У подальшому рішення признане як правильне і ефективне. Незважаючи на те, що в 1988 р. було розпочато навчання фахівців за денною формою навчання, тривалий час більшість студентів навчалися без відриву від виробництва. З 1996 р. в базовому університеті та в його Херсонській філії замість вечірньої форми навчання була запроваджена заочна. Останній випуск студентів філії за вечірньою формою відбувся у 2001 р.

В роботі філії в м. Херсоні на різних етапах активну участь брали майже всі викладачі базової кафедри. Це – завідувачі кафедри: професори Тимошевський Б. Г., Шквар А. Я., доценти Добровольський В. В., Епельман Т. Є., Попов Г. С.; викладачі: доценти Байбарак Д. С., Горбань А. І., Лукін А. І., Мошенцев Ю. Л., Наливайко В. С., Сацький А. Г., Шандиба В. М.; старші викладачі: Бороzeneць В. Г., Ступаченко А. М. Вони проводили всі види занять – читали лекції, проводили практичні і лабораторні заняття, керували дипломним і курсовим проектуванням та ін. В даний час цю славну традицію продовжує в.о. зав. кафедри Гогоренко О. А.

Література:

1. Бугаенко Б. А. Николаевский кораблестроительный институт. Очерк истории института – университета / Б. А. Бугаенко, А. Ф. Галь, Н. М. Костенко. – Николаев: УДМТУ, 1995. – 240 с.
2. Наливайко В. С. История кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» и теплотехнической лаборатории / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевский. – Николаев: НУК, 2011 – 124 с.
3. Наливайко В. С. Кафедры машинобудівного навчально-наукового інституту (нариси історії та сучасний стан) / В. С. Наливайко, С. І. Сербін, В. М. Горбов, Б. В. Димо. – Миколаїв: Видавець Торубара В. В., 2019. – 140 с.
4. Труды НКИ, вып. 5, 1940 – 140 с.

Секція № 1

ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ ДВИГУНОБУДУВАННЯ

ПОКРАЩЕННЯ СЕПАРАЦІЇ ПАЛИВА ЗА РАХУНОК КОНТРОЛЮ ВИТРАТИ ТА ПОДАЧІ ПАЛИВА ДО СЕПАРАТОРУ

Погорлецький Д. С.

к.т.н., доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок

Кожедубов О. С.

магістр

Херсонська державна морська академія, м. Херсон, Україна

Сучасна лінія паливopідготовки є комплексним рішенням для мінімізації енергоспоживання та максимального захисту від впливу каталітичних частинок. Це не окремий продукт, а комплексний та систематичний підхід, заснований на кількох ключових продуктах та знаннях. У ньому використовується синергія руху «на малих ходах» і новаторські технології збільшення як загальної ефективності використання енергії, і ефективності сепарації. На ефективність сепарації впливають різноманітні робочі параметри, до них відносяться витрата палива та температура, які контролюють як в'язкість, так і щільність палива. Безперервне управління витратою є простим і ефективним способом забезпечення оптимальної продуктивності сепарації. Оскільки судна не завжди працюють з максимальним допустимим безперервним навантаженням та розвивають розрахункову швидкість ходу, є можливість знизити витрату та підвищити ефективність сепарації. Судноплавним компаніям рекомендується повністю використовувати встановлену пропускну здатність сепаратора та паралельно використовувати резервні сепаратори. Рух «на малих ходах» сприяє більш ефективній сепарації. Рух «на малих ходах» відноситься до практики експлуатації трансокеанських вантажних суден, особливо контейнерних суден, на швидкості, яка значно нижча за їх максимальну швидкість. Як правило, сепаратор для нафтового палива має конфігурацію, що забезпечує 100 % витрату палива плюс постійні значення для різних діапазонів. Однак двигуни суден сьогодні рідко працюють зі 100 % навантаженням. Зменшення витрати пального сепаратора по відношенню до витрати палива двигуна призведе до підвищення ефективності роботи сепаратора, оскільки паливо залишатиметься у сепараторі довше. Тому з допомогою автоматичного управління витратою з урахуванням фактичного споживання палива з'являється значний потенціал підвищення ефективності сепарації [1-4].

Контроль витрати палива у сепараторі необхідний досягнення бажаного результату сепарації. Для підтримки максимально можливої ефективності сепарації витрата палива у сепараторі має підтримуватись на низькому та стабільному рівні. Витрата можна контролювати двома способами:

- За допомогою регулятора фіксованої витрати. При регулюванні фіксованої витрати перед сепаратором встановлюється клапан регулювання витрати. Коли він перекривається і тиск перевищує значення, яке визначається пружинним клапаном, цей клапан відкривається, і нафтопродукт повертається у відстійний танк. Це просте рішення, але не енергоефективне, оскільки частина нафтопродукту закачується назад у відстійник.

- Змінна витрата. Частотно-регульований привід можна використовувати для управління швидкістю двигуна насоса, що подає, що дозволяє регулювати швидкість подачі відповідно до фактичного навантаження двигуна. На відміну від регулювання фіксованої витрати, при якому потік перекривається, використання змінної витрати знижує енергоспоживання як насоса живлення, так і сепаратора. Зміна витрати у випадку двигуна, що працює на 75 % від свого навантаження, збільшує ефективність сепарації (рис. 1).

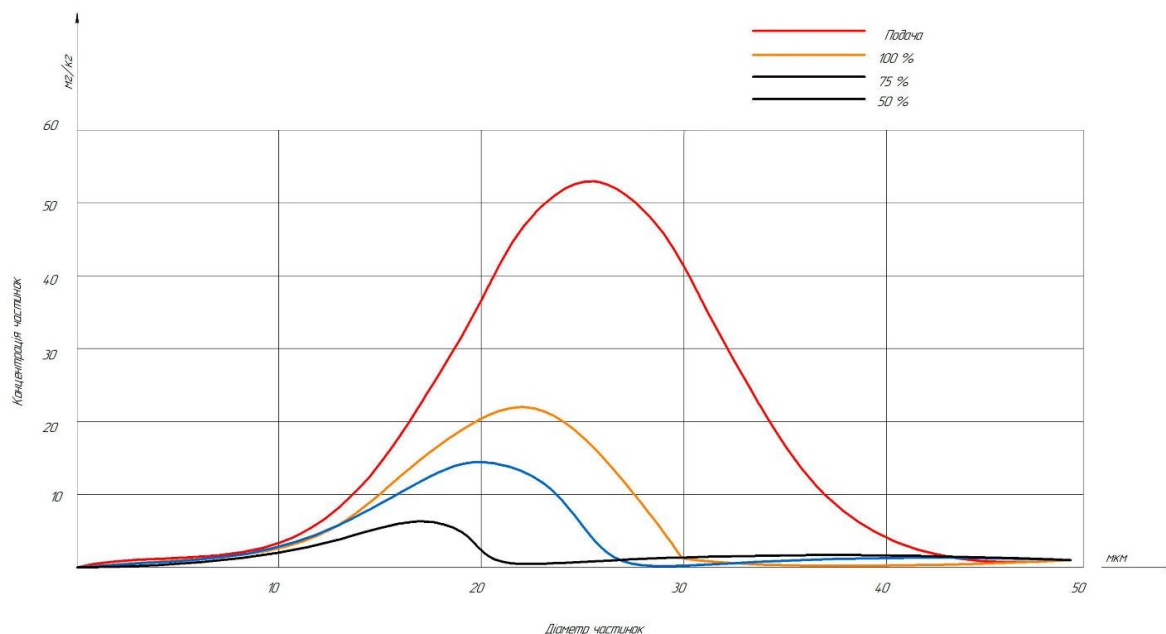


Рис. 1. Вплив витрати палива на ефективність сепарації

Для підвищення якості процесу сепарації палива пропонується модернізувати (покращити) режим подачі палива до сепаратору. Найменша подача палива до сепаратора це гарне рішення для підтримки ефективного режиму сепарації важких високов'язких палив. Це досягається за рахунок встановлення окремого об'ємного насосу, біля відстійної цистерни з регульовальним клапаном. З огляду на економічні міркування ця система не є доцільною, тому що насос працює з повною продуктивністю, як наслідок з повною потужністю. Ще одним зі способів регулювання подачі палива до сепаратора є зменшення продуктивності насоса, але це у свою чергу зменшує його потужність. Максимальний інтервал часу між автоматичним розвантаженням шламу має бути у межах від 1...2 годин. Було вказано, що звичайні сепаратори не можуть забезпечити сепарування палива з густиною понад 990 кг/м^3 при 15°C , це не надає можливості судновласнику скористатися перевагою дешевих палив з високою в'язкістю і високою густиною. Під час руху «на малому ході» це означає, що кількість палива, що має бути пропущена через сепаратор, більша, ніж обсяг палива, яке має отримати двигун із видаткового резервуару. Тому відбувається дуже значна рециркуляція палива. Використання системи керування насосами FlowSync (з частотно-регульованим приводом) на паливній лінії дозволяє відрегулювати витрати палива в сепараторах до фактичного навантаження двигуна.

Висновок. У роботі було запропоновано декілька шляхів, за допомогою яких можливо використати декілька способів покращення сепарації важкого палива, запропоновано можливість модернізації сепаратора, за рахунок встановлення частотно-регульованого приводу, та визначення оптимального режиму роботи сепаратору, що дозволить: покращити якість сепарації палива; зменшити витрату електроенергії, витрату палива і утворення відстою у витратних цистернах, підвищити гнучкість роботи сепараторів на різних сортах палива. Частотно-регульований привід надасть можливість керувати швидкістю двигуна

насоса, а це дозволить регулювати швидкість подачі відповідно до фактичного навантаження двигуна.

Література:

1. Применение двухступенчатой обработки топлива для улучшения рабочих параметров и эксплуатационных характеристик судового дизеля / В. Г. Солодовников // Судовые энергетические установки. – 2014. – Вып. 34.
2. Иванов И. А. Анализ систем топливоподготовки при совместном использовании отстаивания и фильтрования / Материалы междунар. науч.-практ. конф. «Водный транспорт: Инновационный путь развития». – СПб.: СПГУВК, 2011.
3. Separating factors / MER. – 2006. – № 9. – P. 50-59
4. Возницкий И. В. Практика использования морских топлив на судах. – СПб.: Изд-во ГМА, 2005.

АНАЛІЗ ВПЛИВУ СТУПЕНЕВОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ГАЗОВИХ ДВИГУНІВ АУТОНОМНОЇ ТЕПЛОЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

Грич А. В., Остапенко О. В.

*к.т.н., доценти кафедри кондиціювання та рефрижерації;
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
м. Миколаїв, Україна*

В результаті аналізу існуючих систем кондиціювання машинних відділень (МВ) установок автономного енергозабезпечення на базі газових двигунів (ГД) виявлено резерви підвищення їх ефективності, розроблені раціональні схемно-конструктивні рішення по вдосконаленню енерговитратних традиційних систем охолодження припливного повітря МВ в центральному кондиціонері. Згідно із запропонованим принципом локального повітропостачання глибоке охолодження доцільне тільки для циклового повітря на вході ГД, а до інших джерел тепловиділень в МВ (електрогенератор, головки циліндрів двигуна і т.д.) можна подавати або вентиляційне повітря, або припливне повітря, охолоджуване в кондиціонері, в який подають холодну воду від АБХМ.

Для скорочення витрат холоду на кондиціювання циклового повітря ГД і підвищення ефективності його охолодження була розроблена схема системи двоступеневого кондиціювання повітря на вході в ГД. Особливістю такої системи є те, що повітря на вході в двигун охолоджується в двоступеневому повітроохолоджувачі (ПО). Повітроохолоджувач складається з високотемпературного ступеня ПО_{вт}, в який подається холодоносій-вода з температурою 7 °С від абсорбційної бромистолітієвої холодильної машини (АБХМ), і низькотемпературного ступеня ПО_{нт}, з температурою холодоносія-води 4 °С, охолоджуваної в парокомпресорній холодильній машині (ПКХМ). При цьому зовнішнє повітря подають вентилятором спочатку в високотемпературний ступінь ПО_{вт}, де його температура знижується на величину $\Delta t_{\text{ПО.вт}} = 12 \dots 19 \text{ }^{\circ}\text{C}$, а потім в низькотемпературний ступінь ПО_{нт}, де воно охолоджується на величину $\Delta t_{\text{ПО.нт}} = 5 \dots 7 \text{ }^{\circ}\text{C}$, і через вологовідділювач подається на вхід в ГД з температурою 8 ... 10 °С.

На рис. 1 наведені поточні значення зниження температури припливного повітря Δt_b в ПО, вологовмісту повітря на вході ПО $d_{\text{вв}}$, після високотемпературного ступеня ПО_{вт} $d_{\text{в1}}$ і низькотемпературного ступеня ПО_{нт} $d_{\text{в2}}$, питоме теплове навантаження високотемпературного ступеня ПО_{вт} q_{01} , низькотемпературного ступеня ПО_{нт} q_{02} і всього ПО q_0 , зменшення питомої витрати палива за рахунок охолодження повітря на вході Δb_e і

сумарне $\Sigma \Delta b_e$ з урахуванням витрат потужності, відповідно і палива, на подолання аеродинамічного опору ПО, а також Δb_{et} і сумарне $\Sigma \Delta b_{et}$ без урахування аеродинамічного опору ПО протягом доби 20.07.2009 р.

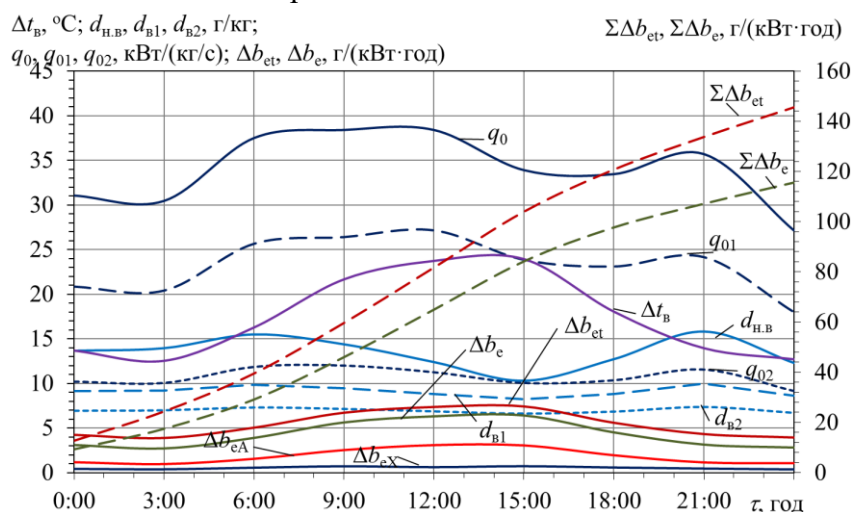


Рис. 1. Поточні значення зменшення температури зовнішнього повітря Δt_v в ПО

Система зонального кондиціювання з двоступеневим охолодженням дозволяє ізолювати циклове повітря двигуна від повітря машинного відділення, що в свою чергу забезпечує збільшення глибини охолодження повітря і скорочення витрат холоду на кондиціювання припливного повітря за рахунок значного скорочення його витрати (від 60000 м³/год до 7500 м³/год).

З рис. 1 видно, що глибина охолодження припливного повітря становить $\Delta t_v = 8...24$ °С. Це свідчить про більш високу ефективність охолодження припливного повітря в порівнянні з базовим варіантом і стандартними системами кондиціювання повітря МВ.

Слід зазначити, що зональна система кондиціювання дозволяє також в разі необхідності використовувати в якості циклового повітря ГД зовнішнє неохоложене повітря, яке подається ізолюваним каналам на вхід ГД. Пряма подача зовнішнього повітря допустима, коли його температура 10...18 °С та у разі дефіциту холоду, через його витрати на технологічні потреби. При цьому передбачене часткове або повне байпасування повітроохолоджувачів. Байпасування дозволяє скоротити аеродинамічний опір на величину $\Delta P = 280...490$ Па, зменшуючи тим самим споживання електроенергії вентилятором на 20...25 %.

Висновки. Проаналізовано ефективність глибокого охолодження припливного повітря МВ автономної теплоелектростанції. Показано, що двоступенева охолодження припливного повітря холодною водою спочатку від АБХМ, а потім від ПКХМ з температурою відповідно 7 і 4 °С забезпечує в 1,4...1,5 рази більше зниження температури повітря в порівнянні з традиційним охолодженням водою від АБХМ.

Література:

1. Трушляков, Є. І. Підвищення ефективності систем кондиціювання повітря шляхом розподілу теплового навантаження за ступеневим принципом [Текст] / Є. І. Трушляков, М. І. Радченко, А. М. Радченко, С. Г. Фордуй, С. А. Кантор, В. С. Ткаченко, Б. С. Портной // Авиационно-космическая техника и технология. – 2019. – № 8 (160). – С. 49–
<https://doi.org/10.32620/aktt.2019.8.07>
2. Радченко А. М., Грич, А. В., Портной Б. С. Ступенчатое охлаждение приточного воздуха машинного отделения автономной электростанции // Холодильна техніка та технологія, Одеса, ОНАХТ. – 2016. – Т. 51, Вип. 1. – С. 71-7.

3. Радченко А. М., Грич А. В. Охолодження приточного повітря машинного відділення газових двигунів тригенераційної установки//Холодильна техніка та технологія. – Одеса: ОНАХТ, 2014. – № 6. – С. 20-25.
4. Радченко Р.М., Грич А.В. Двухступенчатое охлаждение приточного воздуха газовых двигателей тригенерационной установки // Авиационно-космическая техника и технология, Харків, 2014. – № 6. – С. 103–107.
5. Радченко Н. И. Повышение эффективности системы оборотного охлаждения газопоршневого двигателя [Текст] / Н. И. Радченко, Л. Бохдаль, А. В. Грич, И. П. Есин // Авиационно-космическая техника и технология. – Харків: ХАІ, 2015. – № 4 (121). – С. 103-107.
6. Радченко А. Н., Зубарев А. А., Остапенко А. В., Грич А. В. Повышение эффективности утилизации теплоты газового двигателя ступенчатой трансформацией [Текст] / А. Н. Радченко, А. А. Зубарев, А. В. Остапенко, А. В. Грич // Авиационно-космическая техника и технология. – Харків: ХАІ, 2018. – № 6 (150). – С. 39-43.

ДО ПИТАННЯ ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНІЧНОЇ ГОТОВНОСТІ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК НА ОСНОВІ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ УДОСКОНАЛЕННЯМ МЕТОДІВ КЕРУВАННЯ СИСТЕМОЮ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ

Грицук І. В.

*д.т.н., професор, професор кафедри ЕСЕУ,
Херсонська державна морська академія, м. Херсон, Україна*

Поліщук О. В.

*аспірант, кафедра ЕСЕУ,
Херсонська державна морська академія, м. Херсон, Україна*

Постійний розвиток науки і техніки, застосування сучасних інформаційних технологій, автоматизація процесів експлуатації та управління засобами морського і внутрішнього водного транспорту, потребують суттєвого удосконалення організаційних, технологічних та технічних заходів, що забезпечують в життєвому циклі підтримку їх у працездатного стану [1, с. 99-109]. Ефективність технічної експлуатації засобів морського і внутрішнього водного транспорту характеризується ступенем технічної готовності суден і їх енергетичних установок (СЕУ) на основі двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) до виконання перевезень при найменших затратах на експлуатацію.

Метою роботи є підвищення технічної готовності суднових енергетичних установок на основі ДВЗ шляхом удосконалення методів керування системою технічного обслуговування і застосування засобів автоматизованої інформаційної підтримки процесу експлуатації з урахуванням рівня їх технічного стану.

Технічний стан засобів морського і внутрішнього водного транспорту, що експлуатуються сьогодні, вимагає перегляду існуючої системи управління технічним обслуговуванням, поточними ремонтами та передрейсовою підготовкою.

Для ефективної експлуатації сучасних засобів морського і внутрішнього водного транспорту з ДВЗ, що працюють в морі, надходять до порту, діючи в швидкозмінних умовах експлуатації, потрібно якомога ширше використовувати можливості вбудованих систем технічної діагностики, накопичений досвід технічної експлуатації, рекомендації виробників тощо. Оброблені дані діагностування технічного стану ДВЗ, СЕУ, засобів морського і

внутрішнього водного транспорту потрібно використовувати в технологічних процесах експлуатації, технічного обслуговування, ремонту та передрейсової підготовки.

Прийняття рішення про випуск судна в рейс повинно бути технічно обґрунтованим з метою недопущення відмови ДВЗ, СЕУ і самого судна на шляху прямування та зменшення витрат, пов'язаних із позаплановими виходом з ладу механізмів і агрегатів, затримкою судна, викликом фахівців та проведенням непланового ремонту. Аналіз безпеки експлуатації та несправностей основного обладнання СЕУ і суден за останні роки показує, що більшість транспортних подій відбувається через відмову обладнання на шляху прямування. Основною причиною відмов вузлів і агрегатів СЕУ і суден в експлуатації є те, що при відправленні судна в рейс недостатня увага приділяється визначенню їх фактичного технічного стану і оцінка їх рівня. У зв'язку з цим постає задача підвищення технічної готовності суднових енергетичних установок шляхом удосконалення методів керування системою технічного обслуговування на основі застосування засобів автоматизованої інформаційної підтримки процесу експлуатації з урахуванням рівня їх технічного стану.

Одним із основних напрямків удосконалення процесів забезпечення технічної готовності СЕУ є застосування комплексного підходу із використанням можливостей сучасних інформаційних технологій. Потребує створення інформаційна система, яка могла б допомагати враховувати рівень технічного стану ДВЗ, СЕУ і самого судна в реальних умовах експлуатації, проведенні технічних обслуговувань (ТО) та ремонтів й в процесі передрейсової підготовки з метою недопущення виходу в рейс судна і підготовки його СЕУ, які можуть відмовити в експлуатації.

Тому для досягнення поставленої мети в роботі планується вирішити наступні завдання:

1. Здійснити аналіз сучасного стану в області технічної експлуатації ДВЗ, СЕУ і обґрунтування шляхів забезпечення та підвищення технічної готовності й ефективності їхніх систем ТО;
2. Розробити структурну модель інформаційного забезпечення технічної готовності енергетичної установки на основі ДВЗ судна в умовах експлуатації;
3. Розробити метод забезпечення технічної готовності енергетичних установок суден на основі ДВЗ із застосуванням структурної моделі і інформаційного забезпечення процесів керування системою технічного обслуговування;
4. Розробити інформаційну і математичну модель управління системою технічного обслуговування СЕУ на основі ДВЗ та запропонувати критерій для визначення можливості забезпечення їх технічної готовності;
5. Удосконалити метод отримання залежності коефіцієнта забезпечення технічної готовності енергетичних установок суден і керування системою технічного обслуговування для різних поєднань експлуатаційних факторів, обсягів робіт і обмежень, які виникають в конкретних умовах експлуатації.

Таким чином одним із основних напрямків в частині удосконалення процесів забезпечення технічної готовності суднових енергетичних установок на основі ДВЗ є застосування комплексного підходу із використанням можливостей сучасних інформаційних технологій. Для реалізації цього і з метою недопущення виходу в рейс судна і підготовки його СЕУ, які можуть відмовити в експлуатації, потребує створення інформаційна система, яка могла б допомагати враховувати рівень технічного стану ДВЗ, СЕУ і самого судна в реальних умовах експлуатації, при проведенні ТО та ремонтів й при виконанні передрейсової підготовки.

Література:

1. Волков В. П. Інтелектуальні системи моніторингу транспорту / В. П. Волков, В. П. Матейчик, П. Б. Комов, І. В. Грицук, М. Смешек, Т. В. Волкова, М. П. Цюман. Під редакцією Волкова В. П. – Харків: НТМТ, 2015. – 246 с.

ПРОБЛЕМА ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОЇ МЕЖІ ЗАСТОСУВАННЯ ТЕРМОХІМІЧНОЇ РЕГЕНЕРАЦІЇ ТЕПЛОТИ В ЕНЕРГЕТИЧНИХ КОМПЛЕКСАХ РІЗНОГО ЦІЛЬОВОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Чередніченко О. К.

д.т.н., доцент кафедри ЕСЕУ та ТЕ, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна

Басов О. Ю.

аспірант, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна

Нещодавно відкриті морські родовища нафти та газу приблизно в 10 разів перевищують нововідкриті наземні родовища. В даний час видобуток нафти та газу на шельфі морів та океанів є одним з основних джерел сировинної бази світової енергетики і має суттєвий вплив на економіку як окремих країн, так і цілих регіонів. Видобуток на мілководді освоєний вже давно і становить більш ніж 30 % обсягу світового видобутку нафти і 25 % видобутку газу. У глибоководних районах Світового океану є значні родовища нафти та газу, але їх освоєння вимагає великих фінансових інвестицій і впровадження нових технологій [1].

Для забезпечення видобутку вуглеводневих ресурсів далеко від берега (понад 20 миль), їх подальшої переробки та підготовки до транспортування використовуються спеціалізовані судна FPSO. Судна такого типу можуть перебувати у відкритому морі тривалий час, забезпечувати безперервний видобуток вуглеводнів, накопичувати та обробляти сировину, відвантажувати її на танкери-човники. Водотоннажність суден FPSO варіюється в широких межах, від 50 тис. до 400 тис. тон. У зв'язку з надлишком раніше побудованих танкерів великого тоннажу, до середини 90-х років переважала конверсія таких танкерів до судів FPSO. При цьому базова пропульсивна установка судна-донора мала велику надмірність за потужністю і не забезпечувала надійного позиціонування судна, а для технологічних потреб встановлювалася додаткова установка великої потужності.

Розвиток енергетичних установок різного цільового призначення неможливий без удосконалення енергозберігаючих технологій, впровадження яких не суперечить вимогам мінімізації екологічного впливу на довкілля. Застосування енергоефективніших теплових двигунів стримується як суттєвим збільшенням вартості життєвого циклу двигуна при підвищенні ступеня його термодинамічної досконалості, так і жорсткими вимогами екологічних стандартів, виконання яких призводить до значного збільшення витрат, пов'язаних з енергоспоживанням.

Сучасні газотурбінні технології дають можливість ефективного використання в якості палива як сировини, що видобувається, так і супутніх видобутку компонентів (головним чином попутного газу). Потужність газотурбінних енергетичних установок морських об'єктів нафтогазовидобутку, плавучих електростанцій і суден FPSO перевищує 60 % сумарної встановленої потужності [2].

Перспективні напрями розвитку мобільних енергетичних комплексів вказують на такі шляхи підвищення ефективності, як утилізація і регенерація скидного тепла теплових двигунів і установок. Це підтверджується багаторічною експлуатацією газотурбінних та газопаротурбінних установок з утилізацією теплоти відпрацьованих газів в утилізаційних парогенераторах або у водогрійних теплообмінниках. Робота бінарних та контактних газотурбінних установок може здійснюватися з використанням в якості робочого тіла води та низькокиплячих рідин (вуглеводні, фреони та ін.). Маса та габарити бінарних та контактних газотурбінних установок, порівняно з установками простого циклу, значно зростають. Когенераційні та тригенераційні установки на базі ДВЗ також набули широкого поширення.

Прикладом можуть служити технічні рішення компанії MAN Energy Solutions. У стаціонарних та мобільних енергетичних комплексах на базі ДВЗ застосовуються установки, в яких передбачається утилізація тепла відхідних газів ДВЗ у паротурбінному циклі. На базі малооборотних наддовгоходових ДВЗ створені енергетичні комплекси, що працюють за турбокомпаундною схемою.

Інноваційні проекти енергетичних установок судів FPSO пов'язані з реалізацією схем єдиної електроенергетичної установки, в якій вироблення енергії для пропульсивного та технологічного комплексів, а також загальносуднових споживачів здійснюється в одних агрегатах.

Одним із перспективних способів впровадження енергозберігаючих технологій та використання альтернативних видів палива, що дозволяє не лише покращити економічні та екологічні характеристики, а й кінетичні показники процесу згоряння, є термохімічна регенерація. При цьому передбачається конверсія базового вуглеводневого палива в результаті якої утворюється синтез-газ – суміш монооксиду вуглецю і водню, а необхідна енергія для здійснення ендотермічної реакції хімічного перетворення палива отримана при утилізації тепла відпрацьованих газів двигуна. Незважаючи на те, що питання термохімічної обробки вуглеводневого палива розглядаються достатньо давно, необхідність врахування впливу експлуатаційних умов на ефективність використання систем термохімічної регенерації теплоти створює деякі невирішені проблеми, які вимагатимуть постійного аналізу та розробки інноваційних структурних схем. Слід врахувати, що протягом роботи FPSO та інших плавучих об'єктів нафтогазовидобутку на родовищі, потужність, яка необхідна для здійснення технологічних процесів, може змінюватися в досить широких межах [3].

В подальших дослідженнях планується визначити шляхи підвищення ефективності використання систем термохімічної регенерації в експлуатаційних умовах.

Дослідження впливу експлуатаційних умов на ефективність використання систем термохімічної регенерації теплоти потребує:

- удосконалення математичної моделі енергетичної установки з системами термохімічної регенерації шляхом врахування обмежень які накладаються умовами експлуатації;
- визначення раціональної межі і сфери застосування термохімічної регенерації скидної теплоти мобільних енергетичних комплексів;
- розробки рекомендацій для проектування нових і конвертації вже існуючих установок з тепловими двигунами, що працюють з системами термохімічної регенерації.

Література:

1. Organisation for Economic Cooperation and Development: OFFSHORE VESSEL, MOBILE OFFSHORE DRILLING UNIT & FLOATING PRODUCTION UNIT MARKET REVIEW. – 2014. – Retrieved from : [http://www.oecd.org/officialdocuments/publicdisplaydocumentpdf/?cote=c/wp6\(2014\)13/final&doclanguage=en](http://www.oecd.org/officialdocuments/publicdisplaydocumentpdf/?cote=c/wp6(2014)13/final&doclanguage=en)
2. THE UK OIL AND GAS INDUSTRY ASSOCIATION LIMITED // Offshore Gas Turbines and Dry Low NOx Burners. An analysis of the Performance Improvement. – 2015. – Retrieved from : <https://oilandgasuk.co.uk/wp-content/uploads/2015/05/produccys-cairgory.pdf>
3. OCYAN: FPSO Pioneiro de Libra. – 2017. – Retrieved from : <http://www.ocyansa.com/en/fleet/fpso-pioneiro-de-libra>

АЛЬТЕРНАТИВНІ ПАЛИВА ДЛЯ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ З ВІДНОВЛЮВАЛЬНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ

Доценко С. М.

кандидат технічних наук, доцент

Ченчик Д. О.

магістрант

Чебаненко В. В.

магістрант

*Первомайський навчально-науковий інститут Національного університету
кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Первомайськ, Україна*

Думка про використання рослинної олії в якості палива для дизельних двигунів належить самому Рудольфу Дизелю. В 1900 році на Всесвітній виставці в Парижі демонструвався дизель, який працював на арахісовій олії. При подальшому удосконаленню дизельних двигунів основна увага приділялася нафтопродуктам. Необхідність заміщення нафти на джерела енергії що відновлюються привели до відродження інтересу сировинним ресурсам рослинного походження.

В останній час все більш широке застосування в якості палива для дизелів знаходять палива, які виробляються із рослинних олій. Це пояснюється простотою та екологічністю процесу отримання рослинних олій, їх порівняно невисокою вартістю і добрим спалахуванням в умовах камери згоряння [1].

Рослинні олії являються жирами насіння або плодів різних рослин, які отримують шляхом пресування або вилученням за допомогою розчинників. Рослинні олії складаються головним чином (на 95...97 %) з триацилгліцеринів – органічних сполук, складних повних ефірів гліцерину, а також моно- і діацилгліцеринів.

Рослинні олії за нормальних умов представляють собою олійні рідини з підвищеною в порівнянні із дизельним паливом густиною (зазвичай 900...1000 кг/м³) та в'язкістю ($\nu = 60...100$ мм/с² при $t = 20$ °C і $\nu = 30...40$ мм/с² при $t = 40$ °C) та порівняно невисокою температурою самозаймання (табл. 1) [2].

Таблиця 1. Фізико-хімічні властивості рослинних олій

Показник	Олії					
	Ріпаков а	Арахіс ова	Соняшн икова	Соєва	Пальмов а	Олив- кова
Температур самозаймання °C	318	-	320	318	315	285
Температура застигання, °C	-20	-	-16	-12	-30	-12
Вміст сірки, %	0,002	-	-	-	-	-
Елементарний склад, %:						
С	77,0	78,0	-	-	-	-
Н	11,4	12,3	-	-	-	-
О	11,6	9,4	-	-	-	-
Кислотність, мг КОН/100 мл палива	4,66	-	2,14	0,03	0,17	8,90
Коксування 10%-го залишку, % не більше	0,40	-	0,51	0,44	-	0,20

Жирні кислоти, являються основним компонентом рослинних олій, представляють собою високомолекулярні кисневмісні сполуки, з вуглеводневою основою. Тому всі рослинні олії являються горючими і можуть застосовуватися в якості моторних палив.

Особливістю рослинних олій являється наявність в їх складі достатньо великої кількості кисню (8...12 %). Це призводить деякому зниженню їх теплоти згоряння. Так, нижча теплота згоряння рослинних олій складає 36...39 МДж/кг проти 42...43 МДж/кг у дизельних палив, які практично не містять кисню [3].

Але присутність в рослинних оліях кисню знижує температури їх згоряння в дизельних двигунах і значно покращує екологічні властивості цих палив. В багато численних дослідях проведених на дизелях, які працюють на рослинних оліях, спостерігається зниження димності відпрацьованих газів і склад в них продуктів неповного згоряння палива.

Смолоутворення головним чином залежить від присутності в рослинній олії нестійких невизначених вуглеводнів або органічних кислот, які при контактуванні з киснем повітря утворює високомолекулярні продукти окислення – смоли. Із збільшенням вмісту смол в рослинних маслах, як правило, збільшується і їх кислотність. Підвищення кислотності палив визиває корозію деталей системи паливоподачі і двигуна в цілому. Кислотність більшості рослинних олій не перевищує кислотність дизельних палив по ДСТУ 7688: 2015, Євро-4 рівній 5 одиницям. Тому корозійна активність рослинних олій порівняно невисока і знаходиться на рівні, властивому стандартним дизельним паливом. Недоліком рослинних олій, які використовуються в дизельних двигунах являється низька температура застигання, обумовлена головним чином, присутністю в їх складі ненасичених кислот. Найкращі низькотемпературні властивості має ріпакова та лляна олії (температура застигання $t_z = -20$ °C), бавовняна ($t_z = -18$ °C) та соняшникова ($t_z = -16$ °C) олії.

Важливою властивістю рослинних олій являється здатність змішування в різних пропорціях з більшістю органічних розчинників (в тому числі і з нафтопродуктами – бензином, дизельним паливом), що пов'язано з невеликою полярністю олій: їх діелектрична проникність за температури 20 °C рівна 3,0...3,2. Слід відмітити і хорошу співмірність різних рослинних олій між собою. Етанол та метанол розчиняють олії обмежено і лише при нагріванні розчинність ріпакової олії в цих продуктах зростає. Ця властивість рослинних олій дозволяє отримувати моторні палива із заданими фізико-хімічними властивостями шляхом змішування різноманітних компонентів в різних пропорціях.

Відмінність фізико-хімічних властивостей рослинних олій і палив на їх основі від властивостей стандартних дизельних палив надає впливу на протікання робочого процесу дизельних двигунів. В першу чергу це відноситься до процесів паливоподачі та сумішоутворення. Ці процеси в значній мірі визначаються такими фізичними властивостями палива, як густина, в'язкість, поверхневий натяг палива що використовується [1].

Висновок. Використання рослинних олій і палив на їх основі в якості альтернативних палив для дизельних двигунів дозволить зменшити залежність економіки від імпорту нафтопродуктів та забезпечувати промислового та аграрного сектору свої потреби в паливі самому.

Література:

1. Грабовенко О., Доценко С., Нестеренко В., Швець І. Використання рослинної олії в якості палив в середньо оборотному дизельному двигуні // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. № 2. С. 79–86.
2. Shvets I., Hrabovenko O., Dotsenko S., Nesterenko V. Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil» // 24rd International Scientific Conference on Transport Means 2020: – Kaunas, Trakai, Lithuania, 2020. – P. 671–675.
3. Доценко С. М. Розрахунок робочого процесу дизельного двигуна на альтернативних видах рідкого палива з дисципліни Теорія двигунів внутрішнього згоряння. Методичні вказівки / С. М. Доценко. – Первомайськ ПФ НУК, 2021. – 50 с.

УСВІДОМЛЕНИЙ ВИБІР ОСНОВНИХ КОНСТРУКТИВНИХ І РЕГУЛЮВАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ВІТЧИЗНЯНОГО ДИЗЕЛЯ ДЛЯ ВАНТАЖНО-ПАСАЖИРСЬКИХ АВТОМОБІЛІВ, МІНІВЕНІВ І МІКРОАВТОБУСІВ

Грицюк О. В.

доктор технічних наук,

професор кафедри двигунів внутрішнього згоряння Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, м. Харків, Україна

Парамонов М. А.

здобувач магістратури кафедри двигунів внутрішнього згоряння Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, м. Харків, Україна

Представницьким, як у розробці, так і у виготовленні та експлуатації, вітчизняним дизелем для автомобільної галузі є високообертовий рядний, вертикальний, чотирициліндровий, чотиритактний дизель 4ДТНА1 розробки ДП «Харківське конструкторське бюро з двигунобудування» (ХКБД). Технічні характеристики цього дизеля наведено у табл. 1 [1, с.76-77]. Розробку цього дизеля було розпочато у 2008 році, а перший дослідний зразок виготовлено у 2010 році.

Таблиця 1. Технічні характеристики дизеля 4ДТНА1

Заводський індекс	4ДТНА1
Позначення	4ЧНА-1 8,8/8,2
Тип дизеля	чотиритактний дизель
Число циліндрів	4
Розташування циліндрів	Рядне, вертикальне
Робочий об'єм, л	1,99
Порядок роботи циліндрів	1-3-4-2
Діаметр циліндра, (D), мм	88
Хід поршня, (S), мм	82
Ступінь стиснення	18,0
Номинальна потужність, кВт (к.с.), не менш	
- за ДСТУ ГОСТ 14846-81 брутто	73,5 (100)
- за ДСТУ ГОСТ 14846-81 нетто	67,9 (92)
Номинальна частота обертання, хв ⁻¹	4200
Частота обертання колінчастого вала дизеля, що відповідає максимальному крутному моменту, хв ⁻¹	
- за ДСТУ ГОСТ 14846-81 брутто	1900...2500
- за ДСТУ ГОСТ 14846-81 нетто	1800...2400
Максимальний крутний момент в умовах визначення номінальної потужності, не менш, Н·м (кгс·м)	
- брутто	191 (19,5)
- нетто	175 (17,8)
Частота обертання колінчастого вала на холостому ходу, хв ⁻¹ , не більш:	
- мінімально стала	800
- максимальна	4500
Мінімальна питома витрата палива, г/кВт·год (г/к.с.·год), не більше	245 (180)
Екологічні показники дизеля	Euro-3

Як показує практика щодо розвитку дизелебудування, доцільність або недоцільність прийняття тих чи інших конструктивних і регулювальних рішень при створюванні двигуна справедливо оцінюється через десятки років і виключно через практичні докази. Пошуку таких доказів і аналізу прийнятих у свій час деяких визначальних рішень і присвячені ці тези доповіді.

1. Вибір основних конструктивних параметрів

Дизель 4ДТНА1 щодо масо-габаритних показників дотримав спадковості від своїх попередників, а саме дизелів 4ДТА та 4ДТНА. Мова йде про такі конструктивні параметри, як робочий об'єм, діаметр циліндра, хід поршня, відношення S/D. Так об'єм біля 2,0 л для вітчизняного чотирициліндрового високообертового дизеля було обрано та обґрунтовано ще починаючи з розробки

Першого автомобільного дизеля 4ДТНА у 1998 році, підтвердженням чого є публікація у джерелі [2, с. 13-14] у 2001 році. Чи існували у той час 2-х літрові автомобільні дизелі у Західній Європі та Сполучених Штатах Америки? Да [3, с. 28-29], але тільки у двох автовиробників (Ford і Opel), які не є провідними у світовій автоіндустрії. І гарним прикладом щодо сьогодення може бути нове покоління чотирициліндрових автомобільних дизелів TDI різної потужності з однаковим робочим об'ємом 2,0 л. Порівняння сучасного світового підхода з існуючим вже два десятиріччя вітчизняним наведено у табл. 2 [4, с. 30].

Таблиця 2. Порівняння підходів до створення модельного ряду автомобільних дизелів

Фірма	Volkswagen				ДП "ХКБД"		
Позначення	CAAA	CAAB	CAAC	CFCA	4ДТНА	4ДТНА1	4ДТНА2
Число циліндрів	4	4	4	4	4	4	4
Розташування циліндрів	R	R	R	R	R	R	R
Робочий об'єм, дм ³	1,968	1,968	1,968	1,968	1,992	1,992	1,992
Ступінь стиснення	16,5	16,5	16,5	16,5	17,5	18,0	18,0
Номінальна потужність, кВт	62	75	103	132	55,1	73,5	84,6
Номінальна частота обертання, хв ⁻¹	3500	3500	3500	4000	4000	4200	4200
Максимальний крутний момент, Н·м	220	250	340	400	162	191	245
Частота обертання при максимальному крутному моменті, хв ⁻¹	1250-2500	1500-2500	1750-2500	1500-2250	2400-2600	1900-2500	1800-2400

При цьому треба відзначити, що майже усі відомі автомобілебудівні фірми натеper мають у своєму арсеналі 2-х літрові моделі дизелів. Але перевагою вітчизняного дизеля залишається найменший серед усіх цих моделей хід поршня (82 мм), що дає можливість забезпечити його сталу роботу при номінальній потужності (4200 хв⁻¹), в той час як номінальна потужність закордонних зразків світових лідерів залишається каліброваною, а саме відповідає вимогам лише 15-ти хвилинного діапазону її утримання при стендових прийнятно-здавальних випробуваннях.

2. Паливно-регулююча апаратура

Паливно-регулююча апаратура дизеля 4ДТНА1, незважаючи на класичність її складових частин, по сукупності функцій, які покладено на розділену паливну систему

безпосередньої дії, до цього часу не має жодного світового аналогу. При розробці власної паливної апаратури було два вибори: скопіювати акумуляторну паливну систему з електронним керуванням типу Common Rail, чи створити свою оригінальну конструкцію, як «механічну альтернативу» останньої. Колектив розробників розумів, що у Common Rail є маса достоїнств, але є і проблеми, які просто замовчуються. Це насамперед: надкритичні, а відповідно дуже дорогі і дефіцитні, технології виготовлення магнітопроводів електромагнітного клапана електрогідравлічної форсунки для дизелів з номінальною частотою обертання колінчастого вала понад 4000 хв^{-1} ; постійний високий тиск у каналах форсунки та паливопроводах; суттєвий вплив витоків палива у форсунці на параметри упорскування; великі механічні втрати на привід паливного насосу високого тиску (ПНВТ), тобто низький ККД. Такі складнощі у нашій країні можуть подолати тільки підприємства ВПК, але саме автотранспортним засобам спеціального призначення Common Rail зовсім не потрібний.

Так з'явилась своєрідна «візитна картка» вітчизняного високообертового автомобільного дизеля – паливна апаратура типу *HPM* (Hydraulic Pneumatic Mechanical), конструктивною новизною якої, крім усього іншого, є форсунка закритого типу з найменшим у світі діаметром голки розпилювача (3,5 мм), яка має диференціальний поршень і модулятор імпульсів тиску (рис. 1) [4, с. 50].

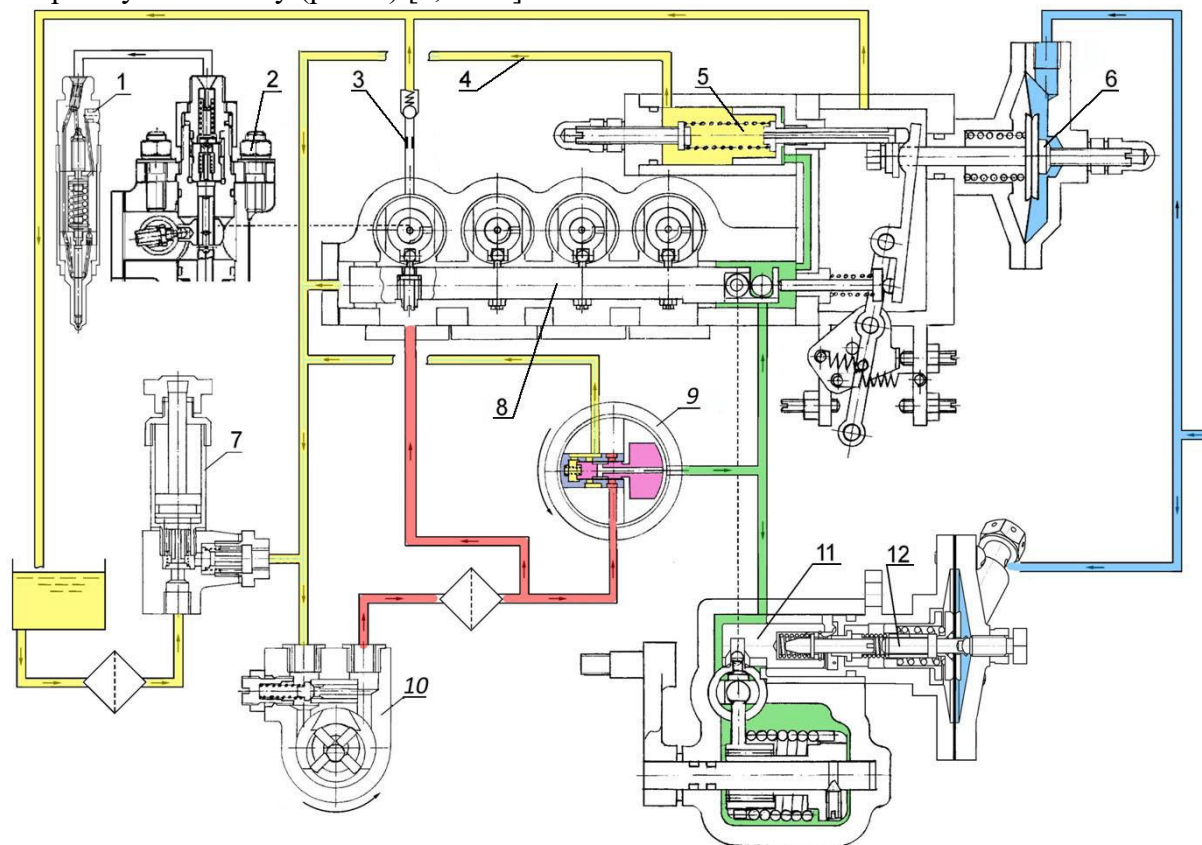


Рис. 1. Комплексна схема ПНВТ і регулятора:

- 1 – форсунка; 2 – секція ПНВТ; 3 – жиклер; 4 – злив палива з-під поршня паливного коректора; 5 – паливний коректор циклової подачі палива;
6 – пневматичний коректор циклової подачі палива; 7 – ручний паливопідкачувальний насос (ППН); 8 – рейка; 9 – вантаж-золотник;
10 – механічний ППН; 11 – паливний коректор КВВП; 12 – пневматичний коректор КВВП

Пройшовши увесь обсяг попередніх та визначальних випробувань автомобільний дизель 4ДТНА1 з паливною апаратурою типу *HPM* на цей час знаходиться на етапі

довгострокових випробувань у складі транспортного засобу МА33, підтверджуючи з кожним кілометром своє право на визнання.

3. Формування зовнішньої швидкісної характеристики

«Механічна альтернатива» паливній апаратурі Common Rail дала аналогічну можливість щодо формування зовнішньої швидкісної характеристики (ЗШХ) автомобільного дизеля 4ДТНА1. За доступною авторам інформацією, команда розробників цього дизеля, одною із перших у світовій практиці, поставила перед собою і вирішила завдання забезпечення стійкої ефективної роботи навантаженого автомобільного високообертового дизеля при мінімальній частоті обертання колінчастого вала на холостому ході (рис. 2) [4, с. 133].

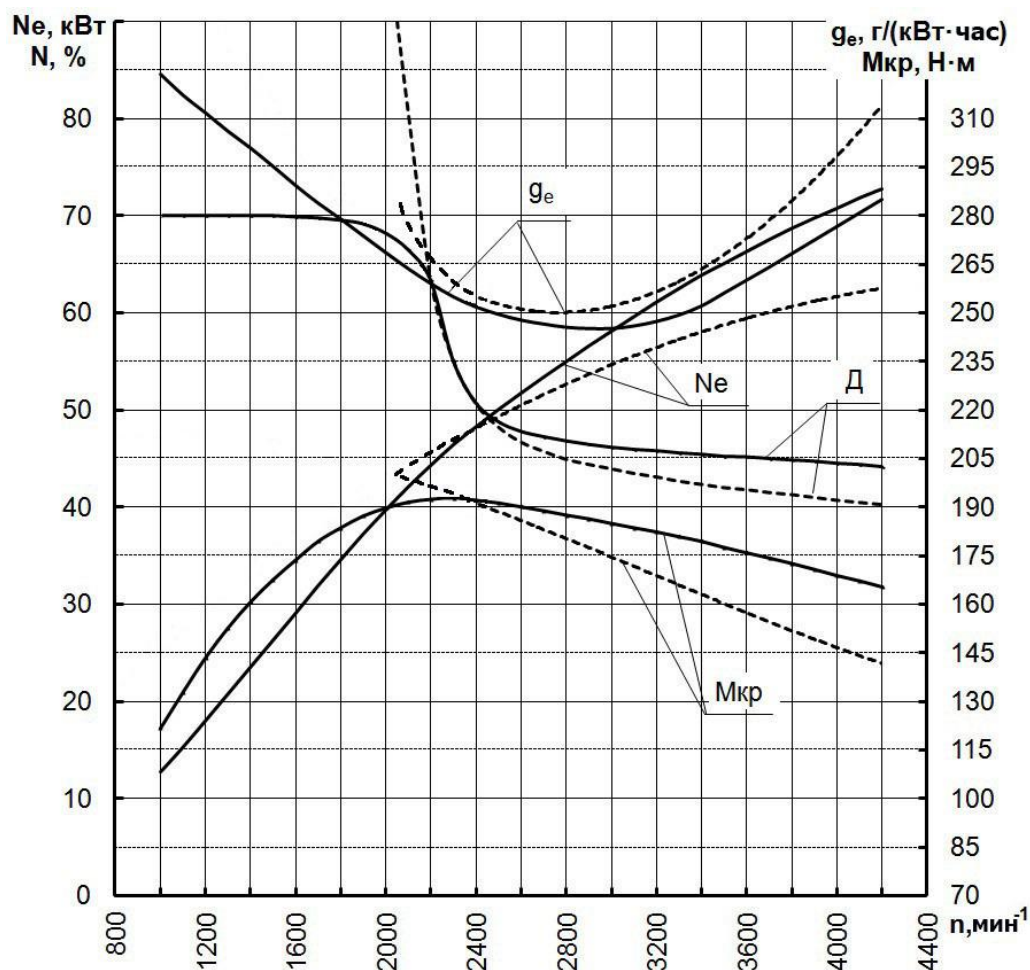


Рис. 2. Сформована ЗШХ автомобільного дизеля 4ДТНА1

На цей час ХНАДУ проводить дослідження щодо збільшення потужності цього дизеля у діапазоні частот обертання 800...2000 шляхом послідовного підключення електроприводного повітряного компресора.

Література:

1. Техніко-економічне обґрунтування необхідності державної підтримки у виконанні інноваційно-інвестиційного проекту «Розроблення та впровадження у виробництво малолітражного автомобільного дизеля потужністю 100-175 к.с. подвійного призначення (Слобожанський дизель)»: монографія; за ред. Ф. І. Абрамчука, О. В. Грицюка та І. А. Дмитрієва. – Харків: ХНАДУ, 2012. – 164 с.
2. Быстроходное дизелестроение на государственном предприятии "Завод имени Малышева" / Н. К. Рязанцев, Ю. С. Бородин, С. А. Алёхин, И. А. Краюшкин, А. В. Грицюк, П. Я. Перерва

// Вестник Национального технического университета "ХПИ". – Харьков: НТУ "ХПИ", – 2001. – №26. – С. 11-16.

3. Грицюк А. В. Теоретические основы и практические методы создания высокооборотного малолитражного дизеля многоцелевого назначения: дис. на соискание ученой степени доктора техн. наук: спец. 05.05.03 «Двигатели и энергетические установки» / А. В. Грицюк. – Харьков. 2010. – 430 с.

4. Овчинников А. А. Улучшение показателей высокооборотного автомобильного дизеля путём рационального управления топливоподачей: дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 «Двигатели и энергетические установки» / А. А. Овчинников. – Харьков. 2016. – 209 с.

ПЕРЕДУМОВИ ВИКОРИСТАННЯ ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗУ В ЯКОСТІ АЛЬТЕРНАТИВНОГО ПАЛИВА В ДВЗ

Побережець О. О., Пузир Р. В.

магістранти освітньої програми «Технології енергетичного машинобудування»

Грабовенко О. І.

ст. викладач кафедри енергетичного машинобудування

*Первомайський навчально-науковий інститут НУК імені адмірала Макарова,
м. Первомайськ, Україна*

Проблема економії традиційного палива із нафти на залишається однією з найгостріших проблем для всього світу. Збільшення споживання рідкого палива супроводжується виснаженням добре освоєних і зручно розташованих нафтових родовищ, внаслідок чого доводиться освоювати нові родовища, зазвичай у складно досяжних районах. Це у свою чергу призводить до подорожчання як самої нафти, так і нафтопродуктів.

На даний час основними джерелами енергії в паливно-енергетичному комплексі є нафта, вугілля та газ. Вони ж є основними джерелами сировини для моторних палив. За прогнозами їх ресурси оцінюються відповідно 15 трлн. т., 500 млрд. т. та 400 трлн. м³, при розвіданих запасах 1685 млрд. т., 137 млрд. т., 140 трлн. м³. За різними джерелами інформації при збереженні рівня видобутку та споживання розвіданих запасів вугілля вистачить приблизно на 400 р., нафти на 40...50 р. та газу на 60 р.

Високий попит на енергію, а також спричинюване використанням традиційних нафтових палив забруднення навколишнього середовища спонукає до пошуку нових, поновлюваних і екологічно чистих джерел енергії, наприклад, палив, отримуваних з біомаси. Дослідження у сфері виробництва та застосування таких палив, зокрема генераторних газів із біомаси, є актуальними і останнім часом активно ведуться у багатьох країнах світу.

Можливість отримання горючого газу з твердого або рідкого палива була відома задовго до його промислового використання. Штучний газ в Європі почали отримувати ще в XVIII столітті. У 1726 році доктор Галес (Англія) провів дослід, під час якого при перегонці 158 г вугілля отримав 2880 см³ газу. У 1730 році доктор Клайтон (Англія), розжарюючи в закритій реторті кам'яне вугілля, теж отримав газ, який не зріджувався і добре горів.

Творцем першого газогенератора прийнято вважати французького інженера Філіпа Лебона, який розробляв проекти найрізноманітнішого використання генераторного газу, в тому числі і проект газового двигуна, на який отримав патент в 1801 році. Цей двигун мав

працювати за схемою парового двигуна, в який замість пара подавався газ, який запалювався по черзі по різні боки поршня.

Розвиток газогенераторної техніки було викликано розвитком чорної металургії. У 1809-1811 роках інженер Оберто (Франція) спробував використовувати доменний газ для випалювання вапна. У 1832-1837 роках Фабер дю Фор (Німеччина) застосував доменний газ для опалення зварювальних і пудлінгових печей. У 1840 році на суміші доменного та генераторного газу вже працювала томильна піч.

Далі розвиток конструкцій газогенераторів йшов у напрямку їх повної механізації при одночасному підвищенні продуктивності. Це досягалося за рахунок збільшення їх розміру, підвищення інтенсивності їх роботи, але в той же час було можливо тільки при наявності якісного, добре сортованого і ретельно підготовленого палива.

Паралельно з роботами з удосконалення конструкцій газогенераторів і підвищення їх ККД активно велися дослідження по отриманню необхідних продуктів: безсольного газу, газу підвищеної якості та інше.

З початку ХХ сторіччя почався перехід від механізації окремих вузлів газогенераторних установок до загальної механізації і автоматизації газогенераторних механізмів. До таких установок можна віднести газогенератори конструкції Керпеллі, Моргана, Вельмана, Гільгера, фірм AVG і «Демаг».

З часом виробництво газогенераторів розділилось на дві самостійні галузі – промислові стаціонарні газогенератори і газогенераторні установки транспортного типу. Надалі ці галузі розвивалися окремо.

Генераторний газ утворюється в результаті газифікації твердого палива у спеціальних установках – газогенераторах. Газифікації може бути піддана більшість відомих видів твердих горючих копалин (вугілля, торф та ін.), а також відходи від виробництва (органічні відходи). При цьому можна отримати газ із тими заданими параметрами, які значною мірою впливають на роботу двигуна внутрішнього згорання: компонентним складом та теплотою згорання.

Переведення двигунів внутрішнього згорання (як стаціонарних, так і транспортних) на генераторні гази дозволить значно зменшити забруднення атмосфери відпрацьованими газами (менші викиди і безпечніший їх склад). Також, оскільки генераторні моторні палива отримують на основі твердих горючих копалин або відновлювальних та місцевих видів палива (відходи деревообробки, сільськогосподарського виробництва, рослинна біомаса і т.д.), енергетична складова в собівартості продукції (у тому числі транспортної) знижується приблизно в 2...3 рази у порівнянні з паливами нафтопереробки.

Існує багато типів і десятки конструкцій газогенераторів, які використовують відходи деревини та іншої біомаси. Найбільш популярними з них є генератори прямого і зворотного горіння, а також генератори з киплячим шаром.

Перший етап – швидке висихання матеріалу під дією високої температури, другий – термічне розкладання (піроліз) біомаси з утворенням вугілля і смоли з наступним його випаровуванням і перетворенням в смоляний газ, третій – згорання органічних сполук смоляного газу і частини вугілля, четвертий – відновлення на поверхні розжареного вугілля двоокису вуглецю до моноокису, а води до водню.

Більшість реакцій, які відбуваються в газогенераторах, виділяють енергію. Основними хімічними елементами, які приймають участь в процесі перетворення біомаси в газ, є вуглець, кисень повітря і вода. Окислювачем є кисень, двоокис вуглецю і водяна пара.

Запатентовані газифікаційні установки мають високу енергоефективність. Для виробітки 1 кВт електроенергії їм потрібно 1,3...1,8 кг соломи, трісок чи лігніну. Затрати на комплектне обладнання складають менше 1000 доларів на 1 кВт потужностей.

Калорійність генераторного газу залежить від виду сировини і складає 1100...1500 ккал/м³ (4,6...6,3 МДж).

Газ, який виходить з газогенератора, має високу температуру і містить велику кількість домішок (золу і смолу), тому газогенераторні установки комплектуються спеціальними системами охолодження і очищення газу.

Також для забезпечення стабільності роботи двигуна на генераторному газу необхідно:

1. Стабілізувати склад генераторного газу в процесі роботи та при зміні навантаження.
2. Контролювати склад відпрацьованих газів двигуна та коригувати в процесі роботи двигуна співвідношення газ/повітря.
3. Оптимізувати робочий процес двигуна при роботі на генераторному газі.
4. Вирішити питання роботи двигуна в процесі дозавантаження газогенератора.

Література:

1. http://publications.ntu.edu.ua/visnyk/27_2013/137-143.pdf
2. Горбов В. М. Енергетичні палива. Навчальний посібник / В. М. Горбов. Миколаїв: УДМТУ. – 2003.
3. <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2018/paper/download/4266/3901>
4. <https://ecotown.com.ua/news/Derevynu-varto-ne-spalyuvaty-a-hazyfikuvaty>

ПЕРСПЕКТИВИ ОТРИМАННЯ В УКРАЇНІ БІОГАЗУ ІЗ ВІДХОДІВ ОРГАНІЧНОГО ПОХОДЖЕННЯ

Побережець Ю. О., Роман О. А.

магістранти освітньої програми «Технології енергетичного машинобудування»

Грабовенко О. І.

ст. викладач кафедри енергетичного машинобудування

*Первомайський навчально-науковий інституту НУК імені адмірала Макарова,
м. Первомайськ, Україна*

Загострення проблеми забруднення навколишнього середовища органічними відходами тваринницької галузі, а також зростаючий дефіцит енергетичних ресурсів є головними мотивами інтенсифікації європейських розробок у галузі виробництва та ефективного використання біогазу. Виробництво біогазу, який є продуктом анаеробного зброджування гною та інших органічних відходів, дає не лише відновлювану енергію, але є ефективним шляхом боротьби з забрудненням води й повітря шкідливими відходами.

У галузі виробництва біогазу тваринництво України, зокрема свинарство та птахівництво, має величезний потенціал. Сировиною можуть бути інші відходи рослинного та тваринного походження, що продукуються харчовою, фармацевтичною та ферментною індустрією, садівничими господарствами, підприємствами громадського харчування, ринками, а також побутові відходи [1].

Залучення до паливно-енергетичного балансу України нетрадиційного енергоносія біогазу, отриманого з використанням сучасних біоенергетичних технологій, відповідає наполегливому проведенню в Україні політики енергозбереження та реалізації положень Програми державної підтримки розвитку нетрадиційних та відновлюваних джерел енергії та малої гідро- і теплоенергетики, схваленої постановою Кабінету Міністрів України від 31.12.1997 р. № 1505.

Україна щороку імпортує більше двох третин споживаного нею об'єму газу і 80 %

нафти, тому витрачає ці ресурси економно. За підрахунками німецьких “зелених”, потенціал України у виробництві біогазу становить близько половини всього імпорту, тобто приблизно 25 млрд. м³ у рік (промислові та побутові органічні відходи, стічні води міст, гній і послід, що отримуються в сільському господарстві).

До складу біогазу входять такі компоненти: метан – 50...75 %, вуглекислий газ – до 25...28 %, а також незначні кількості сірководню, аміаку та ін.

Основне рівняння, що описує анаеробне зброджування целюлози, має вигляд $(C_6H_{10}O_5)_n + nH_2O = 3nCO_2 + 3nCH_4$.

Деякі органічні сполуки рослин (наприклад, лігнін) і всі неорганічні складові не піддаються зброджуванню. Вони є інертною в цьому процесі масою, утворюють шлак, здатний засмітити систему. Але 95% маси, що заповнює біогазогенератор, складає вода.

Ці реакції екзотермічні, в процесі їх протікання виділяється приблизно 1,5 МДж тепла на 1 кг сухої маси зброджуваного матеріалу, тобто приблизно 25 кДж/моль. Тільки близько 10 % потенційної теплоти згорання втрачається в процесі зброджування. Таким чином, ККД конверсії складає 90 %.

На практиці зброджування рідко ведуть до кінця, оскільки це сильно збільшує тривалість процесу. Зазвичай зброджують приблизно 60 % початкового продукту. Вихід газу складає приблизно від 0,2 до 0,4 м³ на кг зброджуваного сухого матеріалу за нормальних умов і при витраті 5 кг сухої біомаси на 1 м³ води. Відомо, що зброджування при вищих температурах йде швидше, ніж при низьких, і характеризується приблизно подвоєнням виходу газу на кожні 5 °C [2].

Нищий рівень температури – психрофільний, біля 200 °C, середній – мезофільний, біля 30 °C, вищий – термофільний, біля 55 °C.

Біохімічні процеси при зброджуванні йдуть в три стадії, причому кожна забезпечується власною групою анаеробних бактерій:

1) нерозчинні біологічні матеріали (наприклад, целюлоза, полісахариди, жири) розщеплюються на вуглеводи і жирні кислоти. У працюючому біогазогенераторі це відбувається при температурі 25 °C за добу;

2) кислотопродукуючі бактерії утворюють переважно оцтову і пропіонову кислоти. Ця стадія йде при такій же температурі 1 добу;

3) метаностворюючі бактерії протягом 14 діб при температурі 25 °C повністю зброджують початкові продукти, виробляючи 70 % CH₄ і близько 30 % CO₂ з малими домішками H₂ і H₂S. Для забезпечення успішного зброджування необхідно підтримувати постійні умови по температурі і подачі початкових матеріалів.

Метаностворюючі бактерії чутливі до величини рН: умови в середовищі повинні бути середньокислими (рН від 6,6 до 7,0) і не нижче рН = 6,2 [3].

Найменування відходів	Вихід біогазу на 1 кг сухої речовини дм ³ /кг	Вміст метану, %
Гній верхової рогатої худоби	250	50
Свинячий гній	400	75
Солома пшениці	350	60
Соняшникове лушпиння	300	60

При порівнянні виявилось, що найбільшим виходом біогазу характеризувалися свинячий гній та солома пшениці (відповідно до 400 та до 350 дм³/кг). Згідно з розробленою методикою виконано розрахунок метантенку для молочнотоварної ферми кількістю 1000 голів. При визначенні необхідної потужності біогазоенергетичної установки (БГЕУ) у першу чергу враховували об'єми добового виходу гною на фермі та коливання його кількості протягом року. При розрахунках прийнято, що в біогазі, одержаному від переробки гною обох видів тварин, вміст метану становить 65 %, енергетична цінність 1 м³ біогазу – 2 кВт електроенергії та 3 кВт тепла. Використання електроенергії самою БГЕУ при переробці 20,

40 і 80 т гною великої рогатої худоби дорівнює відповідно 80, 160 і 500 кВт, а свиней – 60, 120, і 400 кВт. При цьому враховано коефіцієнти поправки показників на роботу установок в літній і зимовий періоди та якості гною. Аналітичний огляд літератури свідчить, що біогаз, отриманий в процесі анаеробного зброджування органічних відходів агропромислового комплексу, які постійно поновлюються, є високоефективним альтернативним джерелом енергії. В Україні на великих свинарських та птахівницьких підприємствах щорічно утворюється більше 3 млн. т органічних відходів (за сухою речовиною), переробка яких дасть змогу отримати близько 1 млн. т умовного палива (у.п.) у вигляді біогазу, що еквівалентно приблизно 8 млрд. кВт-год. електроенергії [4]. Впровадження 2 млн. установок в Україні дасть змогу на перспективу отримати близько 2 млрд. м³ біогазу на рік, що еквівалентно 13 млрд. кВт-год. електроенергії і може забезпечити садиби у сільській місцевості 10 млн. т органічного добрива на рік. Доцільність отримання у масштабах України біогазу із органічних відходів обумовлена їх кількістю та концентрацією в окремих господарствах та загалом у регіонах. Упровадження екобіотехнологічного методу біоконверсії відходів сприяє покращенню довкілля на агропідприємствах та отриманню альтернативного джерела енергії – біогазу. Агропромисловий комплекс України, виробляючи значні обсяги органічних відходів, володіє ресурсами для виробництва біогазу, здатними замінити 1,5 млрд. м³ газу на рік. При розвитку галузі і широкому використанні рослинної сировини цей потенціал може бути доведений до 18 млрд. м³ у перерахунку на природний газ. При проведенні експериментальних досліджень встановлено, що вихід біогазу на 1 кг сухої речовини складає від 250 дм³/кг (із гною рогатої худоби) до 400 дм³/кг (із свинячого гною). Хроматографічний метод аналізу свідчить про достатньо високий вміст метану (50...75 %) в біогазі. Розвиток біогазових технологій в Україні дозволить у перспективі виробляти щорічно до 6 млрд. м³ еквіваленту природного газу, що стане значним внеском у забезпечення енергетичної незалежності держави.

Література:

1. Матвеев Ю. Б. Обзор биогазовых проектов в Украине и перспективы их развития. Биоэнергетическая ассоциация Украины: Біогаз – шанс для енергетичної незалежності України і її європейської інтеграції / Ю. Б. Матвеев – К., 2012 р. – [Електрон. ресурс] – Режим доступа: <http://uabio.org/img/files/news/pdf/matveev.pdf>
2. Сидоров Ю. І., Мельниченко О. С., Новіков В. П., Влязло Р. Й. Розрахункова модель безперервного виробництва біогазу та її економічний аналіз // Вісник НУ «Львівська політехніка». – 2004. – № 497. – С.65-70.
3. Потенциал производства биогаза в Украине [Электрон. ресурс] – Режим доступа: <http://www.biowatt.com.ua/analitika/potentsial-proizvodstva-biogaza-v-ukraine>
4. Гармаш С. Н. Анаэробная биоконверсия органических отходов в биогаз // Вопросы химии и химической технологии. – 2013. – №5. – С.35-38.

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ ЛІНІЙНИХ СУДЕН

Мошенцев Ю. Л.

кандидат технічних наук, професор кафедри двигунів внутрішнього згорання, установок та технічної експлуатації

Гогоренко О. А.

кандидат технічних наук, в.о. завідувача кафедри двигунів внутрішнього згоряння,
установок та технічної експлуатації

*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
м. Миколаїв, Україна*

Системи охолодження (СО) суден можуть бути розраховані для різних початкових умов [1, 2]. Їх можна розрахувати для так званих «полярних» умов, коли температури повітря та заборотної води знижені відповідно до умов роботи судна в холодних водах. Тоді сумарна маса серцевини теплообмінників системи, M_{Σ} , буде значно менше, ніж відповідна M_{Σ} , отримана за початкових умов розрахунку, що відповідають умовам перебування в теплих водах. Позначимо першу $M_{\Sigma п}$, а другу $M_{\Sigma е}$. Очевидно, що $M_{\Sigma п} < M_{\Sigma е}$.

Величина M_{Σ} , за інших рівних умов, може бути різною. У [3] автори показали, що схема СО може бути і повинна бути раціональною, а величина M_{Σ} може бути мінімізована за рахунок вибору параметрів теплообмінників і витрат ТВК (теплоносії внутрішнього контуру) через них. Очевидно, що із цих позицій мають бути спроектовані СО та для обох порівнюваних умов. Такі розрахунки були зроблені для типового суховантажного судна [4]. Основні параметри його енергетичної установки наведено у табл. 1, а схема системи охолодження судна показано на рис. 1.

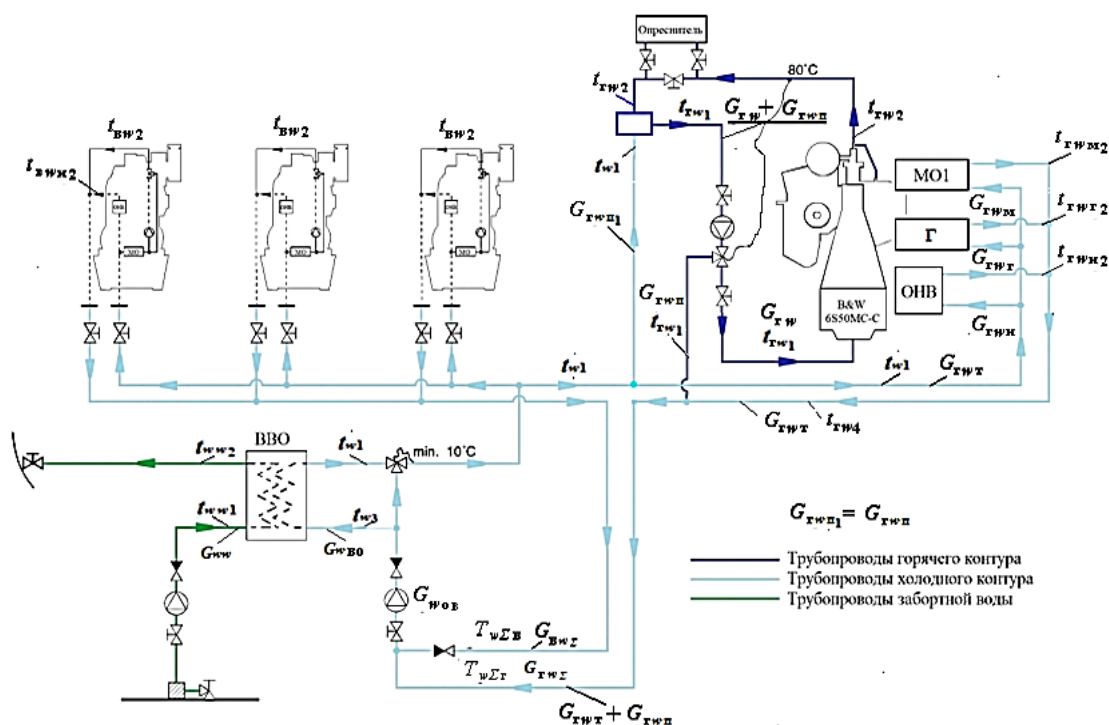


Рис. 1. Теплова схема системи охолодження судна: ГД – головний двигун; ДГ – допоміжні двигуни; ОНВ – охолоджувач наддувного повітря ГД; МО – охолоджувач масла ГД; ВВО – охолоджувач ТВК

На рис. 2 показані графіки оптимізації СО на номінальному режимі для «холодних» умов експлуатації, а на рис. 3 – графіки для умов перебування в теплих водах.

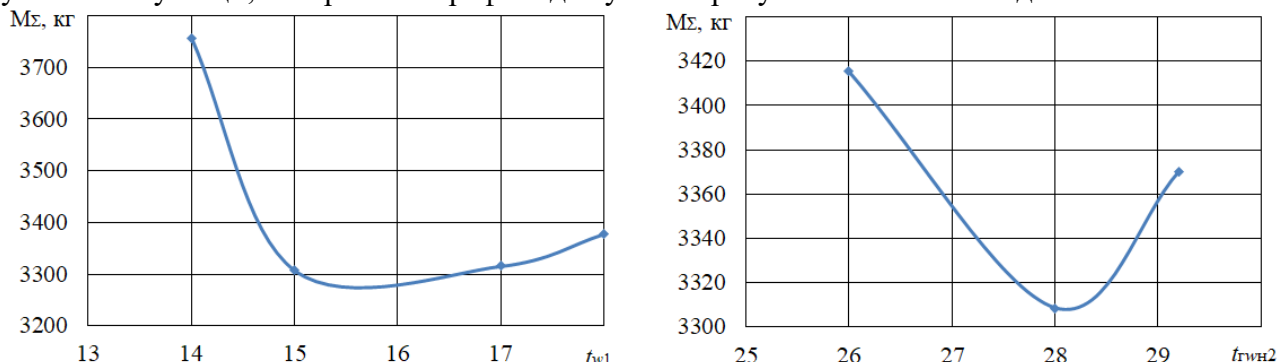


Рис. 2. Оптимізація СО для «холодних» умов перебування: $T_o = 15^\circ\text{C}$, $T_{ww1} = 5^\circ\text{C}$

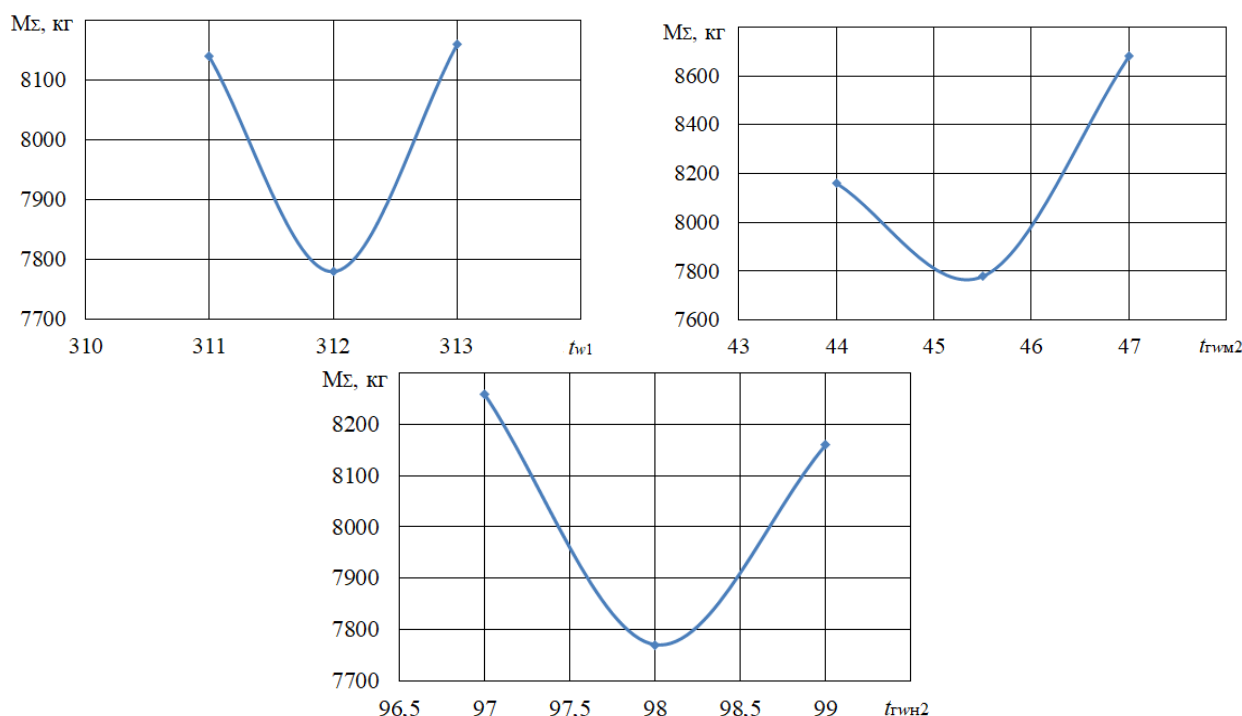


Рис. 3. Оптимізація СО для «теплых» умов перебування: $T_o = 45^\circ\text{C}$, $T_{ww1} = 35^\circ\text{C}$

Оптимізація проведена відповідно до [3]. Під рисунками вказані прийняті в обох випадках температури навколишнього повітря та заборотної води. Далі називатимемо умови для рис. 2 «холодними», а для рис. 3 – «теплыми». Як видно з рис. 2, $M_{\Sigmaп}$ дорівнює 3300 кг, а $M_{\Sigmaс}$ приблизно – 7800 кг.

Можна зазначити, що якщо судно експлуатувати лише у холодних водах, а й у нього стоїть СО з $M_{\Sigmaс}$, тобто маса серцевини системи охолодження у такого судна дорівнює 7800 кг, то приблизно 4000 кг дорогих матеріалів, в принципі, є зайвими. Очевидно, це дуже велика маса і значна вартість. Якщо ж на судні встановлена СО з $M_{\Sigmaп}$, то судно буде нормально експлуатуватися в холодних водах, але при потраплянні в теплі води тут виникнуть певні проблеми. Для нормальної роботи суднової енергетичної установки (СЕУ) у цих умовах потужність головного двигуна (ГД) доведеться знижувати.

Були виконані розрахунки параметрів СЕУ та СО для різних режимів навантаження ГД та різних умов плавання. Розрахунки виконувались у діапазонах параметрів, зазначених у табл. 1.

Таблиця 1. Вихідні параметри при прорахунках СО СЕУ

№	Найменування	Познач.	Значення	Примітки
1.	Частота обертання колінчатого валу ГД, хв^{-1}	n	117...86	Виражається поліномом в залежності від потужності ГД
2.	Потужність ГД, кВт	N_e	10680...4272	
3.	Температура повітря перед компресором, $^{\circ}\text{C}$	T_o	15...45	Для знаходження в холодних и теплих водах
4.	Температура забортної води перед ВВО, $^{\circ}\text{C}$	T_{ww1}	5...35	
5.	Тиск повітря перед компресором, кПа	P_o	100	
6.	Тиск повітря після компресора, кПа	P_1	181...400	Виражається поліномом в залежності від потужності ГД
7.	Температура повітря після компресора, $^{\circ}\text{C}$	T_k	117...226	
8.	Температура повітря за ОНП, $^{\circ}\text{C}$	T_s	20...48	
9.	Температура води за ГД, $^{\circ}\text{C}$	T_{gw2}	98	
10.	Температура води за ДГ, $^{\circ}\text{C}$	T_{bw2}	98	
11.	Температура гідравлічного масла на виході із системи, $^{\circ}\text{C}$	T_{gt1}	51	
12.	Температура масла на виході із ГД, $^{\circ}\text{C}$	T_{gm1}	51	
13.	Тепловідведення в зарубашковий простір ГД, кВт	Q_{gw}	1600...4300	Виражається поліномом в залежності від потужності ГД
14.	Тепловідведення в МО ГД, кВт	Q_{gm}	760...571	
15.	Тепловідведення від ОНВ ГД, кВт	Q_{gn}	4090...1013	
16.	Тепловідведення від ДГ, кВт	Q_b	725	
17.	Витрата води через насос ГД, кг/с	G_{tw}	23	
18.	Витрата наддувного повітря для ГД, кг/с	G_{tn}	8,8...23	Виражається поліномом в залежності від потужності ГД
19.	Витрата масла через ГД, кг/с	G_{tm}	51	
20.	Витрата гідравлічного масла, кг/с	G_{gt}	4	
21.	Витрата забортної води через ВВО, кг/с	G_{ww}	178	ВВО – охолоджувач ТВК
22.	Число ДГ, шт.	Z_b	3	

Залежності параметрів СЕУ від потужності головного двигуна і температур повітря та забортної води були встановлені моделюванням робочого циклу двигуна відповідно до розрахункового комплексу Blitz-PRO, розробленого Д. С. Мінчевим [5].

При розрахунках системи охолодження виконувалося рішення прямих і зворотних задач [6]. У прямих задачах визначалися конструктивні параметри систем охолодження. У зворотних задачах, знаходилися температури теплоносіїв, що забезпечуються системою охолодження із заданими конструктивними параметрами. Ці розрахунки виконувались на основі розрахункових комплексів, розроблених авторами дослідження.

При вирішенні зворотних задач конструктивні дані системи охолодження та витрати ТВК через охолоджувачі приймалися за прямими розрахунками СО, виконаних для різних навантажень двигуна та умов перебування у теплих водах. У розрахунках визначалися і використовувалися як параметри теплової схеми системи, так і параметри всіх її теплообмінників, кожен із яких докладно розраховувався на основі розрахункового комплексу.

Розрахунки показали, що СО з $M_{\Sigma n}$ може нормально працювати приблизно при 40 % потужності головного двигуна, якщо перебувати в теплих водах. Розрахунками також було встановлено, що система охолодження з $M_{\Sigma e}$ розрахована для цієї ж потужності (40 % від номіналу) при роботі в теплих водах, забезпечує роботу судна в холодних водах на номінальному режимі. Таким чином, система охолодження, розрахована для умов холодного перебування на номінальній потужності ГД, практично еквівалентна за своїми можливостями СО, розрахованої для умов теплового плавання при 40 % потужності ГД. Це зменшення потужності головного двигуна відповідає зниженню швидкості ходу судна з 18 до 7 вузлів.

Для $M_{\Sigma e}$, отриманої при зниженні потужності ГД до 50 %, СО забезпечить нормальну роботу СЕУ в теплих водах при зниженні швидкості ходу до 9 вузлів (відповідно до цієї потужності). При цьому гарантовано буде забезпечена нормальна робота СЕУ судна в полярних водах на номінальному режимі, якщо параметри теплообмінників при цьому знижувати, перепускаючи частину ТВК повз них. Аналогічно буде забезпечена робота СЕУ при 100 % потужності ГД для умов перебування в холодних водах, і буде забезпечено менше зниження потужності ГД, якщо перебування буде в теплих водах, за умов проектування судна для більшої частки від номінальної потужності ГД.

Таким чином, системи охолодження лінійних суден, спроектовані для умов перебування в теплих водах, явно мають надмірну суму мас серцевини теплообмінників (і надлишкові габарити) за умов перебування в холодних водах. Якщо судно перебуває весь час у холодних водах або заходить у теплі короткочасно, то проектувати систему охолодження, як це в основному прийнято зараз, на умови перебування в теплих водах, проблемно. Точні рекомендації можна отримати для конкретних суден, маючи всі дані про їхні райони плавання та параметри теплоносіїв у цих районах для всіх пор року.

Література:

1. Stanivuk T., Lalić B., Mikulić J. Ž., Šundov M. Simulation modelling of marine diesel engine cooling system. *Transactions on Maritime Science*. 2021;10(1):112–125.
2. Guojin C., Miaofen Z., Zhongmin L., Tingting L., Shaohui S., Yijiang C. Study on Air Intake and Cooling System for Marine Diesel Engine. *TELKOMNIKA Indonesian Journal of Electrical Engineering*. 2014; 12(2):998–1004.
3. Moshentsev, Y., Gogorenko, O., Dvirna, O. (2022). Possibilities for Improving the Cooling Systems of IC Engines of Marine Power Plants. *Advances in Science and Technology Research Journal*, 16(3), 183-192. doi:10.12913/22998624/149658
4. Maersk Kiera. Machinery Operating Manual. Worldwide Marine Technology Limited; 2011.
5. <http://blitzpro.zeddmalam.com/application/index/signin>
6. Мошенцев Ю. Л. Системы охлаждения и теплообменные аппараты двигателей внутреннего сгорания : Учебное пособие / Ю. Л. Мошенцев, А. А. Гогоренко, Д. С. Минчев. – Николаев: издатель Торубара В. В., 2020. – 234 с.

ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ПАЛИВ У СУДНОВИХ ДВИГУНАХ

Проскурін А. Ю.

*кандидат технічних наук, доцент кафедри Двигуни внутрішнього згоряння, установки та
технічна експлуатація*

Тимошевський Б. Г.

*доктор технічних наук, професор кафедри Двигуни внутрішнього згоряння, установки та
технічна експлуатація*

Мілінг А. С., Химорода І. І., Андрущенко А. М.

*магістранти кафедри Двигуни внутрішнього згоряння, установки та технічна експлуатація
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
м. Миколаїв, Україна*

Морська галузь, як і багато інших галузей промисловості, потребує переходу до відновлювальних джерел енергії – цього вимагає екологія планети. Тому Міжнародна морська організація (ІМО) запровадила правила, які вимагають скорочення викидів оксидів сірки та парникових газів щонайменше на 50% до 2050 року порівняно з 2008 р. При цьому, збільшення обсягів судноплавства, пов'язане зі зростання обсягів міжнародної торгівлі, приводить до відповідного зростання споживання нафтового палива. Це, в свою чергу, сприяє збільшенню викидів зазначених шкідливих речовин з випускними газами головних та допоміжних суднових двигунів. Дослідження, які виконані ІМО на основі сценаріїв розвитку галузі, дають змогу прогнозувати збільшення небезпечних викидів на 250 % до 2050 року, якщо не вжити негайних заходів щодо зміни політики використання палив. Отже, галузь міжнародних морських перевезень потребує рішення цього питання через зменшення використання палив з великим вмістом вуглецю та сірки.

На відміну від автомобільного транспорту, де електричні акумулятори знайшли широке використання, декарбонізація у судноплавстві може відбутися лише за рахунок використання альтернативних та відновлювальних палив.

Майбутнє належить кліматично нейтральним видам палива, таких як зелений водень, природний газ та синтетичних палива, вироблених за допомогою відновлюваних джерел енергії. До таких палив відносяться такі, як природний газ (метан), аміак і метанол, а також водень [1].

Природний газ – це метан (CH_4), який має природне походження та використовується в судновій енергетиці у вигляді стисненого стану (CNG) та рідкому вигляді (LNG). Останні роки отримав поширення синтетичний метан, який отримують за допомогою зеленого водню та вуглецю [2]. Хімічний склад природного та синтетичного метану робить його одним з найбільш екологічних палив за рахунок високого співвідношення водень/вуглець. Досвід вітчизняних та іноземних дослідників та спеціалістів, які використовують стиснений та рідкий метан, дають змогу стверджувати що процеси згоряння цього палива у двотактних і чотиритактних двигунах легко корегуються та адаптуються до раціональних параметрів, що забезпечує достатньо високу паливну економічність, екологічність та ресурс двигунів. Крім того, для забезпечення метаном можна ефективно використовувати існуючу інфраструктуру газопостачання для транспортування та зберігання як CNG так й LNG.

Забезпечення зберігання CNG на борту судна достатньо ефективно реалізується за допомогою вуглепластикових композитних балонів, які виробляються у промислових масштабах на тиски 25, 38, 50, 70 та 100 МПа [3]. Використання новітніх вуглепластикових матеріалів дозволяє зменшити масу таких балонів до 0,5...0,8 кг/л у залежності від гарантованого робочого тиску. Об'єм таких балонів для зберігання газів на борту транспортних засобів досягає 0,5...2,0 м³.

Проблеми зберігання LNG на судні пов'язані з низькою температурою його кипіння (111,55 K) та випаровуванням газифікованого рідкого метану. Але ці проблеми вирішуються достатньо ефективно при застосування сферичних танків (цистерн) з вакуумно-екранною ізоляцією, а надлишковий випар метану утилізується установками повторного зрідження. У вересні 2021 року судно "Elb Blue" місткістю 1036 TEU, яке було модернізовано встановленням чотиритактного двопаливного двигуна MAN 51/60, стало першим контейнеровозом у світі, який використовує кліматично нейтральний скраплений метан під час комерційних рейсів.

Аналіз публікацій вітчизняних та закордонних фахівців дає змогу визначити, що за різними оцінками використання метану дозволяє зменшити викиди оксидів вуглецю на 60...70 %.

Певну перспективу має також використання аміаку у якості палива для суднової енергетики. Основна перевага аміаку як палива полягає в тому, що його хімічний склад (NH_3) принципово не містить вуглецю, а отже, під час його спалювання не утворюється оксидів вуглецю. Ще однією перевагою є те, що аміак виробляється у промислових масштабах у значних кількостях та реалізується у великих масштабах у всьому світі, наприклад, як сировина для добрив [4].

Однак аміак є небезпечною речовиною та може викликати отруєння. Зважаючи на це, при виробництві та використанні метану необхідно використовувати відповідні технології та захисне спорядження. Зважаючи на великий обсяг виробництва аміаку в світі та досвід експлуатації обладнання, безпечно поводження з аміаком уже добре відпрацьовано. Однак виробництво аміаку ще не є досить екологічним, але з використанням зеленого водню за допомогою відновлюваних джерел енергії дозволяє суттєво зменшити шкідливі викиди у навколишнє середовище. З точки зору організації робочого процесу у ДВЗ та придатності аміаку у якості моторного палива, накопичений достатній досвід його ефективного використання. Процес згоряння у циліндрі досить повільний характер і, як наслідок, наразі підходить лише для двотактних двигунів. Оскільки аміак зовсім не містить вуглецю та сірки, відпрацьовані гази ДВЗ також не містять оксидів цих речовин, однак слід враховувати певне збільшення викидів оксидів азоту у порівнянні з використанням конвенційних нафтових палив.

На теперішній час вивчається можливість ефективного використання метанолу (CH_3OH) у якості палива суднових ДВЗ. В цьому напрямку є позитивний досвід і сьогодні він вже починає використовуватися як паливо для суднових двигунів [5]. Однак метанол все ще виробляється традиційним екологічно небезпечним способом, що не дозволяє вважати його дружнім до навколишнього середовища. Основні переваги метанолу як альтернативного палива полягають у тому, що він може зберігатися у вигляді рідини при температурі та тиску навколишнього середовища та має достатньо велику густину енергії. У якості вантажу метанол вже присутній у багатьох морських портах світу, і вже існують безпечні операції для його обробки як вантажу, так і палива. Крім того, технологія конвертації двигунів вже перевірена. Так, з 2016 року було продано до 40 двотактних двигунів ME-LGIM від корпорації MAN Energy Solutions, що успішно працюють на метанолі. Двигуни вже в експлуатації накопили понад 110 000 годин роботи лише на метанолі. Слід відзначити, що конвертація ДВЗ для використання метанолу у якості палива пов'язана зі значними конструктивними доробками, заміною матеріалів, корегуванням робочого процесу тощо. Однією з проблем при використанні метанолу у якості палива для ДВЗ є повнота його згоряння в циліндрі. Оскільки метанол є надзвичайно токсичною речовиною, навіть незначна неповнота згоряння може привести до значних його викидів в навколишнє середовище. Особливо це стосується потужних суднових ДВЗ, які відрізняються достатньо високою повнотою згоряння, але у абсолютному вимірі кількість викидів метанолу може бути значною. Таким чином можна зауважити, що використання метанолу у якості палива для

суднових ДВЗ потребує подальших досліджень щодо вдосконалення робочого процесу в напрямку підвищення економічної та екологічної ефективності.

На теперішній час все більшу увагу привертає до себе водень, який має певну перевагу над усіма іншими паливами, а саме в екологічному сенсі [6]. При спаленні водню в циліндрах ДВЗ формально утворюється лише водяна пара. Багато дослідників зосереджуються на тому, що використання водню у якості палива забезпечує нульові викиди CO₂ чи інших парникових газів. Але не слід забувати про особливості процесу згоряння водню в циліндрах ДВЗ, що пов'язане з високими швидкостями розповсюдження полум'я, вірогідністю детонаційного згоряння тощо. Крім того, слід уважно підійти до конвертування ДВЗ на водень з врахуванням водневої корозії певних матеріалів, які широко застосовуються в традиційних двигунах. Наступною проблемою, яка ускладнює його використання як паливо, є низька об'ємна густина енергії водню, а також його дуже висока вибухова та пожежна небезпека. Щільність енергії водню у 4,5 рази нижча, ніж концентрація енергії в конвенційних паливах. Зазначена проблема може бути вирішена двома шляхами: використанням для зберігання водню на борту судна у вуглепластикових композитних балонах надвисокого тиску (70...100 МПа) аналогічних до зберігання газоподібного метану та у зрідженому стані у криогенних танках при температурі 20 К. Обидва напрямки мають певні переваги та недоліки та вибір раціонального методу зберігання залежить від багатьох факторів: типу судна, його призначення, водотоннажності, типу ДВЗ тощо.

Таким чином використання водню як палива для двигунів є більш доцільним на спеціалізованих суднах, поромках та на суднах для перевезення водню.

Висновок. Використання альтернативних палив у суднових двигунах є позитивним напрямком, який дозволяє зменшити собівартість морських перевезень, а також суттєво зменшити викиди забруднюючих речовин у навколишнє середовище. Особливо це стосується оксидів сірки, вуглецю та азоту. Ця трансформація й надалі відбуватиметься протягом наступних 10...20 років шляхом постійного збільшення частки газових двигунів при створенні нових суден та шляхом модернізації вже існуючих. Але необхідний паралельний і послідовний розвиток виробничих потужностей для виробництва кліматично нейтрального альтернативного палива.

Література:

1. <https://www.man-es.com/marine/strategic-expertise/future-fuels>
2. <https://www.thyssenkrupp-industrial-solutions.com/power-to-x/en/green-sng>
3. High Pressure CNG & Hydrogen Storage Tanks. Available from: <https://www.braider.com/Case-Studies/High-Pressure-CNG--and--Hydrogen-Tanks.aspx>
4. <https://cen.acs.org/business/petrochemicals/ammonia-fuel-future/99/i8>
5. <https://www.methanol.org/marine/>
6. <https://www.dnv.com/expert-story/maritime-impact/Five-lessons-to-learn-on-hydrogen-as-ship-fuel.html>

СИСТЕМА ДВОСТУПЕНЕВОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ МАШИННОГО ВІДДІЛЕННЯ АВТОНОМНОЇ ТЕПЛОЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ НА БАЗІ ГАЗОВИХ ДВИГУНІВ

Грич А. В., Остапенко О. В.

*к.т.н., доценти кафедри кондиціювання та рефрижерації
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
м. Миколаїв, Україна*

Машинні відділення (МВ) автономних теплоелектростанцій на базі газових двигунів (ГД) відрізняються інтенсивними тепловиділеннями – від електрогенераторів, встановлених на ГД теплообмінників відведення теплоти на нагрів води, від корпусу самого двигуна, щитів управління і т.д., а також теплоприпливи в МВ ззовні, що призводить до підвищення температури повітря в МВ, звідки він надходить на вхід турбокомпресорів (ТК) наддуву ГД, і, як наслідок, до зниження паливної ефективності ГД. Тому припливне повітря МВ необхідно охолоджувати. У стандартних системах кондиціювання МВ установок автономного енергопостачання тригенераційного типу передбачено охолодження всього припливного повітря в центральних кондиціонерах (ЦК) з холодопостачанням від абсорбційних холодильних машин, утилізують скидну теплоту ГД. Однак при підвищених температурах зовнішнього повітря стандартні системи охолодження в ЦК не в змозі забезпечити необхідну температуру повітря на вході ГД через значні теплопритоки і великих обсягів приточного повітря. Крім того, глибина охолодження припливного повітря обмежена температурою холодоносія (холодної води від АБХМ) 7 °С.

Для більш глибокого охолодження припливного повітря розроблена двоступенева система охолодження припливного повітря з парокомпресорною холодильною машиною (ПКХМ), що служить для холодопостачання технологічних виробництв. Використання ПКХМ для кондиціювання МО вельми обмежена, особливо при дефіциті холоду на технологічні потреби.

З метою зведення до мінімуму споживання дефіцитного холоду від ПКХМ розроблена система двоступеневого охолодження повітря в повітроохолоджувачі (ПО) на вході ГД з холодопостачання другого ступеня ПО₂ від каскадної абсорбційно-парокомпресорної холодильної машини (КАПКХМ) [1, 2]. При цьому конденсатор ПКХМ охолоджується холодоносієм від АБХМ. Система дозволяє підвищити холодопродуктивність компресора і холодильний коефіцієнт ПКХМ (від $\varepsilon_k = 3,1$ до $\varepsilon_k = 7$ згідно характеристик компресора BITZER 4NES-12Y-40P на рис. 1) за рахунок зниження температури конденсації t_k від 45 °С до 20 °С.

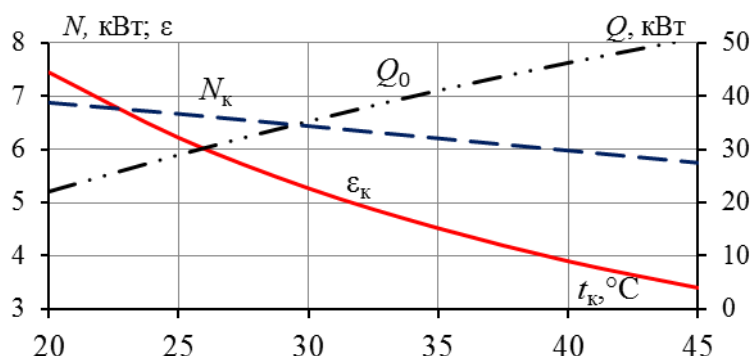


Рис. 1. Залежність холодового коефіцієнта ε_k , споживаної електричної потужності N_k компресора BITZER 4NES-12Y-40P, холодопродуктивності ПКХМ Q_0 від температури конденсації t_k .

Таким чином можна скоротити витрати електроенергії на привід компресора ПКХМ на 40...50 %.

На рис. 2 представлені результати розрахунку характеристик системи двоступеневого охолодження припливного повітря на вході ГД в КАПКХМ. Як видно з графіків, зниження температури повітря становить $\Delta t_{\text{ПО}} = t_{\text{зп}} - t_{\text{в.А}} = 14...26\text{ }^{\circ}\text{C}$, що значно більше, ніж в базовому варіанті $\Delta t_{\text{ПО(60)}} = t_{\text{зп}} - t_{\text{ПО.2}} = 5...13\text{ }^{\circ}\text{C}$. Звідси можна зробити висновок, що застосування зональної системи кондиціонування з двоступеневим охолодженням повітря на вході ГД дозволяє збільшити глибину охолодження $\Delta t_{\text{ПО}}$ в півтора рази в порівнянні з базовим варіантом системи кондиціонування.

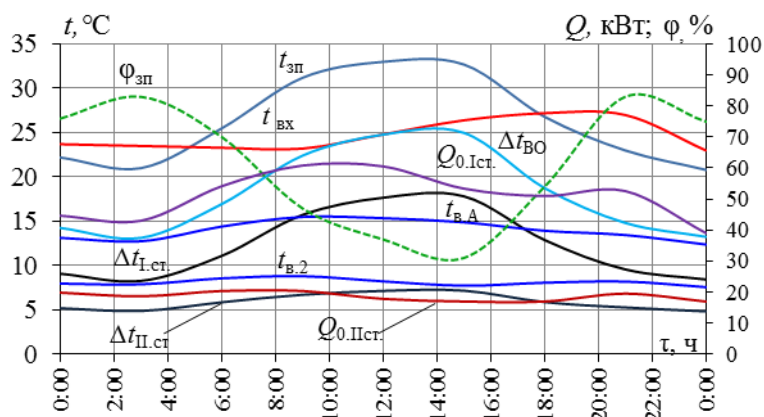


Рис. 2. Температури зовнішнього повітря $t_{\text{зп}}$, на вході ТК ГД $t_{\text{вх}}$ при заборі повітря із МВ, на виході з першого ступеня ПО₁ $t_{\text{в.А}}$, зниження температури повітря в ПО₁ $\Delta t_{\text{І.ст}} = t_{\text{зп}} - t_{\text{в.А}}$, на виході з другого ступеня ПО₂ $t_{\text{в.2}}$, зниження температури повітря в ступені ПО₂ $\Delta t_{\text{ІІ.ст}} = t_{\text{в.А}} - t_{\text{в.2}}$, повна глибина охолодження припливного повітря в двоступеневому ПО $\Delta t_{\text{ПО}} = t_{\text{зп}} - t_{\text{в.вх.ПО.2}}$ протягом доби при витраті повітря 35000 м³/год, холодопродуктивності першого ступеня ПО₁ $Q_{0.І.ст}$ і другого ступеня ПО₂ $Q_{0.ІІ.ст}$.

На рис. 3 представлені поточні значення холодопродуктивності (теплого навантаження на ПО) і скорочення питомої витрати палива протягом доби.

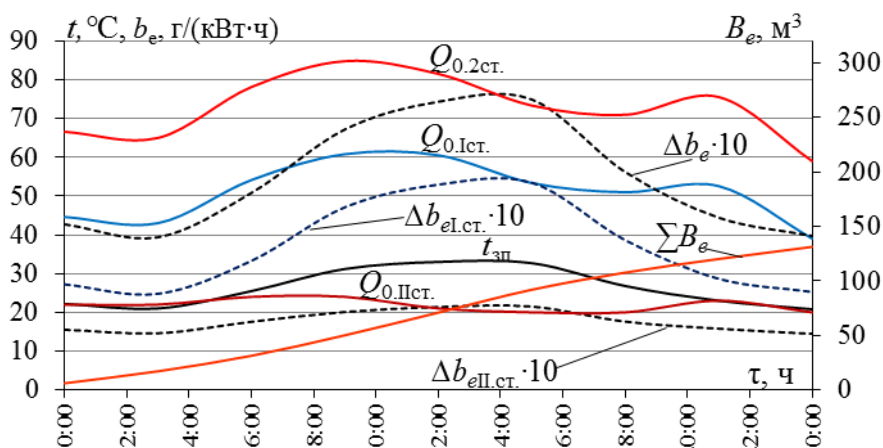


Рис. 3. Зміна холодопродуктивності першого ступеня ПО₁ $Q_{0.І.ст}$, другого ступеня ПО₂ $Q_{0.ІІ.ст}$, сумарною холодопродуктивності ПО $Q_{0.по}$, повного теплового навантаження ПО $Q_{0.2ст}$, Δb_e – скорочення питомої витрати палива, г / (кВт · год), $\Sigma \Delta B_e$ – добова економія природного газу, м³

Як видно, максимальне теплове навантаження складає близько 112 кВт, що на 68 % менше, ніж в базовому варіанті ($Q_{0(60)} \approx 350\text{ кВт}$), а навантаження на ПО зменшилася на 76 %, що має велике значення в умовах дефіциту холоду на технологічні потреби.

Висновки. Розроблено спосіб двоступеневого охолодження припливного повітря МВ ГД трансформацією скидний теплоти ГД в каскадній абсорбційно-парокомпресорній холодильній машині з холодопостачанням високотемпературного ступеня ПОвт від АБХМ і низькотемпературного ступеня ПОнт від КАПКХМ, який забезпечує скорочення витрат палива на 10...15 % за рахунок глибокого (до 7...10 °С) охолодження повітря на вході ГД в порівнянні з його охолодженням в АБХМ до 15 °С.

Література:

1. Радченко А. М., Грич А. В. Охолодження приточного повітря машинного відділення газових двигунів тригенераційної установки [Текст] / А. М. Радченко, А. В. Грич // Холодильна техніка та технологія, 2014. – № 6. – С.20-25.
2. Радченко А. М., Грич А. В., Портной Б. С. Ступенчатое охлаждение приточного воздуха машинного отделения автономной электростанции [Текст] / А. М. Радченко, А. В. Грич, Б. С. Портной // Холодильна техніка та технологія, 2016. – Т. 51, Вип. 1. – С.71-7.
3. Радченко Р. Н., Грич А. В. Двухступенчатое охлаждение приточного воздуха газовых двигателей тригенерационной установки [Текст] / Р. Н. Радченко, А. В. Грич // Авиационно-космическая техника и технология, 2014. – № 6. – С. 103-107.
4. Радченко Н. И. Ступенчатое кондиционирование воздуха на входе рекуперативных ГТД утилизацией теплоты выпускных газов [Текст] / Н. И. Радченко С. А. Кантор, Рамзи Сл Герби // Авиационно-космическая техника и технология, 2014. – № 3 (110). – С.86-90.
5. Ткаченко С. Й. Показники ефективності роботи енергетичних установок для сумісного виробництва теплової та електричної енергії / С. Й. Ткаченко, М. М. Чепурний, Н. В. Пішеніна. – Вінниця: Наукові праці ВНТУ, 2010. – № 1. Режим доступу: <http://www.nbu.gov.ua/ejournals/NTTU/2010-1files/uk/.htm>. – С.54-57
6. Морозюк Л. И. Термодинамический анализ каскадных холодильных машин с R744в верхнем каскаде / Л. И. Морозюк // Холодильна техніка та технологія, 2016. – Т. 52, Вип. 1. – С. 12-17.

АНАЛІЗ СПОСОБІВ ПОДАЧІ ВОДИ У ЦИЛІНДРИ СУЧАСНИХ ДВЗ

Проскурін А. Ю.

кандидат технічних наук, доцент кафедри Двигуни внутрішнього згоряння, установки та технічна експлуатація

Ковальов В. А.

*магістранти кафедри Двигуни внутрішнього згоряння, установки та технічна експлуатація
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
м. Миколаїв, Україна*

Подача води в циліндри є ефективним способом покращення показників роботи як бензинових, так і дизельних двигунів [1]. В обох випадках на більшості експлуатаційних режимів покращуються процеси сумішоутворення та згоряння, зменшується емісія оксидів азоту, значно знижується теплонапруженість деталей двигуна. Разом з тим при подачі води в циліндри бензинового двигуна в ряді випадків відзначається погіршення деяких його показників. Зокрема, на режимах з частковим навантаженням надмірне охолодження робочої суміші за рахунок випаровування води призводить до недостатньої гомогенізації суміші, погіршення якості робочого процесу, збільшення тривалості розгону автомобіля. Найкращі результати дає подача води в циліндри дизельних двигунів, у яких при цьому забезпечується якісне сумішоутворення та помітно знижується димність відпрацьованих газів (ВГ).

Подача води в циліндри двигуна можлива у рідкій фазі або у вигляді пари. Подача водяної пари в циліндри дизеля може бути реалізована в силових установках, що мають контур утилізації теплоти (теплоти ВГ, охолоджувальної води, масла, що змащує), що відводиться від двигуна і використовується для підігріву води та її випаровування. Для швидкохідних дизельних двигунів, що встановлюються на транспортні засоби, кращим є подача води в циліндри двигуна в рідкій фазі. Найбільше практичне застосування знайшли такі способи: впорскування води безпосередньо в циліндри двигуна, застосування в якості палива водопаливної емульсії (ВПЕ), подача води на всмоктування (в впускний трубопровід).

Впорскування води у циліндри двигуна. Безпосереднє впорскування води в циліндри двигуна може бути здійснено з використанням подвійної системи паливоподачі, в якій паливо і вода впорскуються в камеру згоряння двома окремими форсунками [2]. На нагрівання впорскованої води, її випаровування і перегрів пари, що утворилася, витрачається частина теплоти робочої суміші, в результаті чого знижується їх температура, уповільнюється утворення оксидів азоту NO_x і зменшується їх вміст в ВГ. Крім того, вода розбавляє горючу суміш, зменшуючи цим відносну концентрацію кисню, що також призводить до зниження вмісту NO_x в ВГ. Чим більша кількість води, що подається і чим раніше вона подається в камеру згоряння, тим значніше знижується температура в порівнянні зі звичайним дизельним циклом.

Робота двигунів на водопаливних емульсіях. Застосування ВПЕ для живлення дизельних двигунів може здійснюватися двома шляхами: або шляхом використання заздалегідь приготовленої емульсії, або емульгування безпосередньо перед подачею в двигун. Кожен із варіантів має свої переваги та недоліки [3]. Так, у першому випадку необхідність модифікації системи живлення зводиться до мінімуму, у той час як організація емульгування палива на борту вимагає досить суттєвого ускладнення апаратури. Однак використання заздалегідь приготовленої емульсії проблематично через її недостатню стабільність, високі температури застигання, ряд інших факторів. Тому остаточний вибір схеми застосування емульсії визначається співвідношенням між техніко-економічними показниками процесу емульгування та експлуатаційними якостями емульсії.

Поліпшення показників двигуна, що працює на ВПЕ, пояснюється такими обставинами. Краплі емульгованого палива, що утворилися після впорскування ВПЕ в камеру згоряння, складаються з частинок палива, всередині яких розташовані частинки води. Розміри цих часток зазвичай коливаються від 1 до 3 мкм і практично не залежить від умов розпилювання ВПЕ. Через нижчу температуру кипіння і пароутворення води при нагріванні частинок води, що містяться у ВПЕ, в камері згоряння вони вибухоподібно перетворюються на пару, піддаючи частинки палива, що їх оточують, додатковому дробленню і турбулентному перемішуванню за рахунок викидів парів води з крапель палива. Тому час існування крапель ВПЕ скорочується порівняно з існуванням крапель чистого дизельного палива, що зменшує тривалість процесу сумішоутворення та покращує його якість. Крім того, впорскування в камеру згоряння двигуна водопаливних емульсій дозволяє знизити температуру кінця стиснення, середню та максимальну температури циклу, що сприятливо позначається на процесі згоряння. Застосування водопаливних емульсій у дизельних двигунах дозволяє знизити димність ВГ та емісію CO у 2 рази, викиди NO_x – у 1,5 рази, витрата палива – на 8...10 г/(кВт год).

Подача води у впускний трубопровід двигуна. Поліпшення ряду показників дизельних двигунів може бути досягнуто і при подачі деякої кількості води у впускний трубопровід [4]. При введенні у впускний колектор води або водяної пари вони відіграють роль не тільки інертного розріджувача робочої суміші, але й беруть участь у реакції горіння, приводячи до підвищення кількості теплоти, що виділилася, і зниження емісії токсичних компонентів ВГ.

Можлива подача води до впускної системи, як у паровій фазі, так і в рідкій фазі. У першому випадку водяна пара може бути попередньо отримана в спеціальних теплообмінних пристроях з використанням теплоти, що відводиться від двигуна – теплоти ВГ, охолоджуючої рідини, моторного масла. У другому випадку вода подається через спеціальний карбюратор, встановлений у впускній системі, або впорскується спеціальною форсункою у впускний трубопровід. Останній захід найбільш доцільно в дизелях з високим наддувом, в яких вода, що випаровується у впускній системі, охолоджує наддувне повітря. У ряді випадків це дозволяє уникнути організації проміжного охолодження наддувного повітря при використанні двухступінчастого наддуву.

Література:

1. Белоусов Е. В. Топливные системы современных судовых дизелей : учебное пособие / Е. В. Белоусов. – Херсон : ХГМА, 2014. – 268 с.
2. Wartsila 46. Technology review. Wartsila Corporation, 2008. – 20 p.
3. Розен В. П. Методи та установки для підготовки водопаливних емульсій як альтернатива традиційним паливам / В. П. Розен, С. В. Дяченко // Енергетика: економіка, технології, екологія : науковий журнал. – 2018. – № 1 (51). – С. 138–145.
4. Наливайко В. С. Суднові двигуни внутрішнього згорання : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.

АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НАНОЧАСТИНОК В НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНИХ АКУМУЛЯТОРАХ ТЕПЛОТИ

Бельдіян Д. І.

студент напряму підготовки «Теплоенергетика»

Шаповалов Ю. О.

кандидат технічних наук, доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики

Семенов М. М.

*доцент НУК кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
м. Миколаїв, Україна*

Глобальне потепління є актуальною проблемою у всьому світі. Застосування акумуляторів тепла відіграє важливу роль у підвищенні енергоефективності та може знижувати екологічне навантаження. Як відомо, одним з методів акумуляції тепла є зберігання тепла в матеріалах з фазовим переходом (МФП). Ці матеріали можуть бути використані для акумулювання теплової енергії, щоб накопичувати тепло і потім вивільняти його при фазових переходах від твердого тіла до рідини та від рідини до твердого. Коли матеріал плавиться з твердого стану в рідке, він поглинає тепло; коли він знову перетворюється на тверде тіло, він виділяє тепло [1].

Рис. 1 пояснює роботу матеріалів з фазовим переходом. Вони поглинають або виділяють тепло при переході з твердого стану в рідке або рідкого в тверде. Як тип накопичувача прихованої теплоти використовується тільки твердо-рідка фаза. Фаза перетворення рідини в газ неефективна через високі тиски, необхідні зміни фази, і великого обсягу, необхідного для газової фази [2].

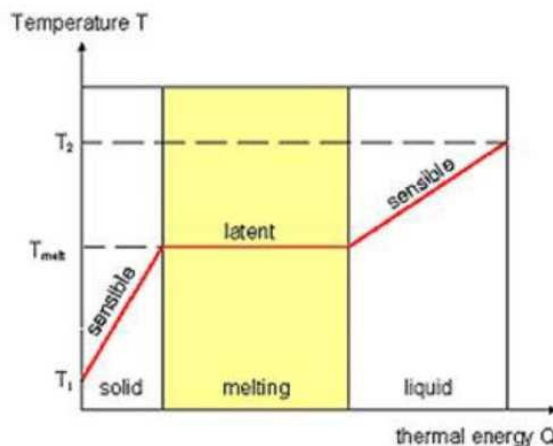


Рис. 1. Матеріали фазового переходу (www.phasechangematerial.com)

Матеріали з фазовим переходом здатні накопичувати в 7...15 разів більше тепла на одиницю об'єму, ніж звичайні матеріали, що акумулюють теплоту. Ці матеріали вважаються дуже ефективним засобом акумулювання тепла завдяки широкому діапазону температур [2]. Одним із способів зміни теплофізичних властивостей МФП є додавання наночастинок певного матеріалу; Найбільш важливим із властивостей матеріалу є теплоємність. Додавання наночастинок у віск змінює його теплофізичні властивості. До таких властивостей відносяться щільність, питома теплоємність та прихована теплота плавлення наночастинок МФП [3].

Проаналізуємо роботу [4]. Для вивчення зміни теплоємності було підготовлено три різні моделі: а) об'єкт, заповнений чистим соєвим воском; б) заповнений соєвим воском з додаванням наночастинок оксиду алюмінію в різній пропорції; і в) наповнений соєвим воском плюс наночастинок міді у різній пропорції. Матеріал зі зміною фази розплавляли для заповнення скляної коробки, показаної на рис. 2, яка імітувала нагрівання відхідними газами двигуна. У цьому випадку до однієї зі сторін було встановлено нагрівач, який нагрівав скляну коробку та її вміст. Температури вимірювалися датчиками з термопарами та виходом зчитувача. Дроти розподілялися відповідно як температура нагрівача (T_1), температура всередині внутрішньої стінки (T_2), температура у середині у воску (T_3), а також на внутрішній (T_4) і зовнішній (T_5) стінках. Також була зареєстрована температура навколишнього середовища (T_6). Тепловий потік через матеріал залежить від градієнта температури. Наприклад, різниця температур між нагрівачем та навколишнім повітрям вимагала документування температури навколишнього середовища. Для подальшого процесу розрахунку вміст контейнера зважували або визначали об'єм.

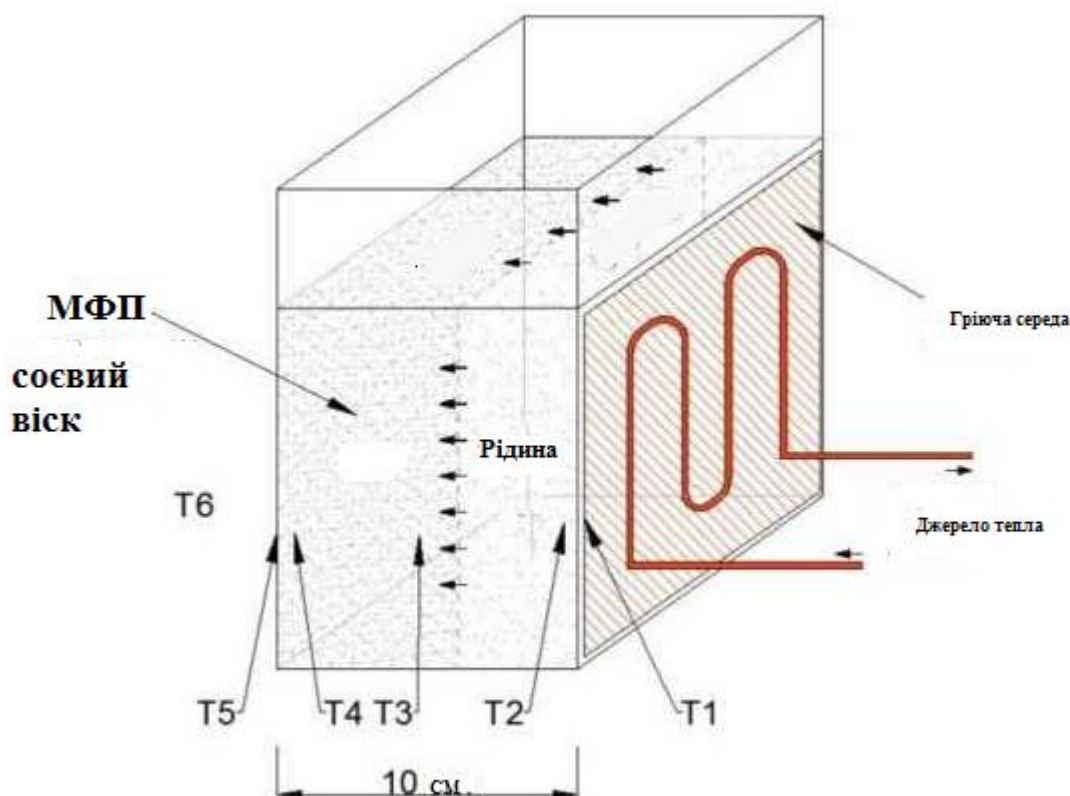


Рис. 2. Експериментальний стенд

Рівняння використовується для розрахунку втрат q від рідин. У першому експерименті ящик заповнювали водою та нагрівали термопарами. Взявши таку саму різницю температур для суміші (соевий віск), потім використав q втрат для води для розрахунку питомої теплоємності суміші (соевий віск).

$Q = m \times C_p \times \Delta T + q$, де, Q – електрична енергія (Вт); m – маса речовини (кг); C_p – питома теплоємність (кДж/кг); ΔT – різниця температур між нагрівачем та навколишнім середовищем (°C, K).

Було досліджено дев'ять моделей. Перша модель була без наночасток. Наступні чотири моделі поступово додавали 2,5 г наночастинок CuO в суміш, поки суміш не склала 10 грамів. Для останніх чотирьох моделей Al₂O₃ поступово додавали в кількості 2,5 г наночастинок Al₂O₃ до тих пір, поки загальна кількість суміші не склала 10 грамів.

При використанні наночастинок оксиду міді на рис. 3 показано, що зі збільшенням кількості наночастинок CuO МФП температура плавлення знижувалася.

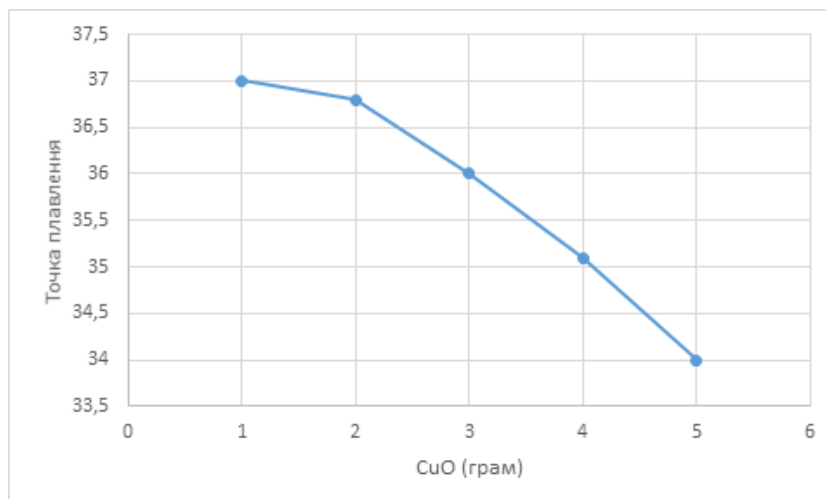


Рис. 3. Зміна температури плавлення залежно кількості наночастинок CuO

На рис. 4 можна чітко побачити, що коли кількість наночастинок Al_2O_3 у ПКМ збільшується, температура плавлення знижується.

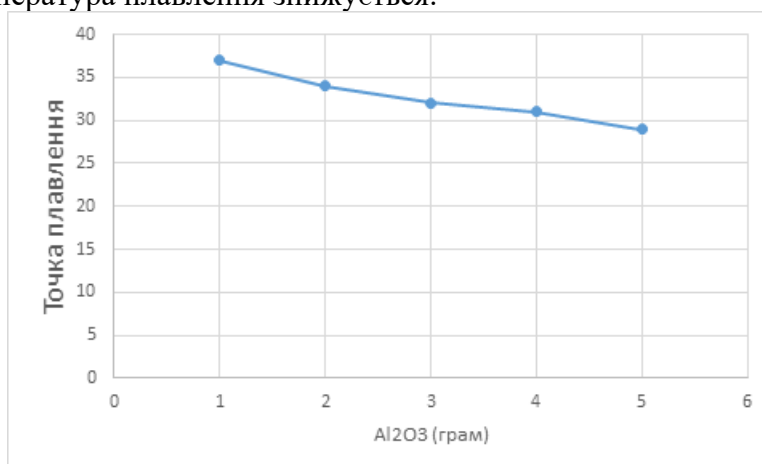


Рис. 4. Зміна температури плавлення в залежності від кількості наночастинок Al_2O_3

Висновок. У експериментальній роботі [4] досліджувалась ефективність використання наночастинок у матеріалах з фазовим переходом у корпусі зі скла для вивчення питомої теплоємності. Результати показують, що додавання частинок алюмінію або міді в соєвий віск знижує питому теплоємність. Отримані дані підтверджують можливість використання МФП для накопичення прихованої теплоти. У теплових акумуляторах можна використовувати відносно прості та недорогі матеріали.

Література:

1. Muruganantham, K. (2010). Application of phase change material in buildings: field data vs. EnergyPlus simulation, Arizona State University.
2. Sharma, A., Tyagi, V., Chen, C. and Buddhi, D. (2009). Review on thermal energy storage with phase change materials and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13, pages 318-345.
3. Valan, A., Sasmito, A. and Mujumdar, A. (2012). Numerical performance study of paraffin wax dispensed with alumina in a concentric pipe latent heat storage system.
4. Faten Fawwaz Alsarayrah The Effect of Nanoparticles on Phase Change Material.

ВИКОРИСТАННЯ СТЕНДОВОЇ УСТАНОВКИ З ДИЗЕЛЕМ 1Ч 7,8/6,2 (КЕНТАВР-300) ДЛЯ ПРОВЕДЕННЯ ЛАБОРАТОРНИХ ТА НАУКОВО-ДОСЛІДНИХ РОБІТ

Харевський В. В.

магістрант освітньої програми «Технології енергетичного машинобудування»

Ремінний А. О.

магістрант освітньої програми «Технології енергетичного машинобудування»

Грабовенко О. І.

ст. викладач кафедри енергетичного машинобудування

Урсуленко І. О.

викладач кафедри енергетичного машинобудування

*Первомайського навчально-наукового інституту НУК імені адмірала Макарова
м. Первомайськ, Україна*

Згідно розробленої концепції науково-технічної діяльності роботи кафедри «Енергетичного машинобудування» на 2020-2025 роки було прийнято рішення про створення стендової установки для проведення дослідницьких робіт щодо застосування альтернативних видів палива в ДВЗ. Значний об'єм робіт по стендовій установці був виконаний в тому ж 2020 році за участі провідних викладачів та студентів кафедри.

Напрямок роботи по створенню діючої установки та проведенню досліджень був погоджений з виконанням бакалаврських робіт з реальною частиною. Залучені для цього студенти групи 44-ЕМ-19 в 2021 році виконали завершальні роботи по облаштуванню стендової установки, яка включає в собі дизель 1Ч 7,8/6,2 та гідравлічне гальмо, впускний та випускний трубопроводи, систему охолодження робочої рідини гідравлічного гальма з циркуляційним водяним насосом, теплообмінником та баком води.

Для заміру параметрів дизеля та системи охолодження приварені штуцера у відповідних місцях трубопроводів впуску, випуску, системи охолодження та корпусу теплообмінника, в яких установлені термометри для заміру температур.

Дизель 1Ч 7,8/6,2 та гідравлічне гальмо встановлюється на спільній рамі та з'єднуються за допомогою податливої з'єднувальної муфти. Для охолодження робочої рідини гальма передбачається застосування теплообмінника, в якому тепло, що утворюється в гальмі буде передаватися охолоджуючій воді. Особливістю запропонованої конструкції гальма є те, що він не потребує насоса для забезпечення циркуляції робочої рідини. Робоча рідина подається із гідравлічного гальма в теплообмінник за рахунок різниці в тисках робочої рідини на вході та на виході із корпусу гальма.

Дизельний двигун внутрішнього згоряння ДВУ-300Д (1Ч 7,8/6,2) є модульним універсальним дизельним одноциліндровим чотиритактним повітряного охолодження двигуном загального призначення. Він призначений для використання в якості автономного силового агрегату для широкого спектра техніки, обладнання, верстатів і транспортних механізмів.

Найбільш часто даний двигун знаходить застосування там, де необхідна висока потужність, надійність, невибагливість в експлуатації: у складі міні-електростанцій, у сільськогосподарській техніці – моноблоках, мотокультиваторах, косарках, самохідних шасі, іригаційних і зрошувальних системах тощо. Легка вага двигуна дозволяє використовувати його для транспортних засобів, у тому числі для водного транспорту – човнів, катерів і невеликих яхт.

Технічні дані двигуна ДВУ-300Д (1Ч 7,8/6,2)

- | | |
|--|----------|
| 1. Тип двигуна – 4-х тактний одноциліндровий з прямим вприскуванням палива | |
| 2. Тип палива | дизельне |
| 3. Потужність двигуна, кВт (к.с.) | 4,5 (6) |

4. Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	3000
5. Робочий об'єм двигуна, см^3	296
6. Діаметр циліндра/хід поршня, см	7,8/6,2
7. Система охолодження	повітряна примусова
8. Система запуску	ручний стартер
9. Витрата палива, $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	0,276
10. Об'єм паливного бака, л	3,5
11. Об'єм мастила в картері, л	1,1
12. Маса двигуна, кг	32



Рис. 1. Стендова установка

Після проведення пусканалагоджувальних робіт стендової установки були проведенні випробування дизеля зі зняттям його швидкісної та навантажувальної характеристики. В першу чергу були заміряні потужність двигуна та витрата палива при різній частоті обертання колінчастого валу. При цьому витрата палива замірювалася ваговим способом за допомогою електронних вагів з точністю заміру ± 1 г, а частота обертання колінчастого валу двигуна електронним тахометром з точністю ± 1 %. Також вимірювалися за допомогою восьми каналного вимірювача температур типу REGMIK: температура масла в картері, температури робочої рідини та води на вході і виході із теплообмінника, температура випускних газів на виході із циліндру двигуна, температура повітря на вході в циліндр двигуна. Витрату повітря, що споживається двигуном, вимірювали за допомогою мірної діафрагми, встановленої на впускному трубопроводі. Результати заміру параметрів двигуна та систем оформлялися в табличній формі (табл. 1) та у вигляді графіків.

Таблиця 1. Параметри дизеля 1Ч7,8/6,2, заміряні при його випробуванні

Найменування параметра	Число обертів колінчастого валу, n , хв^{-1}		
	2000	2510	3025
1. Тиск робочої рідини в гідротормозі, p , бар	0,29	0,6	0,45
2. Показання динамометра, F , кг	0,6	1,5	1,6
3. Потужність двигуна $P=0,0004 \cdot F \cdot n$, кВт	0,49	1,54	1,94
2. Температура повітря на вході в циліндр, t_1 , $^{\circ}\text{C}$	14,5	18,7	18,4
3. Температура масла в картері, t_2 , $^{\circ}\text{C}$	57,4	-	63,6
4. Температура робочої рідини на вході в ТО, t_3 , $^{\circ}\text{C}$	51,5	53,5	79
5. Температура робочої рідини на виході із ТО, t_4 , $^{\circ}\text{C}$	49,6	38,7	-
6. Температура охолоджуючої води на вході в ТО, t_5 , $^{\circ}\text{C}$	14,3	13,4	14,3
7. Температура охолоджуючої води на виході із ТО, t_6 , $^{\circ}\text{C}$	15,8	16,4	16,3
8. Температура випуск. газів на виході із глушника, t_8 , $^{\circ}\text{C}$	124 124,3	213	279,4
9. Маса паливного бака з підставкою на початку заміру витрати палива, m_1 , Г	3875	3415	3393
10. Маса паливного бака з підставкою в кінці заміру витрати палива, m_2 , Г	3847	3349	3324
11. Тривалість заміру витрати палива, τ , хв.	5	5	4
12. Масова витрата палива за час заміру, $\Delta m = m_1 - m_2$, Г	28	66	69
13. Витрата палива за годину роботи двигуна $m_f = \Delta m \cdot 60 / \tau$, Г	336	792	1035
14. Питома витрата палива $g_e = m_f / P$, Г/кВт·год	686	528	521,7
15. Масова витрата повітря, m_p , кг/год	19,06	21,29	23,05
16. Коеф. надлишку повітря $\alpha = 1000 m_p / m_f \cdot L_0$	3,65	1,85	1,54

Висновки

1. Попередньо проведені випробування дизеля 1Ч 7,8/6,2 не підтвердили його головні параметри – потужність та питому витрату палива і тому потрібні додаткові випробування по їх уточненню.
2. Наявність стендової установки з дизельним двигуном 1Ч 7,8/6,2 лабораторії кафедри «Енергетичне машинобудування» ПНІ НУК дає можливість виконувати лабораторні та практичні роботи по дисципліні «Діагностика та випробування ДВЗ», а також проводити дослідження по використанню альтернативних рідких палив в малогабаритній техніці з дизельними двигунами. Для цього потрібно за допомогою додаткових приладів та обладнання встановити технічні параметри паливного насоса високого тиску та форсунки – тиск впорскування, кут випередження подачі палива та таке інше.

Література:

1. Дизельні двигуни внутрішнього згорання KENTAVR. Керівництво з технічної експлуатації. Моделі ДВУ-300Д, ДВУ-300ДЕ, ДВУ-300ДШЛ, ДВУ-300ДШЛЕ. ДВУ-420Д, ДВУ-420ДЕ, ДВУ-300ДШЛЕ.
2. Райков И. Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания / И. Я. Райков. – М.: Высшая школа, 1975.

АНАЛІЗ ПОКАЗНИКІВ ЕФЕКТИВНОСТІ ВСТАНОВЛЕННЯ ДВЗ ДЛЯ НАФТОВИДОБУВНОГО ПІДПРИЄМСТВА

Васюков Е. П.

студент напряму підготовки «Теплоенергетика»

Семенов М. М.

доцент НУК кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики

Шаповалов Ю. О.

кандидат технічних наук, доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

м. Миколаїв, Україна

Відповідно до міжнародного стандарту ISO 50001:2018 «Система управління енергоспоживанням», організації, які прагнуть покращити свою енергетичну ефективність, повинні вимірювати та відстежувати свою енергетичну ефективність з використанням кількісних показників або індикаторів, відомих як показники енергетичної ефективності (EnPI) [1]. У спорідненому стандарті ISO 50006:2014 «Вимірювання енергоефективності з використанням базових рівнів енергоспоживання та показників енергоефективності» наводяться детальні відомості про те, як ми можемо розробляти та відстежувати EnPI [2].

Незважаючи на зростаючий інтерес до стандартів управління енергоспоживанням, існує розрив між літературою з управління енергоспоживанням та поточною практикою.

Як правило, на підприємстві енергоефективність означає використання меншої кількості енергії (вхід) для надання тієї ж енергетичної послуги (вихід). Споживання енергії вимірюється періодично (зазвичай щомісяця) від основного лічильника, встановленого у точці загального з'єднання між споживачем і постачальником електроенергії. Енергоспоживання слід вимірювати більш детально (за допомогою сублічильників) та в режимі реального часу, щоб мати уявлення про моделі енергоспоживання у кожній частині підприємства [3].

Простий показник EnPI. Простим показником EnPI може бути споживання енергії або економія енергії (кВт·г). Енергозбереження, наприклад, є різницею між енергією, спожитою протягом звітного (базового) періоду (зазвичай 1 рік), і енергією, спожитою протягом відповідного звітного періоду. Цей показник дає відповідні значення економії енергії та викидів CO₂. Однак цей показник вводить в оману, якщо зниження споживання пов'язане з періодами простою (а не реальним поліпшенням енергоефективності). Більш того, цей показник може збільшитися, якщо споживання збільшилося за рахунок збільшення виробництва або додавання нових блоків, навіть якщо було досягнуто певної економії енергії за рахунок проектів з підвищення енергоефективності.

Питомий показник енергоефективності. EnPI, заснований на співвідношенні питомого споживання енергії на тону, він пов'язує споживану енергію (кВт·г) з одиницями або тонами продукції. Цей показник виражатиметься в кВт·г/тону або кВт·г/одиницю продукції. Він дає корисну інформацію про те, скільки кВт·г потрібно для 1 одиниці 1 тони продукції. Щоб покращити енергоефективність, ми маємо прагнути до зменшення цього показника. Іншим варіантом заснованого на коефіцієнті показника EnPI є індекс енергоємності, який можна використовувати для порівняння енергоспоживання компанії з енергоспоживанням інших компаній з тим самим основним видом діяльності та в тих же обставинах, що відомо як бенчмаркінг. Іноді компанія порівнює своє енергоспоживання протягом певного року із показниками енергоспоживання за останній рік, щоб побачити, чи є покращення [4, 5]. Цей показник не працюватиме, якщо виробництво істотно зменшилося або досягло нуля, а енергія, що споживається, все ще є. Ця енергія, що споживається при нульовому виробництві

(називається базовим навантаженням), може зіткнутися з енергією, яку споживають в адміністративних будівлях, вуличному освітленні та інших навантаженнях, не пов'язаних з виробництвом.

Показник енергоефективності на основі математичної моделі. EnPI, заснований на математичній моделі, будує зв'язок між спожитою енергією як залежною змінною (y) та одним або декількома драйверами цього споживання як незалежною змінною (змінними) (x). Незалежними змінними можуть бути продуктивність, температура, в'язкість, наявність вологи або домішок у сировині тощо.

Розглянемо приклад, викладений Ph. D. Tarek El-Shennawy. Математичне рівняння описує кореляцію між y та x за допомогою коефіцієнта детермінації (R^2). R^2 варіюється від нуля до одиниці. Нуль означає відсутність відносин, а одиниця означає ідеальні відносини. Хороші значення R^2 близькі до одиниці. Для досліджуваного підприємства було обрано базовим 2019, проектом планувалося на 2020 провести енергозберігаючі заходи, а саме замінити традиційне освітлення на світлодіодне та встановлення деяких приводів двигунів з регульованою швидкістю.

У табл. 1 показано споживання електроенергії у 2019 та 2020 роках.

Таблиця 1. Споживання та виробництво енергії протягом 2019 та 2020 років

Місяць	2019		2020	
	Споживання енергії (ГВт)	Виробництво енергії (ГВт)	Споживання енергії (ГВт)	Виробництво енергії (ГВт)
Січень	10,6	154	10,7	147
Лютий	9,6	133	10,1	140
Березень	10,7	152	10,8	143
Квітень	10,4	148	10,5	145
Травень	10,8	147	11,0	147
Червень	10,3	142	10,8	144
Липень	11,0	139	11,5	146
Серпень	10,7	137	11,4	150
Вересень	10,5	137	10,9	143
Жовтень	10,9	143	11,2	153
Листопад	4,4	44	10,4	128
Грудень	10,6	149	10,9	148
Разом	120,5	1625	134	1734

У цьому дослідженні були перевірені видобуток, температура та в'язкість, і лише видобуток виявився релевантним змінним з $R^2 = 0,9475$. Це майже ідеальна кореляція між y (спожита енергія у ГВт·ч) та x (виробництво в тис. тон). Постійний член ($a = 1,9153$ ГВт·г) є щомісячно споживаною енергією базового навантаження. Нахил ($m = 0,06$) являє собою SEC, пов'язаний з виробництвом, що дорівнює 60 кВт·г/тону продукції. Щоб внести необхідне коригування або модифікацію у створене рівняння, треба додати нові навантаження, додані після базового року. Ці навантаження споживають приблизно 0,3 ГВт·год на місяць, якщо вимірювати за допомогою лічильників енергії. У цьому випадку очікуване місячне споживання енергії дорівнюватиме $y = 0,06x + 2,2153$ замість $y = 0,06 + 1,9153$. Тепер, для звітнього року, треба використовувати це рівняння, щоб розрахувати місячне споживання енергії (y) для обсягу виробництва цього місяця (x). Після цього вимірюватимемо фактичну витрату з основних лічильників. Зрештою, ми віднімемо фактичне споживання з очікуваного споживання. Якщо результат був негативним, це означає, що в наявності поліпшення енергетичних показників. Інакше необхідно інтерпретувати додаткове споживання. Деякі місяці показуватимуть позитивні відмінності (особливо літні місяці), оскільки температура

не враховувалася у рівнянні. Однак при підсумовуванні різниць за звітний рік отримуємо наростаючий результат, який можна розглядати як зниження енергоспоживання внаслідок дій щодо підвищення енергоефективності.

Висновок. EnPI є дуже важливими показниками для точного моніторингу та відстеження енергетичної ефективності компанії. Обговорюються три типи EnPIs. Кожен тип має свої переваги та недоліки. Взагалі рекомендується використовувати математичні моделі, саме модель лінійного рівняння з коефіцієнтом детермінації (R^2), близьким до 1. Використання цього детального EnPI також допомагає виявити будь-які проблеми у нормальній роботі промислового об'єкта та виявляє взаємозв'язок між енергоефективністю, технічним обслуговуванням та інтеграцією процесів.

Література:

1. IEC 50001:2018, "Energy management system: Requirements with guidance for use". International Standard, Publication Date: Aug. 2018, Edition 2, 30 pages, 2018.
2. IEC 50006:2014, "Measuring energy performance using energy baselines (EnB) and energy performance indicators (EnPI): General principles and guidance". International Standard, Publication Date: Dec. 2014, Edition 1, 33 pages, 2014.
3. C. Paunescu and L. Blid, "Effective energy planning for improving the enterprise's energy performance", Management and Marketing Challenges for the Knowledge Society, Vol. 11, No. 3, pp. 513-531, 2016.
4. A. Lawrence, P. Thollander, M. Andrei and M. Karlsson, "Specific energy consumption/use (SEC) in energy management for improving energy efficiency in industry: Meaning, usage and differences", Energies, Vol. 12, Article 247, 22 pages, 2019.
5. B. Beisheima, S. Krämerb and S. Engell, "Hierarchical aggregation of energy performance indicators in continuous production processes", Applied Energy, Vol. 2020, Article 264, 14 pages, 2020.

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ВВЕДЕННЯ СТАНДАРТУ ЄВРО-7 НА ВИРОБНИЦТВО АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Глушков В. Є.

студент групи 1221

*спеціальності 142 Енергетичне машинобудування
(освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»)*

Науковий керівник – Гогоренко О. А.,

*кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри двигунів внутрішнього згоряння,
установок та технічної експлуатації*

*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
м. Миколаїв, Україна*

У Європі вже тривалий час діють екологічні стандарти, що «дають змогу регулювати викиди шкідливих речовин у двигунах легкових автомобілів» [4, с. 45]. Серед них Євро-4, Євро-5 та Євро-6. Однак із наближенням дати прийняття стандарту під назвою Євро-7 виникає певна загроза для транспортних засобів до складу енергетичних установок яких входять бензинові та дизельні двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ). Як стверджує авторитетне видання «Auto Centre», «якщо сертифікат буде введено, то виробникам доведеться повністю відмовитися від випуску машин із ДВЗ, включаючи гібриди» [1].

Постає питання: як цей стандарт позначиться на галузі машинобудування в Україні, особливо у воєнний і післявоєнний час?

Відомо, що лідером серед забруднювачів атмосфери є автомобільний транспорт. Підраховано, що саме на цей вид транспорту «припадає 55 % викидів вуглеводневих сполук, 47 % оксиду вуглецю, 98,6 % оксидів азоту від загальної кількості цих речовин, що надходять в атмосферу України» [3, с. 235]. Тому не дивно, що екологічні стандарти модернізуються й стають дедалі жорсткішими насамперед для легкових автомобілів і вантажівок, адже більшість населення користується саме цим видом транспорту.

Піклування про екологізацію життя несе також і певні ризики для інших, не менш важливих його аспектів. Однією з перших це помічає німецька Асоціація автомобільної промисловості «VDA», наголошуючи, що екологічні електромобілі не підходять абсолютно для всіх дорожніх ситуацій, наприклад, «при підйомі причепа вгору» [2]. В не менш славнозвісній компанії «Volkswagen AG» узагалі говорять про те, що введення стандартів Євро-7 може призвести «до повного зникнення бюджетних моделей» [2], а в умовах динамічного життя це може негативно позначитися й на сфері економіки. Якщо ж брати до уваги українські реалії, то тотальний перехід на електромобілі чи електрокари все ж треба відкласти й поки не відмовлятися від ДВЗ. Через пошкодження енергетичної інфраструктури та перебоїв з поданням електроенергії, що виникли через російську агресію саме завдяки ДВЗ забезпечується життя в багатомільйонних містах нашої країни. Крім того, відсутність чи замала кількість в Україні фахівців з технічного обслуговування електрокарів, невелика часова потужність батареї електрокару, відсутність достатньої кількості спеціально облаштованих місць для «заправки» таких автівок [5] – все це і багато іншого потребує часу та грошей для врегулювання.

Таким чином, значення вмісту шкідливих речовин у вихлопних газах, які передбачається ввести стандартом Євро-7, потрібно переглянути, аби уникнути ситуації повної відмови виробниками від випуску легкових автомобілів з ДВЗ. З метою дотримання сурових вимог щодо викидів шкідливих речовин двигунами автомобілів, необхідно спрямувати зусилля науковців на пошук альтернативних видів палива для роботи ДВЗ без шкоди для людей та довкілля.

Література:

1. ДВЗ знову під загрозою: що готує екологічний стандарт Євро-7. URL: <https://www.autocentre.ua/ua/news/dvs-opyat-pod-ugrozoj-chto-gotovit-ekologicheskij-standart-evro-7-1349684.html>
2. Екологічний стандарт «Євро-7» може поставити хрест на машинах з ДВЗ. URL: <https://news.drom.ru/81942.html>
3. Екологія : Підручник / С. І. Дорогунцов, К. Ф. Коценко, М. А. Хвесик та ін. К. : КНЕУ, 2005. – 371 с.
4. Паладійчук Ю. Б., Телятник І. А. Обґрунтування параметрів зниження токсичності відпрацьованих газів дизельних двигунів. Техніка, енергетика, транспорт АПК. – 2020. № 1 (108). С. 44-57.
5. Плюси і мінуси переходу з ДВЗ на електромобіль у 2022 році: реальний відгук власника. URL: <https://autogeek.com.ua/pliusy-i-minusy-perekhodu-z-dvz-na-elektromobil-u-2022-rotsi-realnyj-vidhuk-vlasnyka>

ДЕЯКІ ПИТАННЯ ПАЛИВОПІДГОТОВКИ НА СУДНІ

Козлов А. Є.

студент групи 2297ст

Науковий керівник – Кісстов Ю. В.,

канд. техн. наук, доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

м. Миколаїв, Україна

Розглянемо деякі важливі моменти, пов'язані з обробкою палива на судні і важливістю підготовки членів екіпажу в області відвертання виникнення проблем експлуатаційного характеру і ушкодження суднових двигунів. Міжнародна морська організація (ІМО), яка регулює і контролює дію світового судноплавства на навколишнє середовище, внесла поправки в Міжнародну конвенцію по запобіганню забруднення з суден (МАРПОЛ 73/78). З 1 січня 2015 року граничний вміст сірки в мазуті, який використовується суднами, працюючими в районах Балтійського і Північного морів, прибережних районах за межами США і Канади, в Карибському морі (район Пуерто-Ріко і Віргінських островів), не повинен перевищувати 0,10 % по масі. А з 1 січня 2020 року почали діяти Правила ІМО по скороченню викидів оксидів сірки (SO_x) з суден. Для суднового палива вміст сірки не повинен перевищувати 0,5 % по масі за межами позначених районів контролю викидів (ІМО Sulfur 2020) [1, 2].

Тому дуже важливе значення набуває знання екіпажем властивостей і характеристик палива, що поставляється, і обмежень, які накладаються можливостями установок попередньої обробки палива в суднових умовах. Внаслідок змін в правилах і нормативних документів ІМО, що регламентують як якість палива, так і експлуатаційні заходи на судні, особлива увага має бути приділена членам екіпажу, які прибувають на судно вперше. Додаткові розширені відомості по практичних випадках і важливих розділах підготовки механіки можуть знайти в судновій технічній документації, контрольних чек-листах, керівництві і процедурах, пов'язаних з бункерними операціями [2].

Навіть при повній відповідності палива специфікації, проблеми з ним можуть виникнути на самій ранній стадії його зберігання на судні. Опади і залишки палива, що скупчилися в танках зберігання, можуть забруднити найсвіжіше паливо, а змішування сортів палива, що розрізняються, може зумовити їх несумісність [3].

Важливими запобіжними заходами в таких випадках є наступні:

1. Регулярно робити очищення і замивання танків зберігання, відстійних і витратних цистерн. В перших двох категоріях місткостей відбувається осідання твердих часток, які можуть збовтатися під дією штормової погоди і потрапити в сепаратори, іноді їх концентрація здатна перевищити граничні значення, встановлені Міжнародним стандартом ISO 8217. Очищення і миття танків зберігання палива частенько виконується тільки в періоди планових заводських ремонтів, тому слід розглянути впровадження практики частішого їх очищення.

2. Регулярно осушувати відстійні/витратні цистерни для видалення з них води і шламу, бажано щодоби.

3. Здійснювати, по можливості, прийом бункера в порожні танки. Не упускати з уваги те, що змішування двох марок стабільного палива не гарантує утворення сумісної суміші, а після змішування можуть істотно зрости рівень змісту абразивних часток або утворення осаду.

4. Якщо змішування уникнути не вдається, необхідно провести аналіз палив на сумісність. Слід застосовувати швидкі, надійні і визнані способи тестування в таких же лабораторіях і, по можливості, утримуватися від застосування нового палива до отримання результатів експертизи.

5. В умовах дефіциту часу і наявності сумнівів відносно сумісності і вірогідного осідання суміші палив можна скористатися простими аналізами, які можуть бути виконані в судових умовах (необхідні для їх проведення комплекти обов'язкові до наявності на борту). Слід утримуватися від використання змішаного палива при виконанні найважливіших судових операцій і при плаванні в умовах підвищеного трафіку, вузкостях, при штормовій погоді.

6. Також було б правильніше розглядати варіант отримання бункера відразу після прибуття в порт (якщо дозволяє обстановка, характер вантажу і осадка судна), а не перед відходом з порту.

Таким чином, можна залишити запас часу на проведення аналізів або експертизи палива до того, як судно покине порт, а в ідеальному варіанті - і отримати результати експертизи з лабораторії до відходу.

Висновок. В інтересах забезпечення безпеки судна, екіпажу та вантажу, а також з міркувань зниження витрат і періодів виведення судна з експлуатації унаслідок несправності двигуна, важливо, щоб судовласники і оператори зосередили свою увагу на якості підготовки і обробки палива в судових умовах. Суднова машинна команда повинна проходити належне і регулярне навчання. Важливо, щоб вахтові механіки були в повному об'ємі ознайомлені з устаткуванням і обладнанням, задіяними в підготовці і обробці палива на судні і заходами у рамках регулярного технічного обслуговування. Навчання і обмін досвідом мають особливе значення для вироблення екіпажем навичок по виявленню причин виникнення проблем у зв'язку з паливом і внесенням виправлення в діючий порядок обробки і підготовки палива для зниження можливих втрат.

Література:

1. Міжнародна конвенція щодо запобігання забрудненню з суден (МАРПОЛ 73/78), Книги 1 та 2, – СПб.: ЗАТ «ЦНДІМФ», 2017р. – 824 с.
2. Sulphur Cap 2020 [Електронний ресурс] / Режим доступу до ресурсу: <https://www.imo.org/en/MediaCentre/HotTopics/Pages/Sulphur-2020.aspx>.
3. Low-sulphur fuels explained [Електронний ресурс] / Режим доступу до ресурсу: <http://www.gard.no/web/topics/environment>.

ХІМІЧНА ОБРОБКА ПАЛИВА НА СУДНІ

Кубінський В. В.

студент групи 2297ст

Науковий керівник – Кісстов Ю. В.,

канд. техн. наук, доцент кафедри експлуатації судових енергетичних установок та теплоенергетики

*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
м. Миколаїв, Україна*

Поряд із традиційною обробкою палива широко застосовують нові методи (найчастіше їх використовують спільно). Серед методів підвищення ефективності паливопідготовки [1, 2] найбільш поширеними є наступні:

хімічна обробка – введення в паливо композицій присадок, що знижують випаровування і покращують низькотемпературні властивості палива, що інтенсифікують процес згоряння і знижують утворення при згорянні екологічно небезпечних речовин;

гідродинамічна обробка – вплив на паливо ультразвукових та кавітаційних сил; яке проводиться з метою руйнування знаходяться в ньому структурних систем, забезпечує його очищення тільки від твердої фази, не видаляючи при цьому горючу частину – смоли.

магнітна обробка – вплив на паливо змінного або постійного поля з метою руйнування структурних систем або з метою орієнтації молекул палива або присадок в певному напрямку.

Також є додаткові методи, такі як:

- електричний розряд - для іонізації, як палива, так і повітряного заряду для інтенсифікації протікання процесів;
- радіоактивне випромінювання – стимулює перебіг ланцюгових розгалужених реакцій і зводиться в кінцевому підсумку до утворення вільних атомів і радикалів;
- хімічна обробка – у паливо вводять композиції присадок з різними функціями чи окремими функціями.

Присадки, що знижують схильність палива до осадоутворення, можливо вводити при бункеруванні або безпосередньо в танки запасу відразу ж після завершення процесу бункерування. Присадки, що захищають паливну апаратуру від корозії та утворення лакових плівок, а також присадки, що покращують згоряння та запобігають утворенню екологічно небезпечних речовин у процесі згоряння, слід вводити перед подачею палива до дизеля.

Процес корозії (окислення) полягає в наступному. З'єднання натрію і ванадію, що утворилися в ході реакції згоряння палива, а також сульфати Na_2SO_4 і піросульфати $\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_7$ (температура плавлення останніх 400°C) разом з продуктами згоряння рухаються до випускного клапана. Якщо температури тарілки клапана і сідла виявляються нижчими за температуру плавлення цих з'єднань, то вони минають клапан і йдуть з двигуна.

Якщо клапан і особливо його робоча фаска і сідло мають високу температуру (понад 520°C), то з'єднання при зіткненні з ними плавляться і прилипають до них. Перебуваючи в рідкому стані, вони вступають в реакцію з окисними плівками, що захищають клапан і його сідло, руйнуючи метал. Пухкі окисні структури, що утворюються на робочому полі клапана, бомбардуються частинками сажі і золи, що летять повз клапан в загальному потоці продукту згоряння з великою швидкістю. Їхні удари об клапан на додаток до корозії викликають ерозію. У результаті робочих фасок і сідлах клапана утворюються раковини, борозенки, якими прориваються гарячі продукти згоряння. Це у свою чергу призводить до зростання температури металу, активації корозійно-ерозійних процесів та місцевого вигорання металу.

Щоб уникнути корозії або принаймні зменшити її інтенсивність, необхідно шляхом інтенсивного охолодження знижувати температуру клапана та його сідла. Потрібно мати на увазі, що переохолодження клапанів (а це часто буває з його стрижнем при роботі на знижених навантаженнях) стрижень інтенсивно корозує під дією сірчаної кислоти, що конденсується на ньому. Конденсація кислоти відбувається, коли температура клапана виявляється нижчою за точку роси кислоти. Під впливом кислотної корозії на стрижні з'являються типові при цьому процесу виразки. Методом боротьби з корозією є також зменшення вмісту палива натрію, для чого при сепарації палива слід промивати гарячою водою, що подається в струмінь палива перед сепаратором. Вода, змішуючись з паливом, розчиняє сполуки натрію і під час сепарації видаляється з нього.

Для підвищення ресурсу випускних клапанів використовують присадки до палив, до складу яких входить магній. До таких присадок відноситься присадка Ameroid Mark-IV [2], що перешкоджає утворенню на клапанах, головках поршнів і лопатках газових турбін відкладень натрійванадієвих сполук тим самим зменшує їх корозію і вигорання. Магній, що входить у присадку, при окисненні утворює окис магнію, температура плавлення якого

становить 2800 °С. Продукти взаємодії MgO з п'ятиокисом ванадію мають нижчі температури плавлення, але вищі, ніж натрійванадієві сполуки. Це дозволяє більшій частині сполук ванадію в сухому вигляді залишати дизель разом із продуктами згоряння, а не прилипати до клапана та інших елементів, як це відбувається за нижчих температур плавлення.

Література:

1. Методы обработки топлива. [Електронний ресурс] / Режим доступу до ресурсу: <https://engineering.livejournal.com/7486.html>
2. [Електронний ресурс] / Режим доступу до ресурсу: http://ni.biz.ua/3/3_20/3_202031_naznachenie-funktsii-i-harakteristiki-smazochnih-masel.html

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПАЛИВОПІДГОТОВКИ ЗА РАХУНОК ГОМОГЕНІЗАЦІЇ

Снісар О. О.

студент групи 2297ст

Науковий керівник – Кісєтов Ю. В.,

канд. техн. наук, доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики

*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
м. Миколаїв, Україна*

Технологічні процеси обробки палив на судні складаються з трьох етапів: попередньої, основної та додаткової. Високов'язке паливо в танку запасу перед перекачуванням підігрівають у танку системою підігріву. Основну обробку палива виконують із застосуванням його очищення від механічних домішок і води за допомогою гравітаційних сил (відстоювання у відстійних цистернах) і відцентрових сил (центрифугування в сепараторах).

Малов'язке паливо відстоюється у відстійних цистернах і потім надходить у сепаратор. Після очищення в сепараторі очищене паливо надходить у видаткову цистерну. Шлам і вода, що утворилися під час відстоювання, і відсепаровані механічні домішки та вода скидаються в грязьову цистерну, розташовану під плитами машинного відділення.

Недоліки традиційної попередньої обробки палива:

- утворення опадів у танках запасу, що вимагає їх періодичного очищення (з виведенням судна з експлуатації) за допомогою промивних хімічних препаратів і подальшої регенерації відходів;
- розігрів високов'язких палив вимагає тривалого часу та витрат теплової енергії;
- нерівномірний розподіл у паливному середовищі багатофункціональних присадок, які вводяться безпосередньо в танк.

Розглянемо характеристики процесу підвищення ефективності паливопідготовки за допомогою гомогенізації [1].

Гомогенізація високов'язких палив проводиться гомогенізаторами роторного, соплового і магнітно-соплового типів.

У роторному гомогенізаторі клиноподібні лопатки ротора обертаються між такими самими лопатками статора, унаслідок чого паливо, яке перебуває в гомогенізаторі, то стискають, то розріджують, а системи палив відбуваються під впливом кавітації, яка виникає в розширюваному соплі Лавалю під час витікання струменя.

Сопловий гомогенізатор із регульованим перерізом соплової порожнини дає змогу підтримувати необхідну ефективність обробки палива при коливаннях тиску в паливному трубопроводі. На відміну від роторного гомогенізатора, сопловий потребує підвищеного тиску в паливній системі (не нижче 1,8 МПа), оскільки кавітаційні процеси в розширювальному соплі Лавалю виникають за перепаду тисків на вході та виході близько 1,6 МПа.

Магнітно-соплові гомогенізатори є найефективнішими, забезпечуючи руйнування структурних (агрегативних) систем у паливі за меншого (ніж у разі використання соплових гомогенізаторів) тиску в паливному трубопроводі. Це досягається внаслідок впливу на кавітацію в сопловому апараті, а також критичних швидкостей витікання і сил змінного магнітного поля.

В докладі проведено аналіз можливих варіантів впровадження процесів гомогенізації в системах паливopідготовки.

Література:

1. [Електронний ресурс] / Режим доступу до ресурсу: <https://engineering.livejournal.com/7746.html>

УТОЧНЕННЯ РОЗРАХУНКОВИХ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ ДЛЯ АНАЛІЗУ ЕФЕКТИВНОСТІ ДИЗЕЛЬНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК ТАНКЕРІВ- ПРОДУКТОВОЗІВ

Булаш І. Л.

студент магістратури гр. 6214мз,

Борисов А. В.

студент бакалаврату гр. 3211

Науковий керівник – Кузнецова С. А.,

*канд. техн. наук, доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та
теплоенергетики*

*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
м. Миколаїв, Україна*

Енергетичні установки суден для перевезення наливних вантажів мають ряд особливостей. Аналіз статистичних даних [1] показує, що в якості головних двигунів енергетичних установок танкерів-продуктовозів дедвейтом до 50000 т використовуються малообертові дизельні двигуни компаній Wartsila та MAN B&W останніх поколінь, що обумовлює порівняно високі значення ККД установки і невисоку температуру відпрацьованих газів. Це примушує звернути увагу на комплектацію допоміжної котельної установки, оскільки у відсутність утилізаційного котла вона повинна забезпечувати парою судно на всіх без винятку режимах його роботи. Аналіз складу котельних установок показав, що в якості допоміжного котла отримав розповсюдження котел Alfa Laval OL.

Ефективність роботи суднової енергетичної установки залежить від ефективності роботи її елементів. Для проведення її аналізу необхідно виконання розрахунків теплового балансу окремих елементів та всієї установки у цілому. Для котлів це означає проведення повірного розрахунку.

Котли типу Aalborg OL – це вертикальні, двобарабанні котли з верхнім розташуванням топкового пристрою. Теплообмінна поверхня таких котлів виконана з оригінальною інтенсифікацією тепловіддачі компанії Alfa Laval по разовій стороні голчастими елементами

(рис. 1). Особливістю цих елементів є їх виконання під кутом по ходу руху газів для зменшення аеродинамічного опору [2].

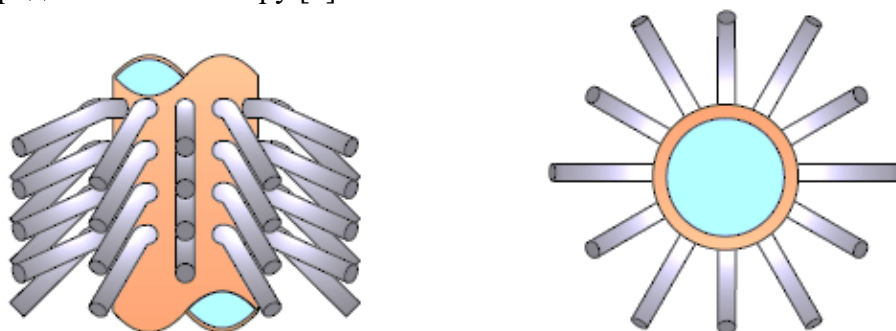


Рис. 1. Елемент теплопередавальної поверхні котла Aalborg OL

Особливістю оребрення, що використовується в котлах Aalborg OL, у питанні виконання повірочного розрахунку, є обмеженість залежностей для розрахунків тепловіддачі при виконанні повірочних розрахунків котлів.

З доступних літературних джерел можливе використання даних роботи [3], де для розрахунку тепловіддачі голчастих ребер рекомендована залежність

$$Nu = 0,2 Re^{0,6} Pr^{0,4}, (1)$$

при цьому була досліджена труба з наступними розмірами: діаметр несучої труби $d = 0,032$ м; висота ребер $h_p = 0,02$ м; діаметр ребер $d_{ш} = 0,005$ м.

Але, зважаючи на те, що для залежності (1) були досліджені прямі ребра, а в котлах Aalborg OL вони загнуті, залежність (1) потребує уточнення для забезпечення ефективної тривалої роботи котла при його експлуатації.

Метою роботи є корегування наявних літературних залежностей для розрахунку тепловіддачі при обтіканні труб з голчастим оребренням з врахуванням особливостей теплопередавальної поверхні котлів Aalborg OL.

Предметом дослідження є процеси руху і тепловіддачі при зовнішньому обтіканні оребрених поверхонь теплопередачі, а об'єктом – показники цих процесів.

Для розв'язання поставленої мети вирішені наступні задачі: побудована 3D геометрична модель елемента теплопередавальної поверхні котла Aalborg OL та виконане моделювання процесів тепловіддачі при зовнішньому обтіканні; за результатами моделювання виконана оцінка ефективності процесів тепловіддачі; виконане уточнення емпіричної залежності для розрахунку процесів тепловіддачі в котлах Aalborg OL.

Методи дослідження – математичне моделювання процесів руху і тепловіддачі на базі фундаментальних залежностей гідродинаміки і теплообміну методами CFD моделювання.

У відповідності до опису котла, геометрична модель мала наступні основні геометричні характеристики: діаметр основної труби $d_{тр} = 0,03$ м; діаметр оребрення $d_p = 0,005$ м; висота ребра $h_p = 0,035$ м; кут нахилу ребер $\theta_1 = 150^\circ$, крок ребер по колу $S_{1\theta 1} = 0,06$ м, крок ребер по висоті $S_{2\theta 1} = 0,025$ м; кут нахилу ребер $\theta_2 = 120^\circ$, крок ребер по колу $S_{1\theta 2} = 0,046$ м, крок ребер по висоті $S_{2\theta 2} = 0,025$ м.

Завдання граничних умов мало на меті виконання розрахунків у діапазоні вихідних даних, характерних для суднових допоміжних котлів аналогічної паропроодуктивності: температура газів на вході (у перший конвективний пучок) $t_r = 800 \dots 1200^\circ\text{C}$; швидкість газів на вході $w_r = 10 \dots 20$ м/с.

На рис. 2 представлено результати розрахунку значення безрозмірного коефіцієнту тепловіддачі при обтіканні поверхні, отримані за залежністю (2) (лінія 1) та за результатами математичного моделювання (лінія 2). Аналіз показує, що розбіжність отриманих результатів складає 31...34 %.

$$Nu = 0,232 \cdot Re^{0,615} \cdot Pr^{0,4} \quad (2)$$

Методом найменших квадратів отримано, що отримані в результаті моделювання значення безрозмірного коефіцієнту тепловіддачі (лінія 2) можна описати рівнянням

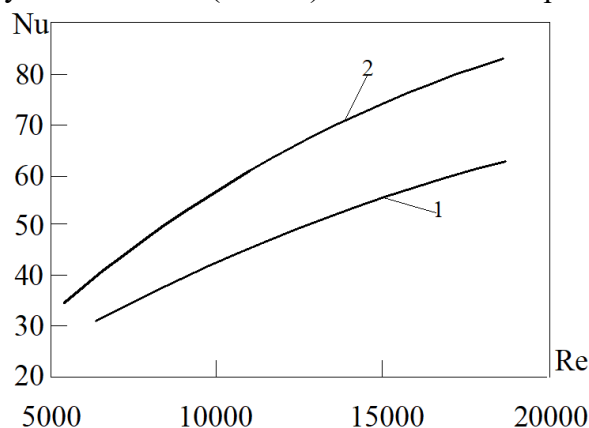


Рис. 2. Порівняльний аналіз ефективності процесів тепловіддачі

Таким чином, це дозволить виконувати більш уточнені повірочні розрахунки котлів з поверхнею теплообміну, аналогічною котлам Alfa Laval OL для їх тривалої ефективної експлуатації.

Література:

1. Significant Ships of 2014-2020 [Текст] бібліотека кафедри ЕСЕМ та ТЕ.
2. Aalborg OL [Електронний ресурс] Режим доступу <https://www.alfalaval.sg/products/heat-transfer/boilers/oil-gas-fired-steam-boiler/aalborg-ol>
3. Юдин В. Ф. Теплообмен поперечнооребрённых труб [Текст] / В. Ф. Юдин. – Л.: Машиностроение, 1982. – 189 с.

ЕФЕКТИВНІСТЬ КОГЕНЕРАЦІЇ НА БАЗІ МАЛООБЕРТОВИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Тимошевський Б. Г.

доктор технічних наук, професор кафедри "Двигуни внутрішнього згорання, установки та технічна експлуатація"

Ткач М. Р.

*доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри
"Інженерної механіки та технології машинобудування"*

*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
м. Миколаїв, Україна*

На теперішній час енергетичні системи все більше відчувають наслідки процесів, що протікають на ринках первинних енергоносіїв, і змушені впроваджувати організаційні та технічні заходи, які б дозволили їм знизити собівартість продукції і витримати гостру конкурентну боротьбу за ринки збуту.

Досягнення цієї мети, можливо, насамперед, за рахунок зниження собівартості енергії, що виробляється, основний внесок у якій становлять первинні енергоносії. Таким чином, підвищення коефіцієнта використання палива при спільному виробництві електричної та

теплової енергії, зниження його споживання на одиницю продукції є одним з найбільш ефективних шляхів вирішення зазначеної проблеми.

Зростання цін на енергоносії викликає зміни в структурі енергогенеруючих комплексів, які спрямовані на зниження собівартості енергії, що виробляється, і досягнення максимальної ефективності використання цих енергоносіїв. Відбувається часткова децентралізація енергопостачання та зниження потужностей енергогенеруючих комплексів. У цій ситуації знижується ефективність теплоелектроцентралей (ТЕЦ) великої потужності, основою яких є паротурбінні агрегати. Навіть у разі використання щодо дешевого палива (газу та вугілля), економічна ефективність таких станцій представляється проблемною.

Теплоенергетичні установки та двигуни, які входять до їх складу, що використовуються в даний час на ряді енергетичних об'єктів, мають відносно високу питому витрату палива та досить задовільний коефіцієнт використання палива за рахунок когенерації (утилізації вторинних енергоресурсів). З технічної точки зору таке становище цілком допустиме та влаштовує виробників та споживачів енергії в умовах недостатньо розвинених ринкових відносин. Навіть під час роботи за теплофікаційними циклами коефіцієнт використання палива цих станцій не перевищує 70 %. У великій енергетиці перевага завжди надавалася паротурбінним та, частково, газотурбінним установкам, агрегатні потужності яких відповідали потребам енергетиків.

Паротурбінні установки, які на теперішній час експлуатуються в Україні на теплових електричних станціях мають ККД, що не перевищує 25 %, а загальний коефіцієнт використання палива в теплофікаційних циклах реально не перевищує 60 % [1, 2]. Світовий рівень цих показників для більшості генеруючих потужностей дещо вищий, проте також не перевищує 36 % і 70 %, відповідно [3].

Однак такий стан справ є неприйнятним в умовах жорсткої конкуренції, коли генеруючі компанії постійно вдосконалюють енергетичні технології з метою отримання максимального прибутку від реалізації енергоносіїв. І тут визначальною є економіка енергетики. Підвищення економічної ефективності можливе виключно за рахунок перерозподілу часток між виробленою електричною та тепловою енергією у бік максимального збільшення частки першої, як найдорожчий. Виробництво теплової енергії все ж таки є допоміжним процесом, мета якого принести додатковий прибуток від експлуатації енергетичного комплексу. Неприпустимим є положення, коли високе значення коефіцієнта використання палива досягається шляхом застосування ефективної когенерації під час використання первинних теплових двигунів з низькою паливною економічністю. Такий підхід вводить в оману як енергетичних менеджерів, які приймають стратегічні рішення, так і фахівців галузі проектування енергетичного обладнання.

Крім того, когенераційне обладнання, що працює в умовах низькопотенційних ресурсів, завжди є вартісним та суттєво впливає на проектну вартість енергетичних об'єктів, собівартість вироблених енергоносіїв, окупність та економічну ефективність загалом.

На теперішній час ККД сучасних наддовгоходових турбопоршневих ДВЗ при експлуатації на природному газі наближається до 54 %, агрегатна потужність досягає 100 МВт, а ресурс обчислюється 150 тис. годин, що в певних умовах дає підставу для використання цих двигунів у складі електроенергетичних комплексів середньої та великої потужності. Актуальність використання ДВС у складі таких комплексів обумовлена неухильним зростанням цін на паливо, підвищенням експлуатаційних витрат і, зрештою, зростанням вартості енергії, що виробляється.

Одна з перших була введена в експлуатацію така електростанція у Чибо (Японія). На цій електростанції використовувався двопаливний двигун MAN B&W 12K80MC-GI-S із частотою обертання 103,4 об/хв, 30-полюсний електрогенератор фірми Meidensha потужністю 40 МВт [4]. Ефективний ККД двигуна склав 49,3 %, визначений за електричною

потужністю, що віддається в мережу, – 42,6 %, а коефіцієнт використання палива (КВП) із використанням комплексної системи глибокої утилізації теплоти досяг 65,3 % [4].

На острові Гуам корпорацією ENRON (США) було побудовано електростанцію потужністю 90 МВт, на якій встановлено два двигуни 10K90MC-S з утилізацією енергії випускних газів окремою газовою турбіною, що використовується для приводу асинхронного електрогенератора. Теплофікаційне обладнання не було встановлено через відсутність споживачів тепла. У цьому варіанті ефективний ККД генерації електроенергії склав 49,2 %, а додатковий газотурбогенератор додав ще 1,2 %. Сумарний ефективний ККД у такому випадку склав 50,4 % [5].

На Філіппінах у Мінданао введені в експлуатацію дві плавучі електростанції потужністю 100 МВт. Кожна станція обладнана двома двигунами 12K90MC-S по 50 МВт кожен, які працюють за турбокомпаундною схемою. Утилізація тепла з метою теплофікації не передбачена. Ефективний ККД з електроенергії становить 55,7 % [6].

Наведені вище дані свідчать про те, що КВП електростанцій на базі сучасних високоефективних ДВС залишаються недостатньо високими і значна кількість тепла викидається в навколишнє середовище. Це пояснюється насамперед тим, що існуюча концепція раціонального використання низькопотенційного тепла не передбачає утилізацію енергії надувного повітря, води та масла на таких об'єктах. Було прийнято вважати, що ці джерела низькопотенційного тепла незначні та їх утилізація не дає суттєвого ефекту, а лише призводить до ускладнення теплової схеми та невиправданого збільшення капітальних вкладень. Дійсно, підвищення ефективності робочого процесу ДВЗ призвело до істотного зниження частки тепла, що відводиться з охолоджувальною водою та маслом, але в той же час суттєво зросла частка тепла, що відводиться від наддувного повітря. При великих потужностях ДВЗ, характерних для стаціонарних установок ці ресурси низькопотенційного тепла стають досить помітними.

Когенерація, як спільне виробництво електричної та теплової енергії, має на меті максимальну економію первинних енергоносіїв та зниження собівартості виробленої енергії і, як результат, підвищення економічної ефективності генеруючих потужностей. З цієї точки зору найбільш раціональним є використання для приводу електрогенераторів високоекономічних первинних двигунів та глибока утилізація всіх можливих вторинних теплових ресурсів. Такий підхід визначається, перш за все, тим, що вартість електричної енергії у 2...3 рази перевищує вартість теплової енергії у порівнянних умовах. Так, на теперішній час в Україні співвідношення вартості електричної та теплової енергії 3:1...4:1 в перерахунку в порівнянні одиниці та залежно від регіону й групи споживачів.

Якщо в цих умовах порівняти дохід від реалізації енергії генеруючими станціями, на яких встановлені первинні теплові двигуни з різною паливною економічністю, можна оцінити ефективність використання палива.

Результати дослідження ефективності використання палива з урахуванням математичного моделювання наведено на рис. 1. Розглядався варіант спалювання тепловому двигуні 1.000.000 м³ газового палива з теплотворною здатністю 35800 кДж/м³, ступінь когенерації 0,8.

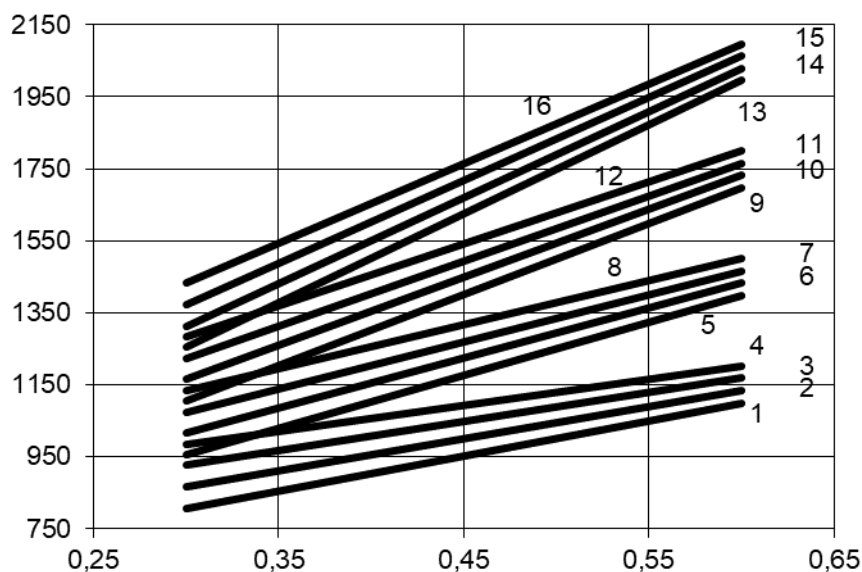


Рис. 1. Ефективність використання палива в когенераційних установках

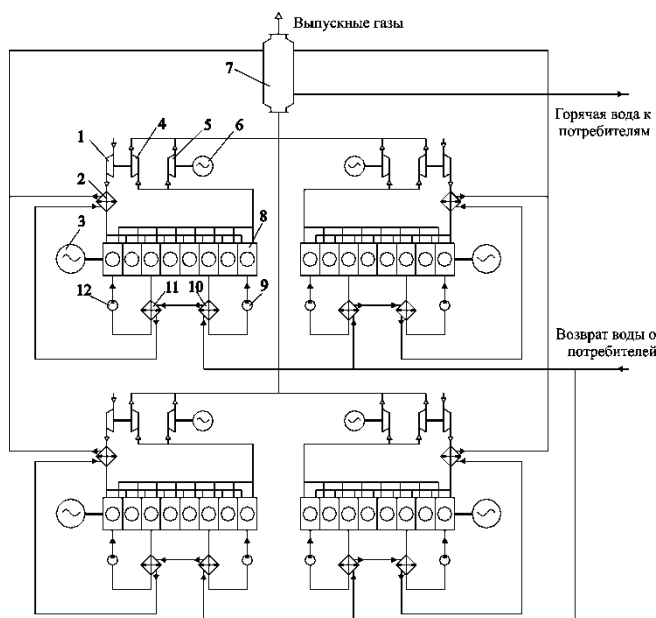


Рис. 2. Теплова схема ТЕС на базі малообертових газових турбопоршневих ДВЗ
 1 – компресор турбонаддувального агрегату; 2 – охолоджувач наддувального повітря; 3 – синхронний генератор; 4 – газова турбіна турбонаддувального агрегату; 5 – вільна турбіна привода асинхронного генератора; 6 – асинхронний генератор; 7 – комбінований утилізаційний котел; 8 – головний двигун 18K108ME-S; 9 – циркуляційний насос охолоджуючої води; 10 – охолоджувач води; 11 – охолоджувач масла; 12 – циркуляційний масляний насос

Аналіз результатів моделювання дає підстави стверджувати, що як первинні двигуни генеруючих потужностей за наявності технічних та організаційних можливостей слід використовувати двигуни з максимальною паливною економічністю.

Враховуючи той факт, що ДВЗ на сьогоднішній день є найбільш економічними тепловими двигунами, їх можна вважати одними з найбільш перспективних для малих та середніх електрогенеруючих потужностей.

Як приклад розглянемо один із можливих варіантів схемного рішення теплоенергетичного комплексу на основі ДВЗ, що використовує когенераційний принцип. Принципова схема такого комплексу наведено на рис. 2. Рациональним представляється використання кількох генераторних агрегатів, що працюють за турбокомпаундною схемою. Двигуни можуть мати об'єднані системи циркуляційного мастила, охолодження блоку циліндрів та наддувального повітря. З метою глибокої утилізації тепла випускних газів комплекс може обладнати комбінованим котлом, який включає радіаційну та конвективну

частини, а також конденсаційну секцію. Це дозволить знизити температуру випускних газів до 358 К. Таке рішення визначає раціональне використання вторинних енергоресурсів ДВЗ.

У цьому варіанті електростанція комплектується чотирма газовими двигунами 18K108ME-S, які забезпечують електричну потужність на клеммах генератора 105 МВт кожен. При розробці схемних і конструктивних рішень енергетичних об'єктів такого роду слід враховувати той факт, що навіть у разі когенерації найбільш ефективним є отримання максимальної електричної потужності, а теплова потужність у цьому випадку є все ж таки додатковою, хоча і дуже важливою складовою енергетичного балансу. Це пояснюється, насамперед, тим, що у разі потреби теплова енергія може бути отримана в котельних установках, ефективність яких (КВП) досягає 92 %. Таким чином, когенерацію все ж таки слід розглядати, як утилізаційний процес. Відмінною особливістю наведеної схеми є те, що двигуни працюють за турбокомпаундною схемою та випускні гази поділяються на два потоки: основний потік направляється в газову турбіну 4 приводу компресора турбонаддувного агрегату, а частина газів, що залишилися, надходить у вільну газову турбіну 5, навантажену на генератор 6. Розрахунки показують, що електрична потужність, яка знімається з цього генератора на номінальному режимі двигуна, становить 12,4 МВт.

Таке схемне рішення дозволяє підвищити сумарний ККД двигуна до 59,8% та, відповідно, знизити наведену питому витрату стандартного газового палива до $0,188 \text{ нм}^3/(\text{кВт} \times \text{год})$ або $143 \text{ г}/(\text{кВт} \times \text{год})$ у перерахунку на масову витрату.

З метою глибокої утилізації тепла для теплофікації передбачено використання теплоти охолоджуючої води, циркуляційного масла та наддувного повітря. З цією метою теплоносій спочатку подається в теплообмінник 10, де підігрівається за рахунок тепла охолоджуючої води, потім маслоохолоджувач 11 і далі в охолоджувач наддувного повітря. Підігрітий теплоносій надходить у комбінований утилізаційний котел 7, який обладнаний додатковою топкою для забезпечення потреб теплової енергії в холодну пору року, і далі до споживачів.

Враховуючи, що двигуни використовують природний газ, конструкція утилізаційного котла 7 передбачає встановлення конденсаційної секції, яка дозволяє здійснити глибоку утилізацію тепла випускних газів та знизити їх температуру до 358 К.

При роботі двигунів на номінальному режимі така електростанція забезпечує електричну потужність 469,4 МВт і виробляє 149,2 МВт тепла для теплофікації (без додаткового палива в комбінованому котлі). Таким чином, коефіцієнт використання палива в даному варіанті становить 78,8 %, що представляється досить високим показниками для теплових станцій.

З урахуванням споживання енергії на власні потреби дійсний ККД такої електростанції складе приблизно 58,6 %, а КВП – 74,9 % відповідно.

Використання чотирьох газових двигунів у складі електростанції дозволяє працювати в широкому діапазоні навантажень при високих показниках паливної економічності шляхом вимикання частини двигунів у разі зниження потреб в електроенергії. Таке технічне рішення також дозволяє проводити регламентні роботи на двигунах і допоміжному обладнанні без виведення станції з експлуатації, а лише при зниженні номінальної потужності на 25 %. Однією з важливих переваг теплоенергетичних станцій на базі ДВС є відсутність системи водопідготовки та конденсатно-поживної системи, наявність яких у паротурбінних ТЕЦ не тільки суттєво ускладнює технологічний процес, а й значно підвищує вартість енергії, що виробляється.

З є досить ефективними, особливо у зв'язку з впровадженням концепції децентралізованого регіонального енергопостачання.

Висновок. Енергетичні комплекси на базі малообертових ДВЗ з глибокою утилізацією низькопотенційної теплоти є ефективними об'єктами для електропостачання в умовах децентралізації. Ці електростанції мають переваги перед генерацією на базі установок з паротурбінними двигунами. Вони мають менші капіталовкладення, невелика площа розміщення, екологічність та менша вартість енергії. Тихохідні газові чи двопаливні двигуни

досить ефективні для створення таких енергетичних комплексів. Запропоновані рішення дозволяють досягти коефіцієнту використання палива до 75 %, а загальний ККД двигуна по виробництву електроенергії – до 59 %.

Література:

1. Two-stroke Low Speed Diesel Engines for Independent Power Producers and Captive Power Plants. Available from: <https://www.mandieselturbo.com/docs/default-source/shopwaredocumentsarchive/two-stroke-low-speed-diesel-engines>
2. Wärtsilä low-speed dual-fuel solution. Available from: <https://www.wingd.com/en/media/papers/low-speed-dual-fuel-solutions/>
3. Highlights of the SGen-100A-2P/ SGen-1000A series generator. Available from: <https://www.siemens-energy.com/global/en/offerings/power-generation/generators/sgen-100a.html>

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ ПОТУЖНІСТЮ 8725 кВт В УСТАНОВКАХ ТАНКЕРІВ-ПРОДУКТОВОЗІВ

Готинян А. М.

студент магістратури гр. 6214мз,

Радченко Я. Г.

студент бакалаврату гр. 4291

Науковий керівник – Кузнецова С. А.,

*канд. техн. наук, доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та
теплоенергетики*

*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
м. Миколаїв, Україна*

Аналіз енергетичних установок танкерів-продуктовозів дедвейтом 39600 т виконаний на базі даних Significant Ships за 2015-2020 роки [1, 2, 3]. Склад енергетичної установки, за невеликим відхиленням, дуже схожий. Це пропульсивна установка – малообертовий двигун (МОД) з експлуатаційної потужністю 8400...8580 кВт з прямою передачею потужності на гвинт фіксованого кроку при забезпеченні швидкості руху 14,5...15 вузлів. Також дизельні двигуни використовуються і у судновій електростанції в якості первинного теплового двигуна. Це зазвичай середньо- та високообертові двигуни потужністю 1000...1200 кВт кількістю 3 одиниці. Враховуючи потужності, є можливість встановлення на кожний двигун дизель-генератора окремого утилізаційного котла. Для подальшого розгляду обрано малообертові двотактні дизельні двигуни, що мають значні теплові потенціали відпрацьованих газів та надувного повітря та які можуть бути утилізовані. Використання цієї теплоти веде к збільшенню ефективності дизельної установки у цілому, і головне к зменшенню використання пального, що дозволяє знизити і навантаження на навколишнє середовище. З урахуванням потреб танкерів у парі для обігріву вантажу, подальші дослідження пов'язані з утилізаційним котлом та інтенсифікацією теплообмінної поверхні, для зменшення їх габаритів, особливо по висоті, що пов'язано з габаритами самого двигуна та необхідності встановлення додаткових засобів для забезпечення очищення газів від оксидів сірки або азоту на вимогу МАРПОЛ-73/78 (додаток 4).

Підвищення ефективності систем утилізації теплоти з метою зменшення габаритів утилізаційного котла ГД можливо за рахунок інтенсифікації тепловіддачі теплообмінної поверхні за рахунок застосування лункових апаратів на ребрах.

Мета дослідження – обґрунтування способу підвищення ефективності дизельних установок за рахунок утилізації теплоти відпрацьованих газів головного двигуна при застосуванні лункових систем для збільшення тепловіддачі в цих котлах. Предмет дослідження – процеси течії відпрацьованих газів ззовні поверхонь через які відбувається теплопередача під час утилізації їх теплоти, а об'єкт – показники процесів теплопередачі.

Метод дослідження – математичне моделювання процесів течії і тепловіддачі при обтіканні профільованих еліптичних трубних пучків утилізаційного котла, що мають ребра з лунками.

Інтенсифікація теплопередачі може здійснюватися у декількох напрямках. Перший – це можливе підвищення швидкості руху відпрацьованих газів, але в цьому випадку зростає аеродинамічний опір поверхні теплопередачі, що призведе до збільшення тиску газів на виході з головного двигуна, а це зменшує його ефективність. Другий спосіб – це використання інтенсифікованих поверхонь теплообміну за рахунок застосування ребер для збільшення площі контакту з газами.

Обираючи для дослідження другий спосіб, застосовуємо лунковий апарат на ребрах, що дозволяє здійснити випереджаюче зростання інтенсивності тепловіддачі над гідродинамічним опором, механізм якого детально представлений у [4].

Досліджено три варіанта розташування лунок на ребрах, які наведені на рис 1.

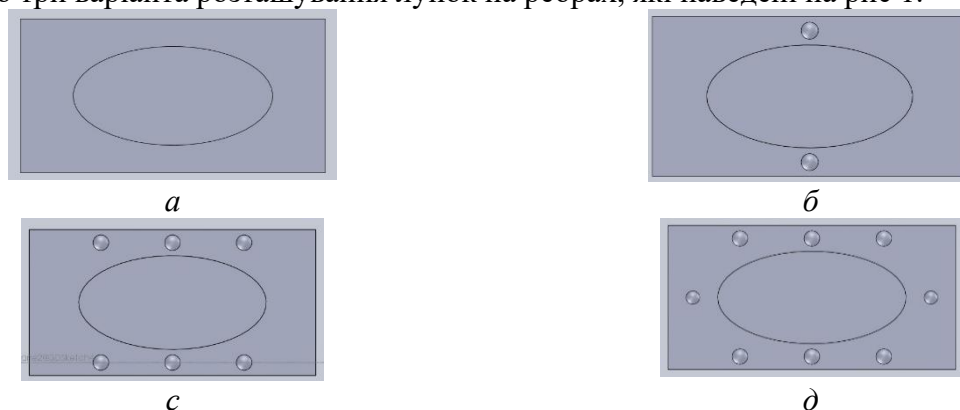


Рис.1 Варіанти розташування лунок на ребрі по малій та великій осі еліптичної основи труби та без лунок (базова)

Для оцінки ефективності процесів тепловіддачі пропонується використовувати показник фактору аналогії Рейнольдса [4, 5]

$$FAR = \frac{Nu/Nu_0}{f/f_0},$$

де Nu – критерій Нуссельта з боку оцінюваної тепловіддачі, f – коефіцієнт опору на досягнення цієї тепловіддачі. Індекс «0» визначає базовий канал, зазвичай гладкий, з яким проводиться порівняння. Згідно з цим показником, підвищення ефективності тепловіддачі можливо за рахунок зниження аеродинамічного опору f . Згідно наведеної вище залежності, підвищення ефективності тепловіддачі можливе за рахунок зниження гідродинамічного опору f .

Представимо укрупнено опір поверхні, що має ребра як $f = f_{\text{осн}} + f_{\text{ребр}}$, де $f_{\text{осн}}$ – опір труби-основи, $f_{\text{ребр}}$ – опір ребер. Тоді зниження загального опору можливо не тільки за рахунок ребер, наприклад шляхом нанесення на них лунок, а й використання в якості труби-основи труб з меншим опором при обтіканні, наприклад з еліптичних поперечним перерізом.

Результати моделювання при застосуванні лункових систем, що наведені на ребрах УК ГД наведені на рисунку 2. Вони отримані при використанні програмного комплексу Solyd Works Flow Simulation. Верифікація перевірена при обтіканні гладкої труби і порівняно з експериментальними даними у літературі [6].

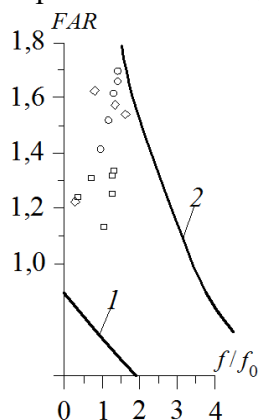


Рис. 2. Порівняння отриманих результатів по показнику FAR:

1 – оребрена поверхня при великих числах Рейнольдса, 2 – поверхня зі сферичними заглибленнями, $\square$ – варіант 1б, $\circ$ – варіант 1с, $\diamond$ – варіант 1д

Використання лункових систем на ребрах дозволяє знизити аеродинамічний опір поверхні завдяки утворенню локальних мікровихорів з розрядженням у центрі. Це дозволяє підвищити швидкість газів, що призведе до додаткового зниження площі поверхні майже до 50 % (рис. 3 при розгляді схеми 1с). Але в цьому випадку необхідний додатковий сумісний аналіз втрат тиску по всій газовипускній системі двигуна.

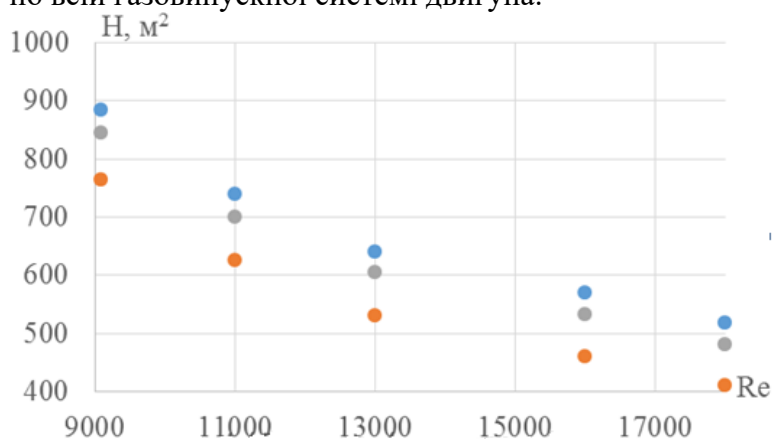


Рис. 3 Зниження площі поверхні теплопередачі УК при використанні профільованих оребрених поверхонь: $\circ$ – вар. 1с; $\bullet$ – вар. 1д; $\bullet$ – вар. 1б

Висновки.

1. Отримано, що завдяки використанню запропонованих варіантів профілювання лунок можливе зниження площі поверхні теплопередачі утилізаційного котла складає до 50 %.

2. Подальші дослідження повинні ще визначити вплив на опір усієї газовипускної системи як для ГД. Застосування лунок також потребує дослідження питання забруднення їх поверхні та оптимізації розмірів.

Література:

1. Significant Ships of 2015 Режим доступу https://www.libramar.net/news/significant_ships_significant_small_ships_of_2015/2022-08-15-4637
2. Significant Ships of 2016 Режим доступу https://www.rina.org.uk/Significant_Ships_2016.html
3. Significant Ships of 2020 [Електронний ресурс] Режим доступу https://www.rina.org.uk/Significant_Ships_2020.html

4. Халатов, А. А. Теплообмен и гидродинамика около поверхностных углублений (лунок) / А. А. Халатов. – К.: Ин-т технической теплофизики НАН Украины, 2005. – 140 с.
5. Халатов, А. А. Обобщение опытных данных по фактору аналогии Рейнольдса для интенсификаторов теплообмена различных типов / А. А. Халатов, А. В. Окишев, В. Н. Онищенко – Пром. Теплотехника, 2010, т.32, №5. С.5-13
6. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг. – М.: Наука, 1974. – 712 с.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ КОМБІНОВАНИХ КОТЛІВ ALFA LAVAL ОС У СКЛАДІ ДИЗЕЛЬНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК КОНТЕЙНЕРОВІЗІВ ДЕДВЕЙТОМ 42000 Т

Плесной О. В.

студент магістратури гр. 6214мз,

Детюков В. О., Буяшенко М. Ю.

студенти бакалаврату гр. 3211

Науковий керівник – Кузнецова С. А.,

канд. техн. наук, доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова м. Миколаїв, Україна

Контейнерні перевезення займають особливе місце у сучасному морському транспортному флоті. Порівняно висока швидкість контейнеровозів та проведення вантажних операцій обумовлюють комплектацію енергетичних установок таких суден.

Класифікація контейнеровозів достатньо велика, але її умовно можна поділити на дві частини – енергетичні установки у яких *використовують* та *не використовують* глибоку утилізацію теплоти суднових дизельних двигунів.

Згідно даних [1], використання глибокої утилізації теплоти економічно доречно при потужностях головної енергетичної установки більше 27 МВт, але на практиці це більше 45...50 МВт, використовуючи для цього утилізаційні котли двох тисків.

В установках меншої потужності у складі допоміжних котельних установок частіше за все використовуються комбіновані котли, зокрема Alfa Laval ОС [2].

Alfa Laval ОС це вертикальний циліндричний котел (рис. 1а), який містить утилізаційну секцію, що складається з прямих димогарних труб, в той час коли конвективна частина паливної секції містить труби, оребрені голчастим оребренням (рис. 1б, в).

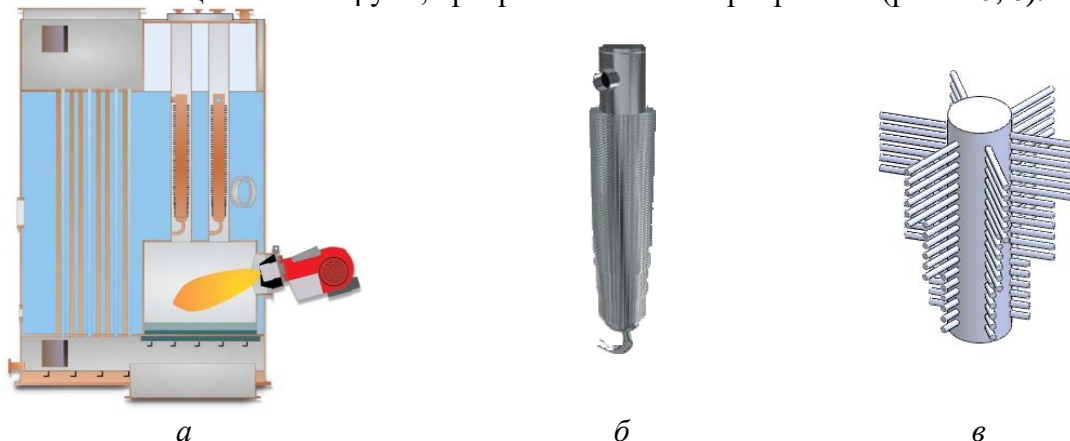


Рис. 1. Котел Alfa Laval ОС : а – загальний вигляд, б – інтегрований трубчастий елемент, в – елемент теплообмінної поверхні з голчастим оребренням

Особливістю теплопередавальної поверхні таких котлів є різна висота оребрення по висоті поверхні. Цим вочевидь, досягається сталість числа Re при зниженні швидкості руху газів по каналу, інтенсифікуючи таким чином тепловіддачу, за рахунок збільшення площини теплообмінної поверхні.

Для вирішення задач технічного використання і технічного обслуговування всієї енергетичної установки, та зокрема допоміжної котельної установки, персонал повинен виконувати ряд цілеспрямованих дій, операцій різного рівня складності. В основі організації технічного використання та обслуговування лежить інформація о технічному стані, який характеризується багатьма параметрами, що підлягають контролю. Безпосередньо ця інформація є вихідною для виконання повірочних розрахунків елементів енергетичної установки.

Складністю проведення повірочних розрахунків котлів Alfa Laval ОС є обмеженість щодо критеріальних залежностей для розрахунків коефіцієнту тепловіддачі від потоку газів до стінки.

З доступних літературних джерел можливе використання даних роботи [3] де для розрахунку тепловіддачі голчастих ребер рекомендована залежність

$$Nu = 0,2 Re^{0,6} Pr^{0,4},$$

де була досліджена труба з наступними розмірами: діаметр несучої труби $d = 0,032$ м; висота ребер $h_p = 0,02$ м; діаметр ребер $d_{ш} = 0,005$ м.

Але, зважаючи на те, що для зазначеної залежності були досліджені прямі ребра постійної висоти, означена залежність потребує уточнення для виконання повірочних розрахунків і забезпечення ефективної тривалої роботи котла при його експлуатації.

Таким чином, метою роботи представленого дослідження було корегування наявних літературних залежностей для розрахунку тепловіддачі при обтіканні труб з голчастим оребренням з врахуванням особливостей теплопередавальної поверхні котлів Aalborg ОС.

Предмет дослідження – процеси руху і тепловіддачі при зовнішньому обтіканні оребрених поверхонь теплопередачі, а об'єкт – показники цих процесів.

Досягнення поставленої мети виконане шляхом математичного моделювання процесів руху і тепловіддачі на базі фундаментальних рівнянь гідродинаміки і теплообміну: нерозривності, збереження кількості руху, енергії, законів Ньютона, Закон Фур'є та Менделєєва-Клапейрона.

Розв'язання математичної моделі виконане з використанням методу контрольного об'єму [4], що передбачає дискретизацію розрахункової області шляхом побудови розрахункової сітки; інтегрування системи диференціальних рівнянь в контрольних об'ємах для отримання алгебраїчних рівнянь; лінеаризацію дискретизованих рівнянь і розв'язання отриманих систем лінійних рівнянь.

В результаті скорегована залежність для розрахунку тепловіддачі від потоку газів має вигляд

$$Nu = 0,254 Re^{0,617} Pr^{0,41}.$$

Таким чином, це дозволить виконувати більш уточнені повірочні розрахунки котлів з поверхнею теплообміну, аналогічною котлам Alfa Laval ОС для їх тривалої ефективної експлуатації, а також енергетичної установки у цілому.

Література:

1. Waste Heat Recovery System (WHRS) for Reduction of Fuel Consumption, Emissions and EEDI
Режим доступ
<https://mandieselturbo.com/docs/librariesprovider6/technical-papers/waste-heat-recovery-system.pdf>

2. Significant Ships, (2015-2020). The Royal Institution of Naval Architects Режим доступ https://www.rina.org.uk/Significant_Ships_2020.html
3. Юдин В. Ф. Теплообмен поперечнооребрённых труб [Текст] / В. Ф. Юдин – Л.: Машиностроение, 1982. – 189 с.
4. Patankar S. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow / Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1980. – 152 p.

**ЗМІНА ЕКОЛОГІЧНО НЕБЕЗПЕЧНИХ ВИКИДІВ ПРИ ЗАСТОСУВАННІ
ГАЗОПОВІТРЯНИХ ОХОЛОДЖУВАЧІВ У СИСТЕМАХ ГАЗОВИПУСКУ ДВИГУНІВ
MAN B&W
ПОТУЖНІСТЮ 14940 кВт**

Сокур О. О.

студент магістратури гр. 6214мз

Крилов Д. В.

студент бакалаврату гр. 5292з

Науковий керівник – Кузнецова С. А.,

*канд. техн. наук, доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та
теплоенергетики*

*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
м. Миколаїв, Україна*

Застосування сучасних дизельних двигунів залишає до кінця не вирішеною проблеми з охороною атмосфери, як частини навколишнього середовища. Йдеться про викиди екологічно небезпечних оксидів з газами та їх температуру. Правила Міжнародної морської організації (*International Maritime Organization – IMO*) послідовно посилюють вимоги до рівня шкідливих викидів в атмосферу при експлуатації морських транспортних суден [1, 2].

Виробники дизельних двигунів широко застосовують заходи по зниженню оксидів сірки та азоту. Зараз фірмою MAN випускаються двигуни, що вже обладнані додатковими заходами зниження цих викидів. Це виконується у рамках концепції, де застосовуються SCR реактори високого тиску – HPSCR, або низького – LPSCR [3]. Іншим способом зменшення цих викидів є рециркуляція газів, застосування якої економічно виправдана на часткових режимах роботи двигуна зі ступенем рециркуляції на рівні 12...20 % [4, 5]. Але в той же час, в роботі [6] показано, що при ступенях рециркуляції 12...21 % можливе підвищення температури відпрацьованих газів на 4,5...9,3 %. Таким чином, це може підвищити теплове навантаження на навколишнє середовище.

Одним з можливих способів одночасного зниження рівня шкідливих речовин, а також температури відпрацьованих газів є використання газоповітряних охолоджувачів відпрацьованих газів енергетичних установок, ефективність яких доведено у [7]. В той же час, ці охолоджувачі, виконуються з однаковим кутом нахилу жалюзі вікон підведення повітря. Але необхідно відмітити, що при русі судна швидкість вітру з різних бортів надбудови, де розміщується цей елемент, може бути різною, що призведе до зниження ефективності процесів змішування газів, а відповідно і підвищення вихідної температури відпрацьованих газів і концентрації шкідливих речовин. Дослідження у цій сфері вже почати і вони показали перспективність дослідження змін кутом нахилу жалюзі вікон підведення повітря [8].

Метою дослідження є оцінка ефективності роботи газоповітряного охолоджувача при різних швидкостях повітря, що ежектується, та кутах нахилу жалюзійних вікон.

Предметом дослідження є процеси руху та перемішування відпрацьованих газів, а об'єктом – показники ефективності цих процесів, у виді «плями» зміни концентрації.

Метод дослідження – математичне моделювання процесів руху, перемішування і теплообміну відпрацьованих газів та повітря, що ежектується.

Верифікація математичної моделі проведена шляхом порівняння результатів чисельного моделювання та експериментальних даних, отриманих на натурному стенді під час випробування моделі газоповітряного охолоджувача [9].

На рис. 1-4 представлені результати розрахунків зміни концентрації шкідливих речовин у відпрацьованих газах та їх температури при кутах нахилу жалюзі вікон $\theta = 30^\circ$ (а), $\theta = 45^\circ$ (б) та $\theta = 60^\circ$ (в), що розташовані з одного боку охолоджувача. Результати отримані для умов номінального навантаження головного двигуна 6S60ME-C10.6-HPSCR стосовно температури і витрати відпрацьованих газів [10, 11].

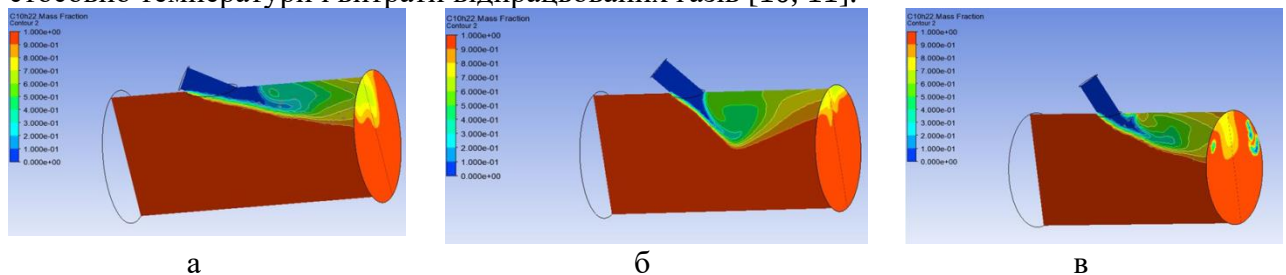


Рис. 1. Оцінка зміни концентрації відпрацьованих газів в залежності від кута нахилу жалюзі θ при роботі на режимі номінального навантаження

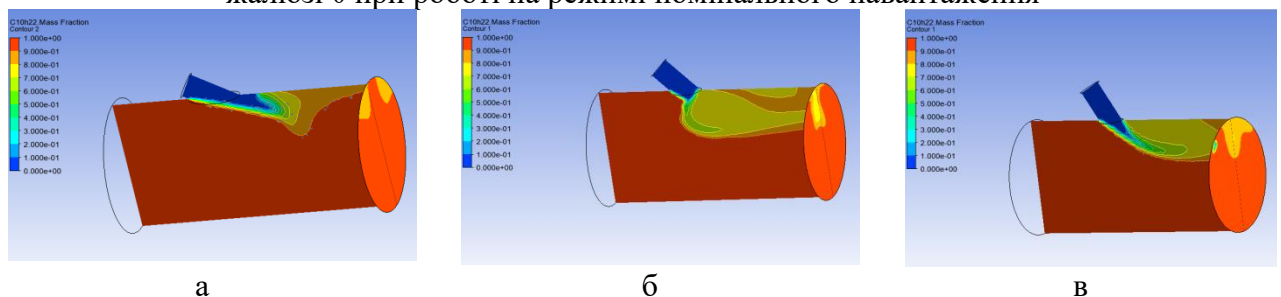


Рис. 2. Оцінка зміни концентрації відпрацьованих газів в залежності від кута нахилу жалюзі θ при роботі на режимі 0,77 номінального навантаження

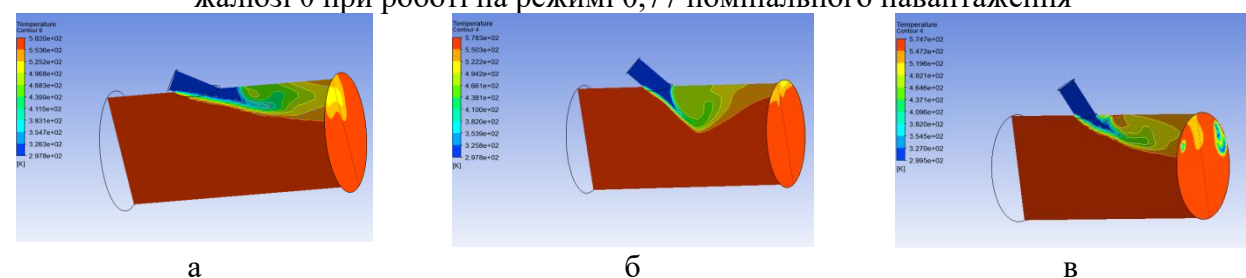


Рис. 3. Оцінка зміни температури відпрацьованих газів в залежності від кута нахилу жалюзі θ при роботі на режимі номінального навантаження:

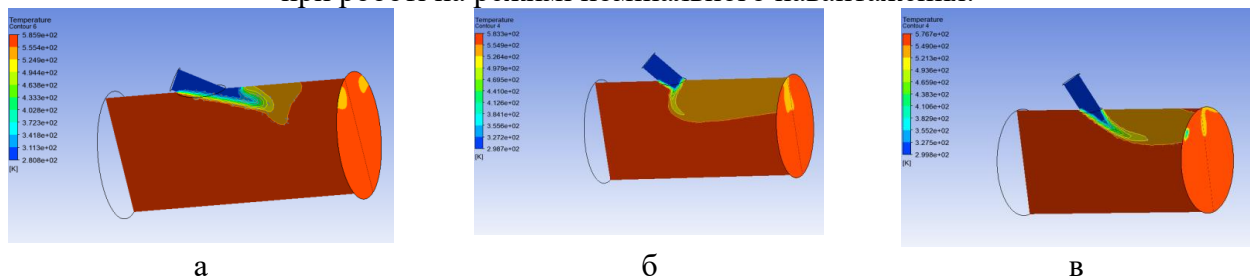


Рис. 4. Оцінка зміни температури відпрацьованих газів в залежності від кута нахилу жалюзі θ при роботі на режимі 0,77 номінального навантаження

При куті нахилу 30° спостерігається інтенсивне перемішування потоків, що дозволяє отримати зниження концентрації на виході до 35 % абс., при цьому кут нахилу потоку 30° . «Пляма» зміни концентрації складає 15 % загальної площини вихідного перерізу.

При 45° куті на початковому етапі руху потоку спостерігається кут нахилу близько 45° , після чого, із-за активного перемішування потоку він переходить у 30° . Зниження концентрації складає близько 25% абс., а «пляма» зміни концентрації займає 12 % площини вихідного перерізу.

При куті входу 60° спостерігається більш рівномірне перемішування зі сталим нахилом руху потоку, що ежектуються. Це дозволяє отримати майже повне зниження концентрації у деяких містах вихідного перерізу. Зниження концентрації складає близько 20% абс.

Майже аналогічна картина розподілу спостерігається щодо зміни температури, але «плями» зміни температури в середньому на 3-6% менші за зміну концентрацій

Висновки. Раціональний кут нахилу жалюзі на кожуху димової труби з підвітряного боку складає $50...60^\circ$, а з навітряного – $30...40^\circ$.

Література:

1. MARPOL Annex VI and the Act To Prevent Pollution From Ships (APPS) Режим доступу <https://www.epa.gov/enforcement/marpol-annex-vi-and-act-prevent-pollution-ships-apps>
2. What happens tomorrow? IMO Tier III (NOx) regulations from 2021 Режим доступу <https://yachtsforsale.nl/yachts-news/what-happens-tomorrow-imo-tier-iii-nox-regulations-2021>
3. Marine engine programme MAN Energy Solutions 2nd editions 2022 Режим доступу https://www.man-es.com/docs/default-source/marine/marine-engine-programme-20205656db69fafa42b991f030191bb3bbb4.pdf?sfvrsn=9cac9964_78
4. Le, V.V., & Truong, T.H. (2020). *A simulation study to assess the economic, energy and emissions characteristics of a marine engine equipped with exhaust gas recirculation*. 1ST INTERNATIONAL CONFERENCE ON SUSTAINABLE MANUFACTURING, MATERIALS AND TECHNOLOGIES. doi:10.1063/5.0000135 Режим доступу https://www.researchgate.net/publication/339589474_A_simulation_study_to_assess_the_economic_energy_and_emissions_characteristics_of_a_marine_engine_equipped_with_exhaust_gas_recirculation/link/5ebf7456a6fdcc90d67a33bf/download
5. Серажутдинов О. В., Чистяков В. А. Технологии снижения оксидов азота в отработавших газах судовых дизелей [Текст] / Морские интеллектуальные технологии, –2015, №4-1(30), – С.23-28.
6. Куропятник А. А. Диагностирование экологических показателей работы судовых дизелей Матеріали II Міжнародної науково-практичної морської конференції кафедри СЕУ і ТЕ Навчально-наукового інституту морського флоту одеського національного морського університету Одеса – 2020. Режим доступу https://www.researchgate.net/profile/Roman-Varbanets/publication/340965550_materials_of_the_ii_international_maritime_scientific_conference_of_the_ship_power_plants_and_technical_operation_department_of_odessa_national_maritime_university_mppo-2020/links/5ea7d30092851c1a907664ad/materials-of-the-ii-international-maritime-scientific-conference-of-the-ship-power-plants-and-technical-operation-department-of-odessa-national-maritime-university-mpp-o-2020.pdf
7. Kuznetsov V. Improvement of the cargo fleet vessels power plants ecological indexes by development of the exhaust gas systems / Valerii Kuznetsov, Boris Dymo, Svitlana Kuznetsova, Mykola Bondarenko, Andrii Voloshyn // POLISH MARITIME RESEARCH. – 2021. – 1 (109). – Vol. 28; pp. 97-104.

8. Кузнецова С. А., Волошин А. Ю. визначення раціональних значень конструктивних елементів газоповітряних охолоджувачів відпрацьованих газів судових енергетичних установок [Текст] / Матеріали XIII Міжнародної науково-технічної конференції «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці». Миколаїв. Режим доступу https://nuos.edu.ua/wp-content/uploads/2022/10/Innovation_2022_print_23_10_2022.pdf
9. Dymo B.V. Increase of Ship Power Plants Gas-Air Cooler Efficiency / Dymo B.V., Voloshyn A.Y., Yepifanov A.E., Kuznetsov V.V. // PROBLEMELE ENERGETICII REGIONALE 2 (34) 2017 p. 113-124
10. Technical Documentation Project guide S60ME-C10.5, 7020-0245-05ppr July 2022 Режим доступу https://man-es.com/applications/projectguides/2stroke/content/printed/S60ME-C10_5.pdf
11. Technical Documentation Project guide S60ME-C10.6, 7020-0291-02ppr July 2022 Режим доступу https://man-es.com/applications/projectguides/2stroke/content/printed/S60ME-C10_6.pdf

ПОКРАЩЕННЯ ЕКОЛОГІЧНОЇ СИТУАЦІЇ В УМОВАХ МІСТА ЗАСТОСУВАННЯМ МАГНІТНИХ АКТИВАТОРІВ ПАЛИВА В ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Наливайко В. С.

кандидат технічних наук, доцент кафедри двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації

*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
м. Миколаїв, Україна*

Хоменко В. С.

*викладач кафедри судового машинобудування та енергетики
Херсонського навчально-наукового інституту*

*Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
м. Миколаїв, Україна*

Максимов Д. О.

студент групи 6227зм

Херсонського навчально-наукового інституту

*Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
м. Миколаїв, Україна*

Автомобільний транспорт є найбільш агресивний в порівнянні з іншими видами транспорту по відношенню до навколишнього середовища. Він є потужним джерелом її хімічного, шумового і механічного забруднення. Слід підкреслити, що із збільшенням автомобільного парку рівень шкідливого впливу автотранспорту на навколишнє середовище інтенсивно зростає. Так, якщо на початку 80-х років вчені визначили частку забруднень, що викидається в атмосферу автомобільним транспортом, в середньому дорівнює 20 %, то в даний час частка досягла вже 50 % і продовжує зростати. А для міст і промислових центрів частка автотранспорту в загальному обсязі забруднень значно вище і доходить до 70 % і більше, що створює серйозну екологічну проблему, супроводжуючу урбанізацію.

В автомобілях є кілька джерел виникнення токсичних речовин, основними з яких є три:

- створення токсичних складових у вихлопних газах
- створення токсичних газів в картерах двигунів
- виникнення паливних парів при підігріві в двигунах.

Найбільша частка хімічного забруднення навколишнього середовища автомобільним транспортом припадає на відпрацьовані гази двигунів внутрішнього згоряння, що видно на рис. 1.

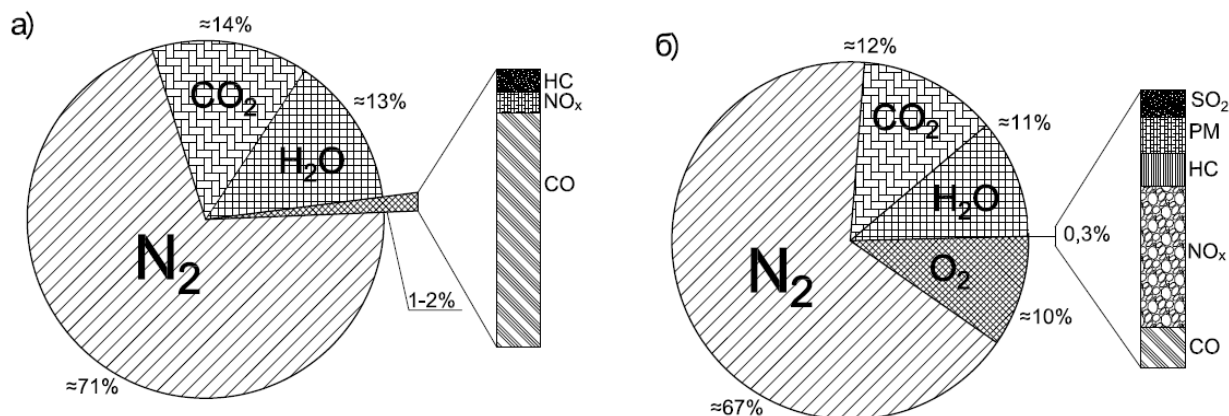


Рис. 1. Приблизна частка викидів шкідливих компонентів в загальній масі відпрацьованих газів (а – для бензинових двигунів; б – для дизельних)

N_2 – азот, O_2 – кисень, H_2O – вода; CO_2 – вуглекислий газ; CO – окис вуглецю; NO_x – оксид азоту; SO_2 – двоокис сірки; Pb – свинець; HC – вуглеводні; PM – частки сажі

Найшкідливішими з викидів є оксиди азоту (NO_x). Оксиди азоту утворюються при згорянні в двигуні під дією високих температур і тиску. Більшість оксидів азоту токсичні. Спрямовані на зниження витрати палива заходи, на жаль, викликають у ряді випадків підвищення концентрації оксидів азоту у вихідних газах, так як підвищення ефективності згоряння супроводжується зростанням температур. А підвищені температури призводять до зростання викиду оксидів азоту. Таким чином, частіше виявляється, бажання поліпшити екологічні показники веде до погіршення екологічних. Для усунення цього протиріччя необхідно застосувати магнітні способи обробки палива, які не приводять до погіршення екологічних показників.

Принцип дії даних пристроїв заснований на фундаментальних дослідженнях в області магнітного поля. Основними елементами яких є спеціальні високоенергетичні магніти, виконані на основі рідкоземельних металів. Даний тип магнітів не втрачає своїх властивостей з часом, що дозволяє говорити про необмежене терміні експлуатації.

Існує кілька конструкцій магнітних активаторів палива. Але вони мають низьку ефективність тому, що не відповідають одній з головних вимог до магнітних паливних активаторів. А саме – магнітний активатор палива повинен розміщуватись на двигуні якнайближче до камери згоряння (біля карбюратору, інжектору або форсунки). У зв'язку з цим магнітні активатори потребують подальшої розробки та поліпшення.

В Херсонському навчально-науковому інституту Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова тривають дослідження в галузі модифікації властивостей моторного палива за допомогою магнітного поля. Група вчених створила дослідницьку установку, на якій проводять випробування різноманітних конструкцій магнітних активаторів палива та варіантів їх взаємного застосування. Крім того, актуальним залишається питання наукового обґрунтування механізму впливу магнітного поля на властивості палива для двигунів внутрішнього згоряння.

Література:

1. Уваров В. А., Андрієвський В. В. Стенд для обробки паливної апаратури. 50-річчя Херсонської філії НУК: матеріали конференції студентів, фахівців, молодих вчених., м. Херсон, 2017. – С.30-31.

2. Уваров В. А., Андрієвський В. В., Семенов С. С. Прогресивні трибосистеми суднових енергетичних установок. 100 років вищої морської освіти в Україні: матеріали міжнародної наук.-практ. конф., м. Одеса, 26-28 листоп., 2018. С. 90 – 92.
3. Постников С. Н. и др. Перестройка дефектных комплексов в кристаллических твердых телах под действием магнитных полей кристаллических твердых тел под действием магнитных полей допороговых энергий. // В кн. Прикладные проблемы прочности и пластичности: Всесоюзн. межвуз. сб., 1980. С.138-143.
4. Бганцев, В. Н. Влияние магнитной обработки топлива на экономические показатели малооборотного дизеля [Текст] / В. Н. Бганцев, А. М. Левтеров // Научно-методичний ж-л МГУ ім. Петра Могили комплексу «Києво-Могилянська академія». – Миколаїв: МГУ, 2005. - №30 (43) – С. 162-164.
5. Материалы о магнетизёрах топлива [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://photo-blocker.com.ua/podrobnее_o_magnitizera_h_topliva.html
6. Звонов, В. А. Влияние на рабочий процесс ДВЗ активирования топлива внешними физическими воздействиями [Текст] / В. А. Звонов, Н. А. Макаров // Всеукраинский научно-технический журнал ХПИ. – Харьков.: ХПИ. – 2008. – № 2. – С. 112-121.
7. Материалы о магнитной обработке углеводородного топлива [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://wl-tech.ru/?page_id=10
8. Бганцев, В. Н. Оценка чувствительности биодизельного топлива к магнитной обработке по изменению цетанового числа [Текст] / В. Н. Бганцев, А. Н. Подгорный // Научно-технический журнал ХНАДУ. – Харьков.: ХНАДУ. – 2002. №1. – С. 40-44.
9. Андреев, А. А. Зменшення кількості шкідливих викидів ДВЗ за рахунок магнітної обробки палив [Текст] / Андреев А. А., Уваров В. А., Ткаченко С. Г. та ін. // Матеріали IV всеукраїнської науково-технічної конференції. – Миколаїв : НУК. – 2011.
10. Поляцко, В. П. Экспериментальное исследование влияние магнитного поля на экологические показатели автомобильного двигателя [Текст] / В. П. Поляцко, В. С. Морозова, В.С. Гуп // Вестник ЮУрГУ. – Южно-Уральск.: ЮУрГУ. – 2010. - №15. – С. 83-89.

ВИРІШЕННЯ ЕКОЛОГІЧНИХ ПРОБЛЕМ СУДНОВИХ ДВЗ ЗА РАХУНОК ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОПОДІБНИХ ПАЛИВ

Наливайко В. С.

*кандидат технічних наук, доцент кафедри двигунів внутрішнього згорання, установок та
технічної експлуатації*

*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
м. Миколаїв, Україна*

Авдюнін Р. Ю.

*викладач кафедри суднового машинобудування та енергетики
Херсонського навчально-наукового інституту*

*Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
м. Миколаїв, Україна*

Мустафасв Т. М.

студент групи 5222м

*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
м. Миколаїв, Україна*

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

зробить неможливим використання високов'язких сортів палив. Сірка знаходиться в структурі смолистих та парафінистих фракцій нафтових складових, які в паливній апаратурі являються змащувальною плівкою. Видалення сірки із цих палив призведе до інтенсивного зношення паливної апаратури. Це перш за все стане технологічною проблемою.

Всі ці проблеми стимулюватимуть інноваційний прорив у використанні природного газу «метану» для суднових енергетичних установок. Двопаливні технології будуть змінюватись на газодизельні, де рідиноподібні палива будуть мати тільки запально-пілотну функцію.

Переваги газового палива по енергетичним якостям по відношенню до рідких вуглеводневих палив: питома теплота згорання, стехіометричне відношення (кількість повітря необхідного для повного згорання палива). По питомим затратам праці, капіталовкладень і споживчій ціні газ значно економніше нафтового палива.

Велике значення має простота використання газу: немає потреби в спеціальній обробці палива та підготовки в складних технологічних засобах в яких проходять підготовку вуглеводневі палива. В процесах сумішоутворення газ легко змішується з повітрям.

Використання газового палива у суднових ДВЗ дозволить значно зменшити забруднення морського довкілля:

- 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 судах 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.

Всі класифікаційні товариства дозволяють таке використання. Вдвічі менша ніж повітря густина і високий коефіцієнт дифузії забезпечує легке видалення його із приміщень.

Технології зберігання та розміщення, як бункеру, на судах різного призначення різні. Наприклад на сучасних контейнеровозах газ розміщують в балонах розміром з міжнародний контейнер. Кількість балонів пов'язана з дальністю плавання, як правило такі контейнери розміщують на верхній палубі біля надбудови.

Для зменшення ваги контейнерів використовуються нові матеріали багат шарових конструкцій з міцністю в 10 раз більшою ніж у сталі.

У зв'язку з великою перспективою використання газових палив у суднобудуванні особливо після 2010 та 2014 коли були побудовані не тільки балкери, контейнеровози, але 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.

По використанню природного газу в якості палива ДВЗ можна розподілити на:

1. Двигуни з зовнішнім та внутрішнім сумішоутворенням;
2. По запалюванню – це самозапалювання палива від стиснення або змушена система (електронного запалювання);
3. Самозапалювання від запальної дози дизельного палива.

Сучасні моделі таких двигунів витрачають на запалювання всього 1% палива пілотного (вуглеводневого рідиноподібного палива).

Останнім досягненням є конструкція двигунів Vasa GD (газ-дизель) побудований фірмою Wartsila Diesel. Працює на різноманітних сортах палив, самої низької якості та природним газом. Перехід з рідиноподібного палива на газоподібний без ніяких допоміжних маніпуляцій і навпаки. Двигун Wartsila 31 занесено в книгу рекордів Гінесса, як самий

економічний двигун. Двигуни Wartsila 31 будують в трьох варіантах: 1) Diesel; 2) Dual-fuel (DF); 3) Spark – Ignited Gas (SG), що допускають використання (HFO), (MDO), Liquefied Natural Gas (LNG), Ethane gas (LED), Petroleum gas (LPG).

Природний газ

- Підводиться до двигуна під тиском 25 МПа;
- Впорскування в камеру згорання в кінці ходу стиснення з пилотним паливом;
- Подача газу в трубі з екраном, як і для рідиноподібних палив;
- Автоматичний головний клапан на лінії підведення газу до двигуна, та перед кожним циліндром швидкозапирні клапани.

Фірма провела інтенсивні випробування двигунів Vasa 4R22GD, ZODF, SODF з типовими схемами використання на різних типах суден.

Деякі двигуни фірми MAN малообертові та середньообертові, адаптовані до такої схеми роботи на газі.

Японська компанія «Oshima Shipbuilding Co» разом з Норвежським класифікаційним товариством DNV побудовою кількох суден – балкерів представили реалізацію концепції «ECO – Ship – 2020».

Висновок. Аналізом використання великої кількості двигунів на різноманітних суднах з 2010 року по 2017 рік. Найбільш економічно ефективно, екологічно зарекомендувала себе технологія двигунів працюючих по циклу, приближеному до циклу Дизеля та зі змішаним підводом теплоти із стисненням у циліндрі двигуна повітря і 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.

Але ця перспектива є проблемою для морського машинобудування. Вже сьогодні потрібна реконструкція виробництв, які поставляють двигуни для сучасного суднобудування.

Література:

1. Sulphur oxides (SO_x) and Particulate Matter (PM) – Regulation 14 [Електронний ресурс] – Режим доступу:
[http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/Sulphur-oxides-\(SOx\)-%E2%80%93-Regulation-14.aspx](http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/Sulphur-oxides-(SOx)-%E2%80%93-Regulation-14.aspx)
2. Наливайко В. С. Суднові двигуни внутрішнього згорання : підруч. для студентів ВНЗ / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : Торубара В. В., 2015. – 331 с.

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕРМОАКУСТИЧНИХ ДВИГУНІВ З ДВОФАЗНИМ РОБОЧИМ СЕРЕДОВИЩЕМ

Коробко В. В.,

доктор технічних наук,

*доцент кафедри експлуатації СЕУ та теплоенергетики Національного університету
кораблебудування імені адмірала Макарова,*

м. Миколаїв, Україна

Зниження температурного рівня скидної теплоти двигунів енергетичних установок промисловості, транспорту, енергетики є загально відомою тенденцією. Використання теплоти низького потенціалу ускладнює застосування традиційних технологій

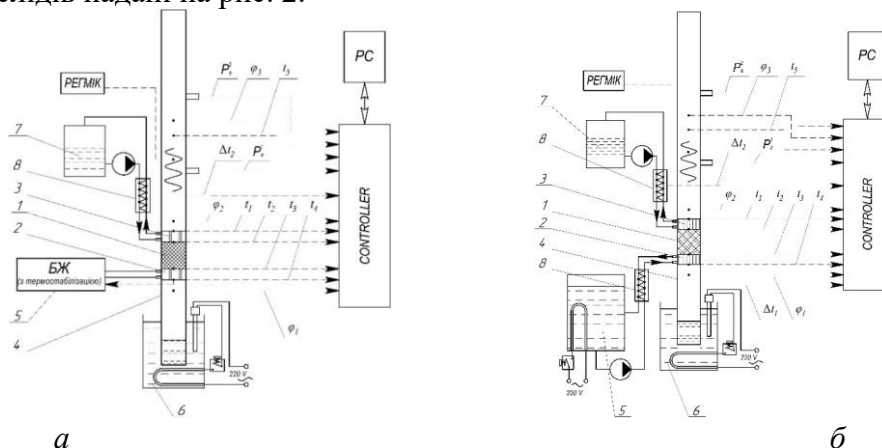
енергозбереження, які мають перетворювати цю теплоту в механічну роботу. Отже, великі об'єми низькотемпературних теплових викидів втрачаються [1].

На судах, які оснащені двопаливними середньо та малообертовими двигунами, теплові викиди систем охолодження мають температуру на рівні 355...365 К. З огляду на малий екзететичний потенціал, використання таких низькотемпературних джерел скидної енергії будь якими тепловими двигунами є складною проблемою.

Для вирішення цієї проблеми в нагоді можуть стати термоакустичні технології. Значною перевагою яких є здатність використовувати будь які зовнішні джерела теплоти, в тому разі низькотемпературні, та продукувати механічну роботу [2]. Відомі випадки виникнення термоакустичних коливань при малих різницях температур між джерелами теплоти за умов високої вологості робочого середовища [3]. Це явище може бути використано для створення низькотемпературних систем енергозбереження на основі термоакустичних двигунів (ТАД) з вологим двофазним робочим середовищем.

З метою вивчення особливостей теплофізичних процесів в ТАД з двофазним робочим середовищем був проведений комплекс експериментальних досліджень.

Експериментальні установки, з допомогою яких моделювались умови роботи низькотемпературних ТАД в складі систем охолодження суднових ДВЗ показані на рис. 1, а результати дослідів надані на рис. 2.



а

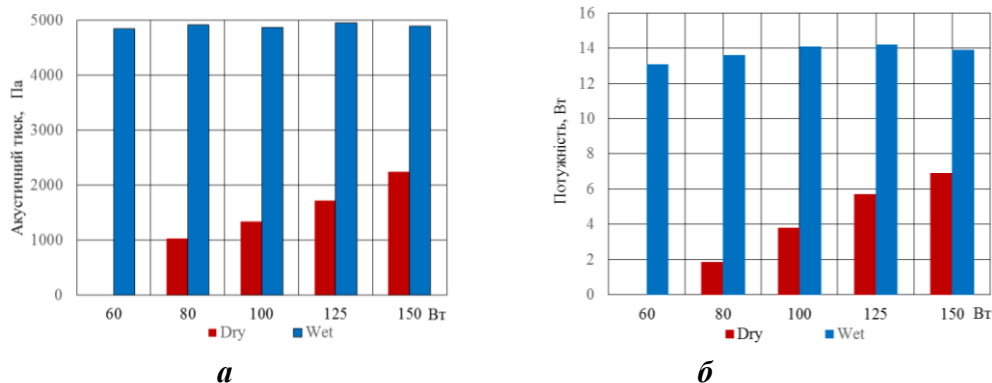
б

Рис. 1. Експериментальні установки для дослідження термоакустичного двигуна з двофазним робочим тілом з рекуперативним (а) та електричним термостабілізованим нагрівачами (б): 1 –

матриця; 2 – нагрівач ТАД;

3 – охолоджувач; 4 – ТАД; 5 – блок живлення; 6 – термостат; 7 – бак;

8 – батарея термопар



а

б

Рис. 2. Зіставлення характеристик ТАД з різними робочими середовищами: а – акустичний тиск; б – акустична потужність ТАД

Отримані данні засвідчили, що в експериментальних ТАД з двокомпонентним (вологим) робочим середовищем температура виникнення самочинних термоакустичних коливань становила 354...359 К, при цьому повздовжній градієнт температури в матриці складав 1,19...1,30 К/м.

Як показали вимірювання, відносна вологість в резонаторі ТАД на відстані 0,150 м від охолоджувача сягала 60...70 %, при температурі середовища на рівні 303...308 К. В цей же час в термобуферній трубі цей показник був близьким до 100 %, але при температурах 358...365 К.

ВИСНОВКИ

1. В результаті експериментальних досліджень робочих процесів в ТАД з вологим робочим середовищем було встановлено, що використання ефектів фазового переходу дозволяє забезпечити виникнення термоакустичних пульсацій при температурі гарячої сторони матриці 355...357 К, при цьому повздовжній градієнт температури в матриці становить 1,6...1,8 К/мм, а акустична потужність ТАД зростає в 1,5...7 рази.

2. Застосування термоакустичних двигунів для утилізації теплових ресурсів з температурами на рівні 355...365 К можливо за рахунок використання енергії фазового переходу в багатокомпонентному робочому середовищі, яке складається з інертного газу або суміші інертних газів та рідини, що випаровується.

3. Показано, що в дослідних ТАД конденсація водяної пари в керамічній матриці та на поверхнях теплообмінників може призводити до втрати потужності, орієнтовно до 25 %, при збереженні їх роботоспроможності.

Література:

1. Singh, D., Pedersen, E. A review of waste heat recovery technologies for maritime applications. *Energy Conversion and Management*, 111, 2016. – pp. 315–328. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman>
2. Коробко, В. В. Підвищення ефективності енергетичних установок шляхом застосування термоакустичних технологій / В. В. Коробко // *Shipbuilding & Marine Infrastructure*. Судостроение и морская инфраструктура. – Николаев : НУК, 2018. – № 2 (10). – С. 252–261.
3. Yang R, Meir A, Ramon GZ. Theoretical Performance Characteristics of a Travelling-Wave Phase-Change Thermoacoustic Engine for Low-Grade Heat Recovery. *Applied Energy* 2020;261:114377.

ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ МЕГАЯХТ

Бастикайтес О. О., Маркус С. О., Сарибасев А. В.

здобувачі освіти

Науковий керівник – Чередніченко О. К.,

доктор. техн. наук, доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики

*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
м. Миколаїв, Україна*

У 50-х роках ХХ століття на базі торпедного катера було збудовано швидкісну яхту «Mercury», оснащену трьома газотурбінними двигунами, які забезпечували судну швидкість 50 вузлів [1]. При цьому витрата палива при експлуатації такої установки була порівнянна з показниками авіаційного обладнання. Цей факт свідчить про те, що для такого специфічного

сектору суднобудування як будівництво мегаяхт та рекордних суден, фактор високої питомої витрати палива не є основним.

В даний час на яхтових верфях всього світу в будівництві знаходяться кілька сотень яхт завдовжки більше 30 м (з них понад десяток мегаяхт завдовжки не менше 90 м), а в експлуатації знаходиться близько 40 суден яхтового типу завдовжки від 80 до 160 м. Частина цих суден оснащена газотурбінними двигунами, які можуть входити до складу комбінованих установок CODAG та CODOG (табл. 1, за даними з офіційних сайтів яхтових верфей Rodriguez, Pershing, Wally, Nordship, Feadship) [2-6]. Верф Blohm+Voss, яка добре відома у військовому кораблебудуванні, представила в лінійці проектів газотурбінну яхту довжиною 126 м та швидкістю 35 вуз [7].

Створення широкого спектру ГТД морського призначення, що мають не лише малі масогабаритні характеристики, а й високу економічність та добрі показники надійності, дозволяє судновим ГТУ успішно конкурувати з дизельними установками [1].

З табл. 1 видно, що на судах яхтового типу використовується продукція фірм General Electric, Vericor, TurbineTecSistem [8, 9].

Таблиця 1. Основні характеристики мегаяхт із газотурбінними та комбінованими установками

Найменування судна	Fortuna	Pershing 115	Enigma (Eco)	Millennium 140	Mangusta 108	Wally Power 118	Destriero
Довжина, м	41,5	35,1	74,1	42	33,5	36	67,7
Водовмісність повна, т	140	114	860	-	94	95	1000
Швидкість, макс., вуз	68,9	42	38	68	51	60	63
Тип установки	CODOG	CODAG			газотурбінна		
Кількість та марки двигунів	ГТД 1×TF40 ДВС 2×MTU	ГТД 1×TF50 ДВС 2×MTU	ГТД 1×LM 1600 ДВС 2×Deutz	ГТД 2×TF 40 ДВС 4× Paxman	2×TF50	3×TF50	3×LM 1600
Потужність ЕУ, МВт	15	9,6	26	14,8	6,8	12,4	38,5

Газотурбобудування відноситься до однієї з найбільш наукомістких галузей енергетичного машинобудування. Україна входить до десятки провідних країн світу, які мають повний цикл розробки та виробництва газотурбінних двигунів. Основу інфраструктури українського газотурбобудування становить науково-виробничий комплекс газотурбобудування "Зоря-Машпроект" (Миколаїв).

У табл. 2 проведено порівняння характеристик ГТД, які перспективні до застосування на судах яхтового типу (за даними офіційних сайтів фірм виробників газотурбінної техніки).

Таблиця 2. Основні характеристики ГТД морського виконання малої та середньої потужності

Фірма, марка		Потужність, кВт	ККД, %	Частота, об/хв	Маса, т	Довжина, м
GE	LM500	4180	31,1	7000	0,613	2,10
	LM1600	13980	37,2	7000	3,43	4,50
Vericor	TF40	3450	—	16000	0,602	1,32
	TF50	4000	—	16000	0,71	1,40
UGT	UGT3000	3360	31	9700	2,5	2,50
	UGT6000	6800	31,5	9300	3,5	3,20

Зіставлення показників показує, що продукція НПКГ “Зоря-Машпроект” цілком конкурентоспроможна. На світовому ринку НПКГ завжди мала міцну репутацію найбільшого виробника газотурбінних двигунів і установок морського застосування. Це підтверджено на більш ніж 460 кораблях флотів різних країн світу, і навіть на комерційних проектах ролкерів типу “Атлантика” та суден на підводних крилах “Циклон”.

Найбільш важливими характеристиками для головних двигунів швидкохідних суден є малі масогабарити, високі маневрені характеристики, можливість агрегатної заміни двигуна, високий рівень автоматизації. Сучасні ГТД мають всі перераховані характеристики, що дозволяє припустити подальше ефективне використання двигунів такого типу на високошвидкісних суднах яхтового типу.

Література:

1. Downloaded from <http://asmedigitalcollection.asme.org/GT/proceedings-pdf/GT1964/79917/V001T01A010/2389502/v001t01a010-64-gtp-10.pdf> by guest on 22 November 2022
2. <https://rodriguezyachts.com>
3. <https://www.pershing-yacht.com>
4. <https://www.boatinternational.com/showcase/wally-yachts>
5. <https://www.nordship.dk/en>
6. <https://www.feadship.nl>
7. <https://blohmvooss.com>
8. <https://www.geaerospace.com/propulsion/marine>
9. <https://www.vericor.com>

Секція № 2

РОБОЧІ ПРОЦЕСИ В ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ТА УСТАНОВКАХ

CONCEPT OF IMPROVEMENT OF HERMETIC COMPRESSOR UNITS OF MARINE REFRIGERATION MACHINES

Olena V. Lytosh

Ph. D., associate professor

Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine

One of the main and most complicated in design and operational respect elements of ship hermetic vapor compressor refrigeration machines (VCRM) of various purposes is hermetic compressor unit (HCU), to a great extent determining reliability of VCRM and technical and economic indicators of its operation. The HCU are currently the undisputed leader in terms of the number of units produced annually - over 100 million units per year [1].

There is a worldwide process of improvement of HCU and the creation of new types. There are a number of original directions which could find application in HCU. However, as the experience of previous years shows, without long-term and comprehensive testing it is impossible to speak confidently about the prospects of their introduction in such responsible equipment, as shipboard equipment. Therefore, only those types of HCU, which really compete with piston HCU and are of interest to domestic engineering, including shipbuilding, were considered. First of all, these are rotary machines: scroll, rotary and screw HCU [1, 2, 3, 4, 5].

A widely advertised special type of rotary machines - scroll HCU - has attracted a great deal of interest.

The scroll compressor unit refers to the positive displacement type of compressor. The patent for the "rotary machine", which was based on the principle of the future scroll compressor, was received by the frenchman *Leon Creux* in the USA back in 1905. However, this type of compressor was not developed and manufactured until the mid-1970s due to technological problems that could only be solved with the advent of numerically controlled machine tools. Japan and the USA were the first to adopt new technologies and to start production of scroll HCU in the early 90s of the last century. Today, the number of industrial samples of scroll HCU produced by companies in the USA, Germany, Japan, France, etc. is estimated to be in the millions of units per year, and all products are marketable. Only the *Copeland* company, part of the *Emepson Electric Co* (USA), has produced more than 40 million units since the 1990s [1, 3].

Rotary compressors have been in use since the 1930s in domestic refrigerators. However, they made a real name for themselves when *Rotorex* (USA) introduced them in hermetically sealed versions in air-conditioning units. Currently, the simplest designs are spread: with a rolling rotor and one blade (*Hitachi*, *Sanyo*, *Daikin*, etc.), with a rotating rotor and two or four plates («Verlpool», USA, «Galileo», Italy, etc.). The main area of application is air conditioners, as it is difficult to obtain high volumetric and energy values at differential pressures exceeding 0,3...0,4 MPa [1, 5].

Screw compressor units started to be widely used in refrigeration technology in the 1970s. This process continues today. The best known manufacturers of screw compressors are *Carrier*, *York*, *Sabroe*, *Trane*, *Bitzer*, *Dunham-Bush International* and others. Screw compressor units in hermetic design deserve special interest [1, 2].

Compared to piston HCU, scroll compressor units feature fewer components, better balance, greater compactness and high energy efficiency.

The disadvantages are, first of all, the complexity of manufacturing: expensive special equipment is required, in particular, high-speed milling machines *XHC* and machining centers *XHC-240* of *EX-CELL* (Germany) for machining spiral surfaces, a three-axis measuring machine *Prismo-5* of *Zeiss* (Germany), etc. Therefore, the initial cost of scroll HCU production is very high and is usually considered to be justified when the production volume is not less than 200,000 pieces per year [5]. In addition, strict requirements are imposed on the accuracy of the entire design (manufacturing tolerances are about 1...2 microns). Because the seal is created by an oil film, a high axial and radial alignment of the helical elements is required, as well as the need for perfectly pure oils with stable properties over a wide temperature range. This results in low maintainability, but also creates severe problems during installation due to the high level of inner surface cleanliness required and the inadmissibility of mixing with other types of oil. The radial seal design and floating axial seals employed by some manufacturers are subject to increased wear and greatly reduce reliability. The use of scroll compressors at high compression ratios (p_d/p_s pressure ratios) is very difficult due to the large area of the axial seals. Even with a small amount of wear, the overflow from high to low pressure cavities increases dramatically, which significantly reduces the volume and energy coefficients. Therefore, in the area of low and medium capacity piston HCU retain their position [4].

Rotating machines (compared to piston HCU) are more compact, have fewer components and are better balanced. The disadvantages are complexity, higher friction losses, faster wear of the plates, higher noise level and oil drift, and lower maintainability. Rotary HCU in air-conditioning applications up to 5 kW are competing with reciprocating. However, they are widespread only in stationary applications that do not have higher requirements for reliability, shock and vibration resistance. In addition, on ships, air conditioning units up to 5 kW have very limited use. However, they are widespread only in stationary objects, which are not subject to increased requirements in terms of reliability, shock and vibration resistance. In addition, on ships, climate control units up to 5 kW have very limited use [5].

Screw-type HCU have the following advantages: no progressively moving parts and therefore high balancing; continuous flow and consequently no pulsation; fast running and therefore compact design; smooth capacity adjustment without design complexity. As the disadvantages should be pointed out the complexity of manufacturing (requires expensive special equipment), very high initial costs for the production of screw compressors, stringent requirements for the accuracy of the entire design, etc. In short, screw HCU have the same disadvantages as helical machines [1].

Piston hermetic compressor units remain the most mass-produced (over 70 million units per year), the cheapest, the most technologically advanced and the most versatile in their application. Well-proven for many decades, they have now reached a certain level of perfection due to modern manufacturing technology and limited current frequency (50...60 Hz). Their further development follows the way of optimization of design and operational parameters, improvement of technology, creation of new models [5, 6].

There are a number of areas in which improvements are being made to the parameters of piston HCU [1].

For example, *Bitzer* has created a new series of *Octagon* piston compressor units in which the following parameters have been improved: smooth running and noise characteristics, efficiency,

capacity control, dimensions and weight, and cost. This has been achieved thanks to a new cylinder head with pulsation damper and variable speed control of the cooling capacity.

For *Octagon* compressor units, the cooling capacity is regulated by varying the crankshaft rotation speed by adjusting the frequency of the supply current in the range of 20...70 Hz with an integrated frequency converter. This allows saving up to 40 % of electric power during operation [1].

When comparing *Octagon* piston HCU with scroll ones, the former have been found to have better characteristics in the low temperature range, are more reliable, better repairable, and allow retrofitting [1].

Copeland, which has successfully implemented scroll technology, not only does not refuse to manufacture piston compressor units, but also continues to successfully improve them. *Copeland* manufactures *Discus* series piston semi-hermetic compressor units, which have design features that give certain advantages to this type of machines [1, 3].

The presence of a vent valve installed between the suction chamber and the compressor crankcase avoids oil foaming, water hammer and «oil starvation» and increases compressor reliability during start-up. The new *Discus Delta* valve plate design, with rigidly mounted circular suction and discharge valves, minimises relative «dead» volume (down to 1%) and greatly improves the efficiency of the piston compressor. The quality parameters of the built-in electric motors have also been improved. These design features have enabled boiling points down to -45°C with single-stage compressors.

Piston compressor units are being developed and improved by *Bock* (Germany) and *Maneurop* (*Danfoss*) [1].

The above raises the question of the future relevance of reciprocating HCU, particularly for shipboard air conditioning and refrigeration equipment (ACRE), with ever increasing efficiency, improving reliability and reducing cost.

This is not an easy question and the selection of a HCU depends on various factors that must be taken into account by the designer at the equipment design stage, most importantly the following HCU parameters: purpose (cold performance, application, compression ratio, etc.), reliability, economics (energy consumption, production costs), ergonomics (noise, vibration). Only by taking all factors into account can the designer determine the type of HCU best suited for a particular application.

Bristol Compressors Engineering, with many years of experience in the design and manufacture of piston and scroll HCU, has benchmarked the *Benchmark* improved piston HCU of its own manufacture against the *Copeland* scroll [4].

In a comparison of the energy efficiency (*EER*) of different compressor types (piston and scroll), it was found that at standard boiling temperatures of 10 °C and condensing temperatures of 38 °C in a VCRM with a cooling capacity of up to 16 kW, the *Copeland* scroll HCU was inferior in energy efficiency to the *Benchmark* piston HCU (Figure 1.1).

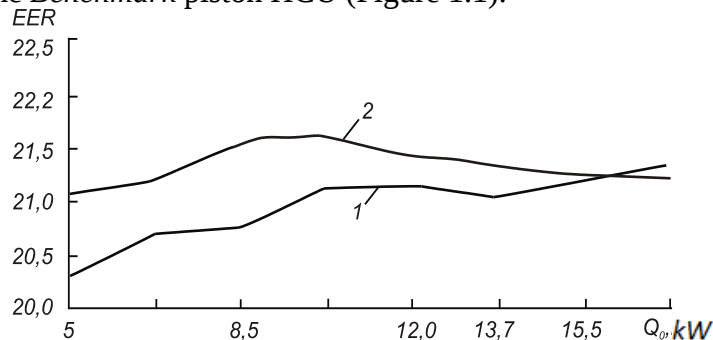


Figure 1.1. Comparison of the effectiveness of HCU:
1 - *Copeland* scroll; 2 - piston *Benchmark*

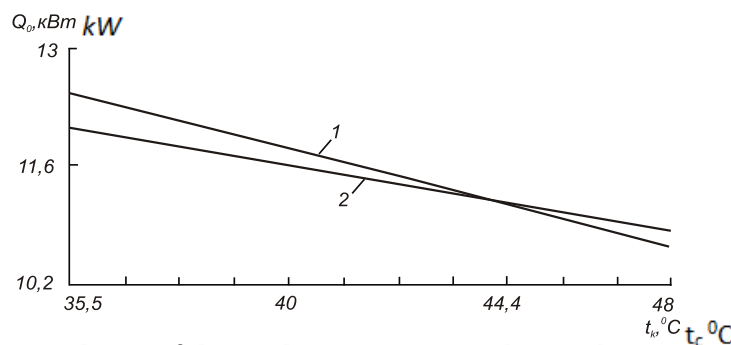


Figure 1.2. Dependence of the cooling capacity on the condensing temperature ($t_0 = 8,9$ °C) of the HCU: 1 – piston; 2 – scroll

Some manufacturers of spiral HCU, without considering the operating conditions, try to introduce them in all VCRM (including shipboard ones) due to the fact that the scroll ones have a higher feed rate than the piston ones. However, the flow coefficient of a piston HCU depends on the operating mode (ratio t_c/t_0 or p_c/p_0) of the HCU. At condensing temperatures not exceeding 45 °C, the piston HCU provides a higher mass flow rate than the scroll HCU at the same nominal capacity (Figure 1.2). It should be noted, that the majority of ship VCRM are equipped with water-cooled condensers, as a consequence of which the condensation temperature even at the highest temperature of seawater ($t_w = 32$ °C) does not exceed 42...44 °C. An important consequence of this is that a piston HCU can be used at a lower capacity than a scroll HCU. In addition, piston HCU have a higher mechanical efficiency, as their friction losses are 25 % lower than those of scroll [4].

An important factor influencing the choice of HCU is also the noise and vibration levels, both in the compressor and in the VCRM as a whole. Recent technological advances by *Bristol Compressors Engineering* (improved gas distribution system and casing design) have enabled the *Benchmark* piston HCU to equal the best scroll HCU in terms of noise level.

However, the noise level of the VCRM is not determined solely by the noise level of the compressor. It also depends on the operation of the condenser fan (air-cooled) and the pulsation of the gas flow and vibrations. The scroll HCU, whose mechanism is rigidly mounted in the canopy, transmit considerably more vibration energy to the VCRM system. In piston HCU, the compressor is mounted in a sealed casing by means of springs, which reduces the amount of energy transmitted to the system. The reduction of noise on the suction and discharge side by using special silencers on the piston HCU has also reduced gas pulsation and increased the efficiency of the VCRM system. Such improvements in the design of piston HCU have made it possible to achieve noise levels lower than those of the best scroll HCU. Thus, tests of a unit with cold-productivity of 10,5 kW have shown that the noise level of a *Copeland* scroll HCU is 77,8 dB, while the noise level of a *Benchmark* compressor using new technologies is 76,2 dB [4].

Without considering the reliability of HCU in VCRM operation and production costs, it is not possible to determine the advantages of one of these technologies (piston or scroll), as both piston and scroll HCU have a number of advantages.

First of all, it is the range of HCU operating conditions (maximum compression ratio or p_d/p_s ratio). Typically, piston HCU operate at a compression ratio of around 14 without damage. For scroll HCU, compression ratio 7 is the limit of their operating conditions. Designed for a specific compression ratio, scroll HCU are much more sensitive to its deviation from optimum conditions. Piston HCU have valves that enable efficient operation over a wide range of compression ratios. Rapid changes in compression ratio usually occur in refrigeration units in defrost mode. Rapid pressure surges cause instability in the scroll HCU, additional stress on the mechanisms and an unpleasant sound when starting the defrost cycle.

Scroll HCU are more prone to mechanical damage when there is no suction, as the spirals are lubricated by the oil in the refrigerant flow. Piston HCU, where the lubrication system continues

to operate independently of the refrigerant flow, can operate for quite a long time without mechanical damage.

As far as production costs are concerned, the following should be noted. Piston HCU have three times less surface area to be machined. The production of scroll HCU, compared to the relatively simple manufacturing operations of piston HCU, requires high-precision operations, the number of which varies little for both large and small spirals. This has a major impact on the cost.

Thus, when answering the question of which compressor is best suited, it can be argued that this choice depends on the efficiency of the HCU, its reliability, noise level and manufacturing costs. Both piston and scroll HCU have their most rational applications. Generally, piston machines are more efficient and less expensive in systems with cooling capacities up to 16 kW, while scrolls are the best choice for systems above 16 kW.

In view of the above, and taking into account the fact that the capacity of the VCRM module for shipboard ACRE is 15 kW [7], preference should be given to piston HCU, the ways of improvement of which are considered below.

The purpose of this study is to analyse ways to improve domestic hermetic piston compressor units.

Analysis of ways to improve domestic piston HCU

First domestic piston HCU of KHG type (KFG, FGP) for ship conditioners have been developed by "Teplotechnik" (further on CSR and DI "Typhoon") in 1965. A range consisted of four models with cooling capacity from 2,56 to 16,3 kW, synchronous speed of rotation 25 s^{-1} , R22 refrigerant. By volumetric, power and mass indicators, HCU were not inferior to similar domestic and foreign models with the same rotational speed [6].

More than 20-year experience of manufacture and operation of these HCU has revealed significant drawbacks of design (the likelihood of a water hammer, the use of difficult and unreliable forked connecting rods, intense wear of the upper main bearing, etc.), which have been taken into account at creation of CSR and DI "Typhoon" in 1974 of high-speed HCU of KHGV-14 type for ship autonomous conditioners with power supply from the network 400 Hz. A synchronous rotation speed of $66,7 \text{ s}^{-1}$ was adopted for it, since at a lower frequency (50 s^{-1}) the characteristics of the built-in electric motor deteriorated, which led to a decrease in the performance and an increase in the temperature level of the HCU in general [7].

Earlier developed domestic hermetic compressors of KHG with synchronous speed of rotation 25 s^{-1} for ship autonomous conditioners didn't fully correspond to modern requirements (on power indicators, noise, vibration, reliability etc.) to ship equipment. It became one of the reasons of development by CSR and DI "Typhoon" of a new range of hermetic piston compressor units of the HGV type (high-temperature hermetic refrigerant) with synchronous speed of 50 s^{-1} . Compressors of the new range are distinguished by a wide coverage of the required cooling capacity (from 3 to 33 kW) and allow fully replacing outdated compressor units of KHG [8].

When comparing the characteristics of HCU, it can be concluded that the developed hermetic compressors HGV are superior to domestic machines in terms of specific mass and volume characteristics and are not inferior to the best foreign models. On power characteristics the created HCU though surpass domestic machines, however, are a little inferior to the best samples of foreign equipment. Thus, energy intensity (electric refrigerating factor) of HCU of *Tecumseh* and *Mitsubishi* companies is 6 and 14 % higher than that of the created machines, respectively. In the author's opinion, HCU of these companies at the first stage can serve as a prototype for improvement of modern domestic HCU.

In connection with the creation of domestic VCRM for ship provisioning pantries, the need for HCU for work in the low-temperature area has increased. As a result of investigations of HCU of the HGV type in low-temperature regimes, a number of low-temperature compressor units were created and improved on their basis HGN type [9].

The development and improvement of high-speed piston HCU requires a large amount of theoretical and experimental research [6]. Despite the rapid development of spiral technology in the production of HCU, piston HCU certainly continue to be in steady demand due to their proven production technology, high reliability and relatively low cost. Alternative types of HCU (scroll, rotary, screw), while having certain advantages, have not yet achieved a serious advantage in terms of energy consumption and reliability. In addition, the complexity of the manufacturing technology does not allow to reduce their cost and prevents their production by a wide range of enterprises. Only the world's largest companies can afford to develop and produce these compressors. In particular, *Copeland's* investment in research and development of scroll technology has exceeded \$15 million, and in the preparation of production and the launch of compressors has exceeded \$250 million [1]. In addition, piston HCU are less "picky" about the purity of lubricants and do not require increased "sterility" during assembly, installation and repair. In addition, restoration of worn surfaces does not require the use of supercomplex equipment and is quite feasible even in ship workshops. In low-temperature applications, piston HCU with liquid refrigerant injection into the suction pipe have extended their range of application up to the modes inherent in two-stage compressors.

Therefore, based on our capabilities as well as on foreign experience, we should continue to develop high-tech production in our factories, create and improve piston HCU. Piston HCU still have considerable development potential, which will enable their optimal use in refrigeration technology in the future as well. Adaptation of piston HCU to new applications and modern refrigerants is possible at a relatively low cost. In terms of weight, smooth running and compactness, modern piston HCU are quite competitive with rotary machines. Output control by changing the speed, not yet common for piston HCU, will result in significant energy savings when widely used. At the same time, such characteristics of piston HCU as ease of manufacturing and cheap maintenance, maintainability, resistance to the peculiarities of domestic operation, make them attractive to many consumers and, above all, to the shipbuilding industry.

Conclusions.

1. Piston HCU continue to be in steady demand due to their proven production technology, high reliability and relatively low cost. They still have a significant development potential which will enable them to be optimally used in refrigeration engineering in the future. Modern piston HCU are quite competitive with rotary machines, and their characteristics such as ease of manufacture and cheap maintenance, maintainability, resistance to the peculiarities of domestic operation make them attractive to many consumers and first of all to the shipbuilding industry.

2. The world's leading companies, along with the development of scroll technology and the introduction of rotary machines, continue to successfully develop piston compressors, achieving high performance equal to rotary machines. Scroll, rotary, screw-type HCU, have definite advantages. However, complex manufacturing technology of rotary machines, high initial costs for their production, stringent requirements to the accuracy of the entire design cannot reduce production costs and prevent their introduction in a wide range of enterprises. The development and production of these compressors can only be afforded by the world's largest companies.

3. A new range of hermetic compressor units of HGV type with synchronous speed of 50 s^{-1} has been created and improved for ship autonomous air conditioners. As a result of researches experimental characteristics of HCU (thermal, electric, vibration-noise, gas-dynamic, etc.) which have been used at their creation and perfection have been received. Mathematical models and methods for calculating HCU characteristics (depressions in valves, operating processes, temperature level, transient modes, etc.) have been developed, which allowed solving problems of improving efficiency, reliability and optimization of the latter. Their refrigerating factor is increased by 10...12 %, and the service life is increased from 25 to 40 thousand hours. HCU of HGV and HGN type correspond to the level of the best models of domestic and foreign refrigeration

equipment, have significant development potential, which will allow them to be successfully used in shipboard air conditioning and refrigeration equipment in the future.

References:

1. Dorosh V. S. Tendencii v razvitii holodilnyh germetichnyh kompressorov sudovyh sistem kondicionirovaniya i refrizheracii [Trends in the development of refrigerated hermetic compressors of marine air conditioning and refrigeration systems] / V. S. Dorosh // Materiali I Mizhnar. n.-t. konf. "Holod v energetici i na transporti", ch. II. – Mikolayiv: NUK, 2008. – S.132-144.
2. Burenin V. V. Vintovye kompressory dlya holodilnyh ustanovok [Screw compressors for refrigeration units] / V. V. Burenin // Holodilnaya tehnika. – 2006. № 1. – S.40-43.
3. Gladchenko A. Mirovoj lider po proizvodstvu kompressorov [World leader in compressor manufacturing] / A. Gladchenko, S. Gorohov, S. Hodzhemirov // Holodilnaya tehnika. – 2005. – № 2. – S.18-21.
4. Standart 13 SEER – kakoj kompressor luchshe? [Standard 13 SEER - which compressor is better?] // Holodilnyj biznes. – 2008. – № 5. – S.28-30.
5. Yakobson V. B. Malye kholodil'nyye mashiny [Small refrigeration machines] / V.B Yakobson. – M: Food Industry, 1977. – 368 p.
6. Zaharov Yu. V. Osnovnye napravleniya sozdaniya i sovershenstvovaniya germetichnyh porshnevnyh kompressorov sudovyh sistem kondicionirovaniya i refrizheracii [The main directions of creation and improvement of hermetic piston compressors for ship air conditioning and refrigeration systems] / Yu. V. Zaharov, V. S. Dorosh // Collection of scientific Paper of UDMTU. – Mykolayiv: UDMTU, 2000. – № 4 (370). – S.43-53.
7. Dorosh V. S. Vysokooborotnyj germetichnyj kompressor dlya sudovyh avtonomnyh kondicionerov [High-speed hermetic compressor for marine autonomous air conditioners] / V. S. Dorosh, Yu. K. Kolomiec, B. D. Redkozub // Holodilnaya tehnika. – 1975. – № 2. – S.8-10.
8. Dorosh V. S. Novyj ryad vysokooborotnyh germetichnyh holodilnyh kompressorov dlya sudovyh avtonomnyh kondicionerov [A new range of high-speed hermetic refrigeration compressors for marine autonomous air conditioners] / V. S. Dorosh, V. I. Gidulyan, V. Yu. Zaharov, Yu. K. Kolomiec // Holodilnaya tehnika. – 1983. – № 5. – S.19-23.
9. Dorosh V. S. Germetichnye holodilnye mashiny dlya provizionnyh kladovyh [Hermetic refrigeration machines for food pantrys] / V. S. Dorosh, I. A. Nazarenko, E.V. Lytosh // Holodilnaya tehnika i tehnologiya. – Odessa: OGAH, 2005. – № 4 (96). – S.62-64.

ВІБРОАКУСТИЧНЕ ДІАГНОСТУВАННЯ ЛУБРИКАТОРНОЇ СИСТЕМИ ЦИЛІНДРОВОГО ЗМАЩЕННЯ МАЛООБЕРТНИХ ДВЗ

Варбанець Р. А.

доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри

Мінчев Д. С., Мальчевський В. П., Кирнац В. І.,

кандидати технічних наук, доценти

кафедра суднових енергетичних установок та технічної експлуатації

Одеський національний морський університет, м. Одеса, Україна

Псарюк С. П.

суперінтендант, компанія «Трансшип», м. Одеса, Україна

Подібно до діагностики роботи паливних форсунок, запропонована технологія діагностування лубрикаторної системи циліндрового змащення з електронним керуванням. Як відомо, система змащування циліндрів згідно даних фірми MAN Diesel [1, 2] має наступні

функції:

- зменшення тертя між поршневими кільцями і стінками циліндра;
- нейтралізація кислотних властивостей мазуту;
- ущільнення поршневих кілець, усунення зазорів між кільцями і стінками циліндра;
- очищення поверхні циліндра від відкладень;
- теплопередача через поршня в стінки циліндра і далі в охолоджуючу рідину.

Зазначимо, що Wärtsilä, WinGD і MAN як провідні виробники двигунів вважають пріоритетами зменшення тертя та уникнення кислотної корозії. Для вирішення зазначених завдань мастильна олива повинна впорскуватися з належним тиском і за часом за допомогою інжекторів мастильної олії.

Сучасні системи змащення циліндрів з електронним керуванням зазвичай працюють при тиску впорскування масла до 40 бар за дуже короткий проміжок часу, коли поршень піднімається вгору на такті стиснення. Олива впорскується саме в момент, коли поршень проходить повз розташування масляних форсунок, розташованих по колу в гільзі циліндра. Впорскування починається, коли перше компресійне кільце досягає рівня форсунок масляного інжектора, і припиняється саме в момент проходження останнього компресійного кільця [2]. Оскільки період впорскування оливи дуже короткий (менше 10 °CA) і враховуючи високу швидкість поршня в цей момент (14...20 м/с), важливість точного часу стає очевидною, що викликає суворі вимоги до системи керування.

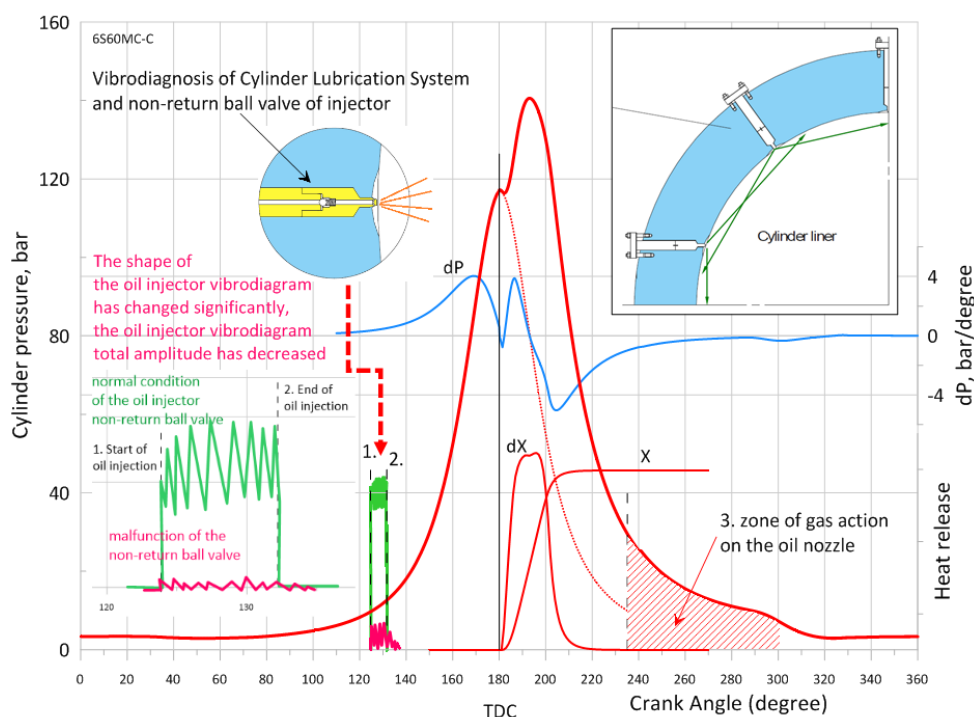


Рис. 1. Вібродіаграма роботи форсунки лубрикаторної системи змащення суміщена з індикаторною діаграмою P(deg)

Вищезазначене пояснює, чому механічна система змащування циліндрів неефективна для двигунів серії S-MC(ME), а тим більше для серії G-ME від виробника MAN: навіть незначний знос компонентів механічної системи змащення може призвести до зсуву впорскування масла. ГРМ, тому масло, що не впадає в пакет поршневих кілець, потрапляє в небажану область. Неправильний час може призвести до раннього впорскування масла над поршнем, що може призвести до горіння масла та утворення відкладень на поверхні поршня. Інакше пізній час впорскування оливи означатиме просто марну витрату оливи, яка потрапить у простір під поршнем і може спричинити пожежу у впускній камері двигуна. В

обох випадках може виникнути режим твердого тертя, що призведе до різкого підвищення швидкості зносу.

Система змащування циліндрів Alpha Lubricator для двигунів серії MAN ME та MC включає ряд масляних форсунок, рівномірно розташованих на однаковій висоті навколо гільзи циліндра. Він містить шість форсунок на циліндр, якщо отвір циліндра становить 50 і 60 см, вісім форсунок для отвору циліндра 65, 70 і 80 см і десять форсунок для 90 і 98 см [2]. Іншими словами, типовий 6-циліндровий двигун може мати від 36 до 60 масляних форсунок, а для двигуна MAN 14K98ME-C їх кількість становить 140. Враховуючи застосування кулькового зворотного клапана в масляних форсунках, як показано на рис. 2, ймовірність несправності кількох форсунок на один двигун можна передбачити як відносно високу. Приклад установки масляного інжекторного обладнання наведено на рис. 2.

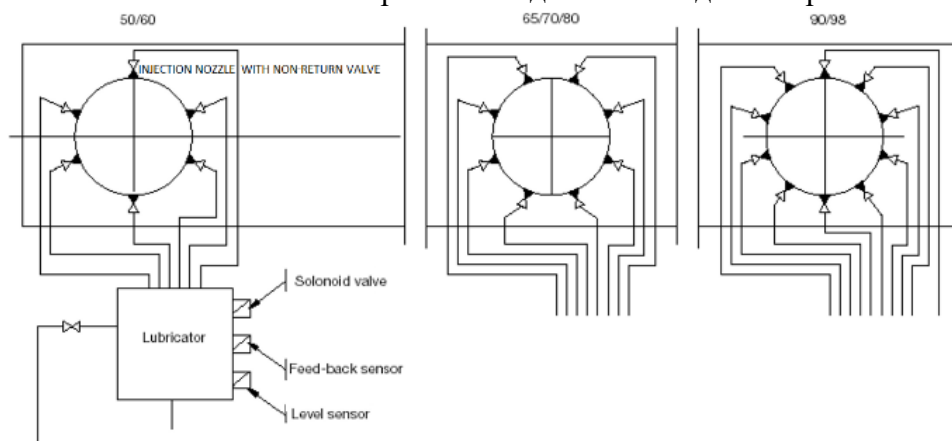


Рис. 2. Система мастила циліндрів ME, MC-Engine [2].

Несправності кулькових зворотних клапанів, спричинені тривалою циклічною роботою, можуть призвести до неповного закриття, тому гази високого тиску з циліндра під час робочого ходу можуть потрапити в трубу високого тиску масла, і наступна цикл впорскування масла може бути спотворений. Частина робочого ходу, коли гази могли надходити в патрубок для впорскування масла, показана на рис. 1 пунктирною областю.

Візуальний контроль роботи форсунки в штатному режимі можливий тільки при технічному обслуговуванні через порти передачі. У режимі тестування інспектор повинен підтвердити подачу масла кожною масляною форсункою. Візуальний контроль вимагає досвідченого інженера-механіка, незручний і може призвести до помилок. Крім того, це можна робити тільки при зупиненому двигуні, а умови роботи масляних форсунок в тестовому режимі далекі від їх роботи при працюючому двигуні.

Датчики контролю впорскування масла, датчик зворотного зв'язку та датчик рівня, показані на рис. 2, можуть не виявити вихлопні гази в трубі високого тиску масла. Сигнал датчика вібрації від масляного інжектора може бути дуже перспективним рішенням у цьому випадку. Основна техніка практично аналогічна описаній вище для діагностики паливних форсунок. Такий тип контролю може проводитися періодично під час роботи двигуна та допомагає на ранній стадії виявити несправність масляного інжектора, уникаючи зносу циліндра та пошкодження двигуна.

Гарною ілюстрацією зазначеної проблеми є зафіксований випадок для основного дизеля Mitsubishi 6UEC50LSH, коли критичний знос гільз циліндрів протягом року експлуатації. Система змащування моторного масла була налаштована на мінімальну витрату циліндрового масла згідно з правилами виробника, але в той же час момент впорскування масла був встановлений неправильно, бракувало кількох °CA. Незаплановані витрати на заміну всіх гільз циліндрів перевищили 120 000 доларів.

Література:

1. A. Młynarczak and K. Rudzki, "Optimisation of the Topping-Up Process of Lubricating Oil in Medium-Speed Marine Engines," Polish Marit. Res., vol. 28, no. 2, 2021, doi: 10.2478/pomr-2021-0024.
2. Cylinder lubricator system. MAN M&W Diesel. Hydraulic Cylinder Unit - Tom Ballegard/4140, 2006.
3. 6UEC50LSH-Eco-C2 instruction book. Kobe diesel, Co. ltd. EN00-01_50HC(8)(A) _order 1_0, 2020, 357 p.

ОСОБЛИВОСТІ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ СУДНОВИХ ДВЗ ПРИ ЗАСТОСУВАННІ ПАЛИВ З НАДНИЗЬКИМ ВМІСТОМ СІРКИ

Варбанець Р. А.

доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри

Мальчевський В. П., Мінчев Д. С.

кандидати технічних наук, доценти

Братченко П. В., Абросімов В. Г., Воловик К. В.

аспіранти

*кафедра суднових енергетичних установок та технічної експлуатації
Одеський національний морський університет, м. Одеса, Україна*

Вимоги Міжнародної морської організації, державних природоохоронних органів та інших неурядових груп спрямовані на зниження викиду шкідливих речовин у довкілля під час експлуатації дизельних двигунів. Нові обмеження щодо вмісту сірки впливають на види палива, які можна використовувати на судах і таким чином необхідно розуміти, які максимальні/мінімальні значення та типові діапазони вмісту сірки і в'язкості повинні бути для суднового палива.

В усьому світі зростає рух по впровадженню дизельного палива з наднизьким вмістом сірки (ULSD). Спочатку ця вимога була застосована до автомобільної промисловості, а тепер на це паливо переводять також і позадорожні і суднові двигуни. По мірі того, як використання ULSD стає широко поширеним на березі, нафтопереробні заводи все частіше вироблятимуть лише ULSD і продаватимуть його у тому числі на морському ринку. Це є більш вигідним для виробника, ніж платити за переведення порівняно невеликої кількості палива, проданого на морський ринок у інший стандарт [1].

Причина поштовху вимагати ULSD полягає в тому, що його використання дозволяє застосовувати нові технології контролю викидів, які забезпечать значно менші об'єми викидів твердих частинок, окислів SOx та NOx від дизельних двигунів. Використання вказаних палив у суднових дизелях пов'язане з низкою труднощів, оскільки ці двигуни зазвичай призначені для використання на паливах з високою в'язкістю та змашувальною здатністю. При підвищенні температури палива перед двигуном його в'язкість набуває значення нижче допустимого інтервалу.

Для малооборотних дизельних двигунів (крейцкопного типу з номінальною частотою обертання меншою за 400 об/хв) мінімальна в'язкість палива перед паливними насосами високого тиску повинна бути на меншій за 2 сСт [2, 3]. Для дистильного ULSD палива стандарту DMA (MGO) мінімальне значення в'язкості цього палива відповідає температурі 50 °C. Будь-яке підвищення температури палива призводить до зниження його в'язкості та до високої ймовірності шкідливих наслідків [1], таких як:

1. Через зниження в'язкості зменшується товщина плівки між поршнем паливного насоса та корпусом у паливних клапанах, що призводить до надмірного зношування та можливого залипання та прискорює вихід з ладу паливного насосу. Можливо виготовляти спеціальні паливні насоси, які найбільше підходять для цього типу палива, наприклад, насоси з покриттям з карбіду вольфраму, або передбачати окрему систему змащення паливного насоса.

2. Втрата потужності в подачі палива насосами високого тиску через збільшення протічок через зазори у насосі, що призводить до втрати потужності суднового двигуна.

3. Існуюча система очищення може не підходити для палива з низькою в'язкістю та густиною. Очищення MGO не завжди потрібно, але іноді рекомендується. Для його забезпечення може знадобитися встановлення окремого очисника палива MGO та окремої системи трубопроводів для здійснення розподілу палива.

У відповідності з тим, що зміна в'язкості дизельного палива з наднизьким вмістом сірки (яке відповідає паливу DMA за стандартом ISO 8217 2017, або дизельному паливу № 2 за стандартом ASTM D-975) у межах діапазону його нижніх допустимих для двигуна значень при відповідній зміні температури у машинному відділенні суттєво впливає на стабільність роботи двигуна, було виконане дослідження впливу в'язкості палива та інших його властивостей на параметри робочого процесу для двигуна MAN B&W 8S90ME-C9.2.

Для дослідження було використано онлайн-комплекс моделювання робочих процесів двигунів Blitz-PRO [4]. Даний комплекс дає можливість за допомогою високоточної математичної моделі оцінювати вплив різноманітних експлуатаційних факторів на робочий процес, а також робити прогнози щодо виявлення великої кількості несправностей. Сервіс має вільний доступ; можливе моделювання робочих процесів двигуна як у стійкому режимі, так і у процесі переходу на новий режим.

Одним з найважливіших факторів, якій залежить від в'язкості палива є наявність протічок палива через паливний насос високого тиску (ПНВТ). При зменшенні в'язкості нижче заданого для двигуна діапазону паливна апаратура не може працювати належним чином, оскільки об'єм протічок збільшується. Разом із цим тиск упорскування ($p_{\text{упорск}}$) зменшується, що призводить до зростання середнього діаметра крапель палива в паливному факелі.

Для того, щоб при збільшенні протічок та зменшенні тиску упорскування забезпечити задану потужність двигуна, регулятор збільшує циклову подачу, тобто, фактично, розтягує її за часом. Для урахування збільшення циклової подачі при зниженні в'язкості палива у процесі розрахунків параметрів робочого процесу при температурі палива 50 °C відбувалося збільшення тривалості упорскування ($\varphi_{\text{упор}}$).

В результаті дослідження показано, що для палива з малою в'язкістю суттєво зменшуються значення індикаторного та ефективного к.к.д та відповідно збільшується витрата палива. Процес згоряння палива з малою в'язкістю при наявності протічок значно затягується у порівнянні із паливом з високою в'язкістю та відбувається менш ефективно.

Отже, для забезпечення якісного робочого процесу двигуна при використанні дистилатних палив необхідно постійно контролювати температуру палива перед паливними насосами високого тиску. Досить ефективним способом контролю температури є використання системи стабілізації температури палива на базі холодильної установки.

Література:

1. American Bureau of Shipping ABS Nautical Systems. Fuel Switching Advisory Notice., 2010. – 36 p.
2. MAN Diesel & Turbo. Service Letter SL2014-593/DOJA. Guidelines for Operation on Fluids with less than 0,1 % Sulfur.

3. Diesel engine fuels. Change-over from MDO to HFO manually. – Winterthur Gas & Diesel, Issue 002 2018-12, 23 p.
4. Neumann, S. Vibrodiagnostics of marine diesel engines in IMES GmbH systems / S. Neumann, R. Varbanets, D. Minchev, V. Malchevsky and V. Zalozh // Ships and Offshore Structures. – 2022. – Vol. 17. – Iss. 9. <https://doi.org/10.1080/17445302.2022.2128558>

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ СУДНОВИХ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРІВ ЗА РАХУНОК ЗМЕНШЕННЯ АБРАЗИВНОГО ЗНОСУ ЕЛЕМЕНТІВ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ ТУРБІН

Калініченко І. В.

кандидат технічних наук, доцент кафедри теплотехніки;

Поздняков Р. С., Черноморченко В. А.

здобувачі другого (магістерського) рівня вищої освіти

*Херсонського навчально-наукового інституту Національного університету
кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна*

Актуальність проблеми. Протягом останніх десятиліть провідними двигунобудівними компаніями велася інтенсивна робота з перекладу суднових дизелів на важкі сорти палива і зниження емісії відпрацьованих газів в зв'язку зі зростаючими вимогами захисту навколишнього середовища. Сучасні судові дизель-генератори (ДГ), у якості яких використовують середньообертові двигуни (СОД) в основному працюють на важких сортах палива в'язкістю 380 сСт, що, безсумнівно, робить помітний вплив на роботу як самого дизеля, так і турбокомпресора (ТК). Досвід експлуатації показує, що в зв'язку із застосуванням важкого палива в ДГ елементи проточної частини турбіни ТК піддаються абразивному зносу під впливом твердих частинок, які містяться у відпрацьованих газах дизеля. Ефективність і надійність роботи ТК багато в чому визначає техніко-економічні показники і надійність судових дизельних установок. З джерела [1] повідомляється про незаплановані простої в роботі судових дизелів через велику кількість несправностей і відмов ТК. В сучасних судових СОД використовується важке паливо в'язкістю 380 сСт. У зв'язку з цим у відпрацьованих газах дизеля присутні тверді (абразивні) частки високої твердості, які зношують елементи проточної частини турбіни ТК. Це призводить до зниження ефективності судових дизелів через часті заміни соплового апарату ТК через 2000...4000 годин роботи [2].

Вихідні дані та умови для визначення складу твердих частинок. В даний час існує велика кількість несправностей і відмов, пов'язаних не тільки із забрудненням, а й з абразивним зносом елементів проточної частини турбіни ДГ, яке призводить до пошкоджень деталей ТК при напрацюванні 2...10 тис. годин в умовах застосування важкого палива.

Дослідження проводилися на сталих режимах експлуатації ДГ при 25, 50, 75, 90 % від номінального навантаження двигуна. Відхилення параметрів (температура відпрацьованих газів $t_{гв}$; тиск наддуву P_s ; питома витрата палива g_e), отриманих на дизелі в судових умовах під час проведення експериментальних досліджень по відношенню до параметрів під час здавальних випробувань склала не більше 2 %. Застосування і підготовка використовуваного палива на дизель ISO-F-RMG 380 під час заміру відповідали вимогам стандарту ISO 8217-2010, який регламентує вміст у паливі алюмосилікатів, і технічної експлуатації устаткування (сепарування і фільтрування палива) [3].

Процедура уловлювання твердих (абразивних) частинок у відпрацьованих газах дизеля проходила за таких умов роботи ДГ:

- дизель керувався з поста керування;
- заздалегідь введений в експлуатацію (прогрітий);
- виміри здійснювалися на кожному сталому режимі ДГ при зниженні навантаження від 90 % до 25 % від номінальної;
- швидкість u робочого середовища (суміші повітря і абразивного матеріалу) змінювалась в межах від 100 до 350 м/с; тиск P робочого середовища на вході в сопло, змінювався від 1,5 до 3 бар.

Для дослідження величини абразивного зносу проточної частини турбін ТК суднових дизелів була спроектована і виготовлена експериментальна установка (рис. 1).

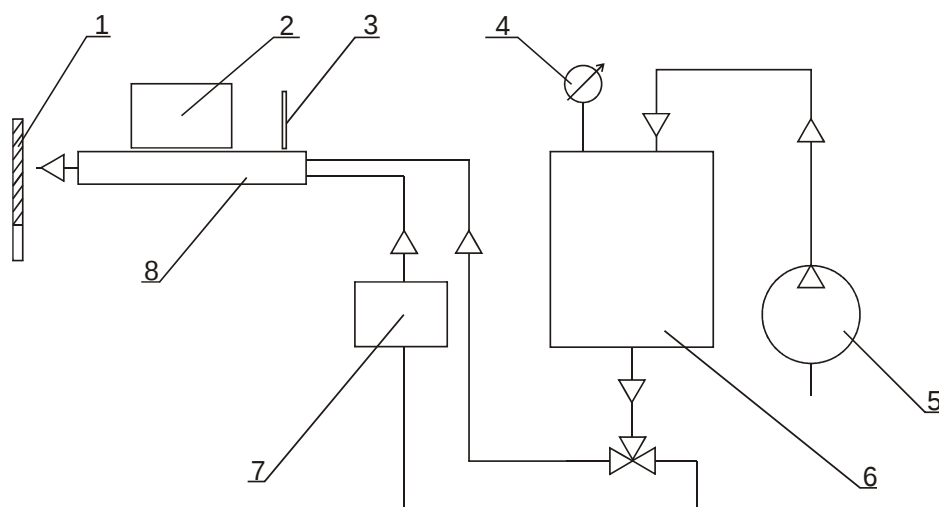


Рис. 1. Принципова схема експериментального стану для визначення величини абразивного зношення соплової лопатки

- 1 - експериментальний зразок турбіни, 2 - камера згоряння (паяльна лампа) для підігріву повітря, 3 - термометр, 4 - манометр повітря, 5 - повітряний компресор, 6 - ємність стиснутого повітря, 7 - ємність з частинками абразиву, 8 - труба діаметром 20 мм

Експериментальна установка включає в себе компресор 5, який нагнітає повітря в ємність стисненого повітря (ресивер) 6 з тиском від 1,5 до 3 бар. Стенд оснащений контрольно-вимірювальними приладами: манометром 4, і термометром 3. Кут атаки забезпечується поворотом лещат, в яких закріплений зразок 1. Як зразки для проведення експериментальних досліджень були взяті частини деталей турбін сучасних ТК суднових дизелів: зразок №1 від лопатки ТК фірми MAN Diesel & Turbo.

Для дослідження впливу абразивного зносу проточної частини турбіни були взяті абразивні матеріали:

- сухий засіб для чищення, твердість якого за шкалою Мооса дорівнює 6, маса однієї фракції становить 0,0003 і 0,0007 кг, яке застосовується для очищення осьових турбін ТК малооборотних двигунів (МОД);
- електрокорунд твердістю 9 за шкалою Мооса, маса однієї фракції становить 0,0003, 0,0005 і 0,0007 кг.

Перед випробуваннями проводилася калібрування абразивів і зважування. Абразивний знос зразків визначається втратою ваги.

Критерії подібності. Для того щоб результати дослідження на експериментальній установці відповідали реальним умовам експлуатації деталей турбін ТК СОД, були визначені основні числа подібності і співвідношення, що визначають режими роботи ТК: M – число Маха, $M = P_5/P_3$, де P_5/P_3 – відношення тисків за турбіною і до неї; Re – число Рейнольдса, k

– показник адіабати. Визначальними режимними параметрами є числа Маха і Рейнольдса. Їх розрахунок і порівняння для умов роботи ТК на відпрацьованих газах дизеля і зразків при дослідженні на експериментальній установці дозволили забезпечити подібність фізичних процесів при наступних умовах проведення досліджень на експериментальній установці: швидкість з робочого середовища (суміші повітря і абразивного матеріалу) на досліджуваній зразок під час експериментальних досліджень змінюється в межах від 100 до 350 м/с; тиск P робочого середовища на вході в сопло, змінюється від 1,5 до 3 бар.

Результати розрахунків. Для якісного порівняння з отриманими результатами на рис. 2 наведена усереднена залежність абразивного зносу нікелевої сталі від золи твердого палива (лінія 2).

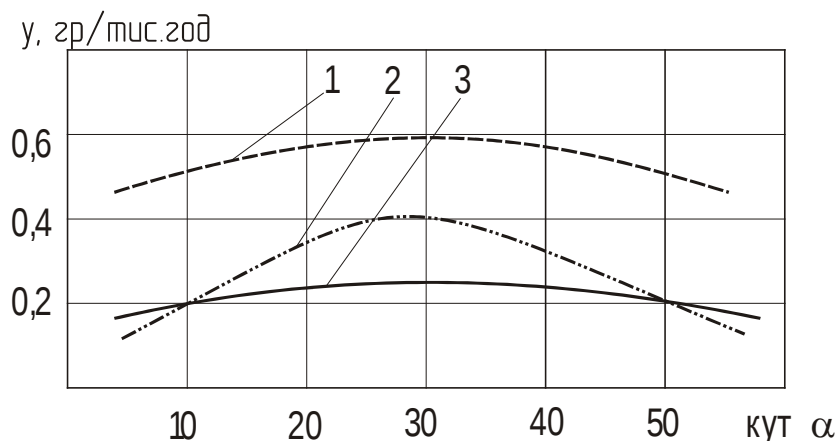


Рис. 2. Залежність абразивного зносу зразка від кута атаки при різних абразивних матеріалах
1 – Електрокорунд масою до 0,0007 кг, 2 – Зола твердого палива,
3 – Твердий матеріал масою до 0,0007 кг

З рис. 2. видно, що абразивний знос зразка в залежності від абразивного матеріалу сильно відрізняється: електрокорунд – 0,48 грам; крихта – 0,05 грам. Зміни абразивного зносу зразка залежні від використання абразивного матеріалу електрокорунду і має більш інтенсивне збільшення абразивного зносу при кутах атаки від 5° до 30° , ніж при використанні абразивного матеріалу крихти залежності 3, яка прагне до прямої лінії. Залежність 2, зазначена на рис. 2, має приблизно однаковий характер зміни абразивного зносу зразка при використанні абразивного матеріалу вугілля, взятої з експериментальних досліджень на твердому паливі.

Дослідження показали, що максимальний знос розглянутих зразків відбувається при кутах близьких до 30° . У сопловому апараті ТК абразивний знос елементів проточної частини турбіни при напрацюванні 2500 годин був відсутнім при куті атаки установки лопаток соплового апарату близько 45° . Таким чином, зменшення абразивного зносу проточної частини турбін ТК можливо за рахунок застосування спеціальних конструктивних заходів - зміни геометрії соплового апарату.

Література:

1. Жук А. Н. Оценка скорости износа элементов проточной части газовых турбин агрегатов наддува судовых дизелей, работающих на тяжелом топливе / А. Н. Жук, А. И. Епихин // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2008. – № 2. – С. 97-101.
2. Гарагуля Б. А. Расходные характеристики каналов последних ступеней турбины // Судовые энергетические установки: наук.-техн. зб. 2012. – Одеса: ОНМА. – С. 84-91.
3. Flannigan D.J. and Suslick K.S. Molecular and atomic emission during single-bubble cavitation in concentrated sulfuric acid Acoustics // Research LettersOnline.- 2005.-V.6. -No3. - P. 157-161.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ ПАЛИВНОГО ФАКЕЛА В ДИЗЕЛІ ЗА ДОПОМОГОЮ ПАКЕТА MATLAB

Воронков О. І.

*доктор технічних наук, професор,
завідувач кафедри двигунів внутрішнього згорання*

Нікітченко І. М.

*кандидат технічних наук, доцент,
доцент кафедри двигунів внутрішнього згорання
Харківський національний автомобільно-дорожній університет
м. Харків, Україна*

Вступ. Для рішення проблеми економії паливних ресурсів в дизелебудуванні існує два основні шляхи: створення нових двигунів із використанням найсучасніших доробок і модернізація двигунів, що випускаються, з підвищенням їх техніко-економічних показників. Проведення необхідних досліджень з розвитком комп'ютерної техніки дозволило замінити натурні випробування комп'ютерним моделюванням.

Вибір основних показників і моделей. На підставі моделі сумішоутворення запропонованої в роботі [1], при аналізі робочого процесу для зв'язку конструктивних параметрів дизеля з його індикаторними показниками вводяться проміжні характеристики, так звані показники сумішоутворення.

Була прийнята фізична модель факела розпиленого палива в дизелі, яка досить повно описана в роботі [2]. У даному дослідженні застосовується метод критеріальних залежностей проф. Лишевського А. С. [3].

Обрана наступна фізична модель руху повітряного заряду в циліндрі дизеля. При впуску в циліндр дизеля повітряний заряд закручується у впускному гвинтовому каналі. Зі збільшенням радіуса камери згорання тангенціальна швидкість повітряного заряду збільшується й описується за законом руху твердого тіла. Поблизу стінки камери згорання відбувається швидке загасання швидкості й рух повітряного заряду підкоряється закону потенційного вихру. Зміщення камери згорання із прийнятною точністю враховується виправленнями [4].

В основу пропонованого опису покладений метод оцінки розвитку паливного факела в камері згорання дизеля по траєкторії руху еквівалентної одиничної краплі. Траєкторія руху еквівалентної одиничної краплі описується за допомогою рівнянь балістики переміщення твердого тіла в поле дії змінних сил. Під дією спрямованого руху повітряного заряду, що має швидкість, відбувається відхилення траєкторії краплі від прямолінійної. Приймаючи за основу руху факела рух еквівалентної краплі, що рухається по його вісі, припускаємо також, що краплі палива не взаємодіють одна з одною і рухаються зі швидкістю, що дорівнює швидкості голівки паливного факела.

Опис поверхні паливного факела. Була прийнята наступна теорія. Вважається, що траєкторія еквівалентної краплі задана в параметричному вигляді:

$$\vec{r}(t) = \begin{cases} x = x(t) \\ y = y(t) \\ z = z(t) \end{cases}, \quad (1)$$

де $x(t)$ – координата еквівалентної краплі по вісі X ;

$y(t)$ – координата еквівалентної краплі по вісі Y ;

$z(t)$ – координата еквівалентної краплі по вісі Z .

Для дуги довжиною ℓ , зображеної на рис. 1, можна записати

$$\ell(t) = \int_0^t |\vec{r}(t)| dt; \quad (2)$$

$$|\vec{r}(t)| = \sqrt{[x'(t)]^2 + [y'(t)]^2 + [z'(t)]^2}. \quad (3)$$

Відповідно:

$$\bar{\rho}(t) = \ell(t) \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (4)$$

Тоді рівняння поверхні факела може бути описане залежністю:

$$\vec{R}(t) = \vec{r}(t) + \bar{\rho}(t)(\bar{n} \cos \psi + \bar{\beta} \sin \psi), \quad (5)$$

$$0 \leq \psi \leq 2\pi \quad (6)$$

де α – половинний кут при вершині паливного факела;

ψ – кут зміни вектора $\bar{\rho}(t)$ в нормальній площині;

$\bar{n}$ – вектор нормалі;

$\bar{\beta}$ – вектор бінормалі;

$R(t)$ – вектор, що описує поверхню паливного факела.

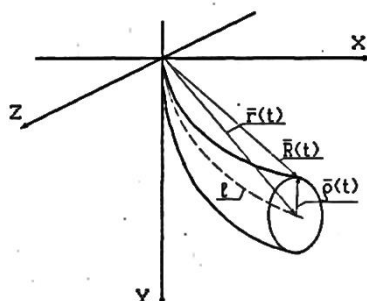


Рис. 1. Позначення векторів у паливному факелі

Повний запис площі конуса факела виглядає так:

$$S_k = \int_0^{2\pi} d\psi \int_0^t \sqrt{[(1 - \kappa_1(t)) \ell(t) \cos \psi \operatorname{tg} \alpha]^2 + \operatorname{tg}^2 \alpha} \ell(t) dt. \quad (7)$$

Площа поверхні можна виразити як площу нескінченного вигнутого циліндра:

$$S_u = \rho \int_0^\pi d\psi \int_0^t \sqrt{1 + \rho \kappa_1(t) \cos \psi} \ell(t) dt. \quad (8)$$

Опис камери згорання. У дизелях досліджуваної розмірності неминуче потрапляння частини палива на стінку. Для аналітичного опису поверхні камери згорання, а також визначення границі відбитка паливного факела на її поверхні використовується апарат R-Функцій.

Для R-Кон'юнкції, R-диз'юнкції вводяться наступні формули:

$$x_1 \Lambda_\alpha x_2 = \frac{1}{2} (x_1 + x_2 - \sqrt{x_1^2 + x_2^2 - 2\alpha x_1 x_2}) P_0(x_1, x_2), \quad (9)$$

$$x_1 \vee_\alpha x_2 = \frac{1}{2} (x_1 + x_2 + \sqrt{x_1^2 + x_2^2 - 2\alpha x_1 x_2}) g_0(x_1, x_2). \quad (10)$$

Якщо α , P_0 , g_0 – диференційовані функції $-1 \leq \alpha \leq 1$, то для рівняння R-Кон'юнкції та R-диз'юнкції можна одержати диференційовані рівняння. Питання вибору функцій α , P_0 , g_0 вирішується в кожному конкретному випадку додаткових умов.

Розглянемо використання апарата R-Функції для одержання рівняння камери згорання у поршні дизеля з діаметром циліндра до 120 мм (рис. 2).

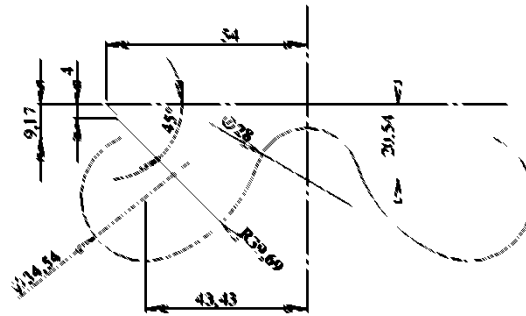


Рис. 2. Розміри камери згорання

Дана поверхня може бути складена із границь наступних областей:

- циліндра з радіусом $R_K = 48,34$ мм (при цьому $4 \text{ мм} \leq z \leq 9,17 \text{ мм}$):

$$48,34^2 - x^2 - y^2 = 0; \quad (11)$$

- верхньої частини сфери радіуса $R_{C\Phi} = 28$ мм із центром у точці $(0; 0; 20,54)$:

$$x^2 + y^2 + (z - 20,54)^2 - 28^2 = 0; \quad (12)$$

- конуса 2-го порядку, обмеженого площинами $z_1 = 0$ й $z_2 = 4$:

$$Ax^2 + By^2 - Cz^2 = 0; \quad (13)$$

- однопорожнинного гіперболоїда, обмеженого площинами $z_3 = 48,41$ і $z_4 = 27,64$:

$$Ax^2 + By^2 - Cz^2 = 1; \quad (14)$$

де $A = \frac{1}{a^2}$; $B = \frac{1}{b^2}$; $C = \frac{1}{c^2}$ і вибираються для кожної кривої окремо.

- еліптичного параболоїда, обмеженого площинами $z_5 = 9,17$ й $z_6 = 41,5$:

$$\frac{x^2}{p} + \frac{y^2}{q} = 2z. \quad (15)$$

Апарат R-Функцій орієнтований в основному на використання комп'ютерної техніки, тому, незважаючи на громіздкість рівнянь (11-15), програмується легко. Це пояснюється «блоковим» підходом до програмування цих рівнянь, завдяки чому наступні операції програми складаються з результатів попередніх, а це дозволяє у свою чергу не записувати громіздкі результуючі рівняння для (11-15). Програма реалізована в середовищі MATLAB. Для наочності виконаний «рух» факелів у камері з рівним кроком. Час разової анімації становить 11-14 секунд (рис. 3).

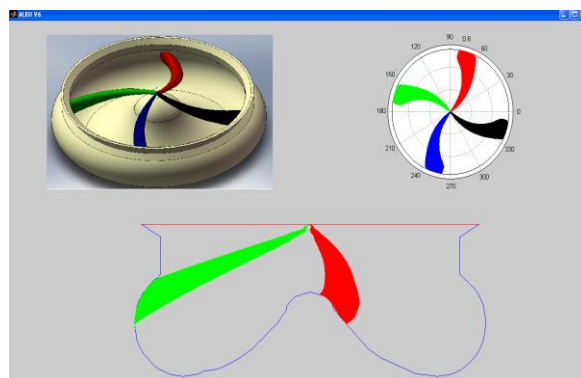


Рис. 3. Вид вікна програми в кінцевий момент «руху» факелів

Література:

1. Воронков О. І. Удосконалювання процесу сумішоутворення в автомобільному дизелі із циліндричною камерою згоряння. Автореферат дис. канд. техн. наук. – Харків. – 1994. – 166 с.
2. Разлейцев Н. Ф. Дослідження, моделювання і оптимізація процесів згоряння у форсованих дизелях. Дис. докт. техн. наук. – Харків. – 1980. – 392 с.
3. Лишевський А. С. Системи живлення дизелів / А. С. Лишевський. – М.: Машинобудування. 1981. – 216 с.
4. Дробишевський І. В. Дослідження робочого процесу швидкохідного тракторного дизеля Д-240 з камерою згорання у поршні / І. В. Дробишевський. – Реф. канд. тех. наук.: Мінськ. – 1975. – 20 с.

СУЧАСНІ СПОСОБИ ВИКОРИСТАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНОГО ПАЛИВА В СУДНОВИХ ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Шалапко І. О.

аспірант

Науковий керівник – Тимошевський Б. Г.

доктор технічних наук, професор кафедри двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна

Одним з ефективних методів отримання якісних альтернативних палив з відходів полімерів є безперервний технологічний процес контрольованого крекінгу, що відрізняється відповідним апаратним оформленням і параметрами. Основним завданням при цьому є вибір такого складу обладнання та параметрів процесу, які б дозволили отримати альтернативні палива, близькі за своїми моторними властивостями до стандартних палив. Це дозволить використовувати ці палива в двигунах внутрішнього згоряння без внесення будь-яких конструктивних змін зі збереженням основних показників цих двигунів. Варто відмітити, що у цьому випадку необхідні відповідні регулювання паливної апаратури з метою забезпечення якості та стабільності робочого процесу [1].

Суть технологічного процесу піролізу полягає у нагріванні вихідної сировини в атмосфері з дефіцитом кисню та подальшому випарюванні, крекінгу та конденсації вуглеводневих сполук. Не всі типи відходів доцільно утилізувати методом піролізу, але саме відходи пластику піддаються йому найбільш оптимальним чином – з утворенням максимуму корисного продукту та мінімуму відходів процесу. Корисним продуктом у разі переробки пластику є піролізне паливо, що йде на підтримку температури процесу [5].

Математичне моделювання робочого процесу у судновому двигуні у разі використання палива отриманого шляхом утилізації пластикових відходів дозволить розробити методики розрахунків робочого циклу двигуна, визначити вплив параметрів палива на характер перебігу робочих процесів у циліндрах, термодинамічну ефективність двигуна загалом.

Завдання дослідження суднового двигуна під час використання даного виду палива, методом математичного моделювання у тому, щоб встановити зв'язок між технохімічними властивостями палива і термодинамічними показниками робочого процесу двигуна. Це дозволяє отримувати достовірні результати при найзагальнішій постановці завдання та скоротити обсяг дорогих експериментальних досліджень.

Як об'єкт математичного дослідження прийнятий судновий турбопоршневий двигун із запаленням від стиснення 6ЧН 12/14. Дизельні двигуни цього типорозмірного ряду являють собою високооборотні чотиритактні нереверсивні тронкові двигуни, забезпечені нерозділеними камерами згоряння, паливними насосами золотникового типу і призначені для використання у складі СЕУ як головні та допоміжні двигуни, а також як приводи електрогенераторів судових електростанцій.

На рис. 1 наведено порівняння тиску та швидкості наростання тиску в циліндрі судового ДВЗ 6ЧН 12/14 при роботі на дизельному паливі та паливі отриманого шляхом утилізації пластикових відходів.

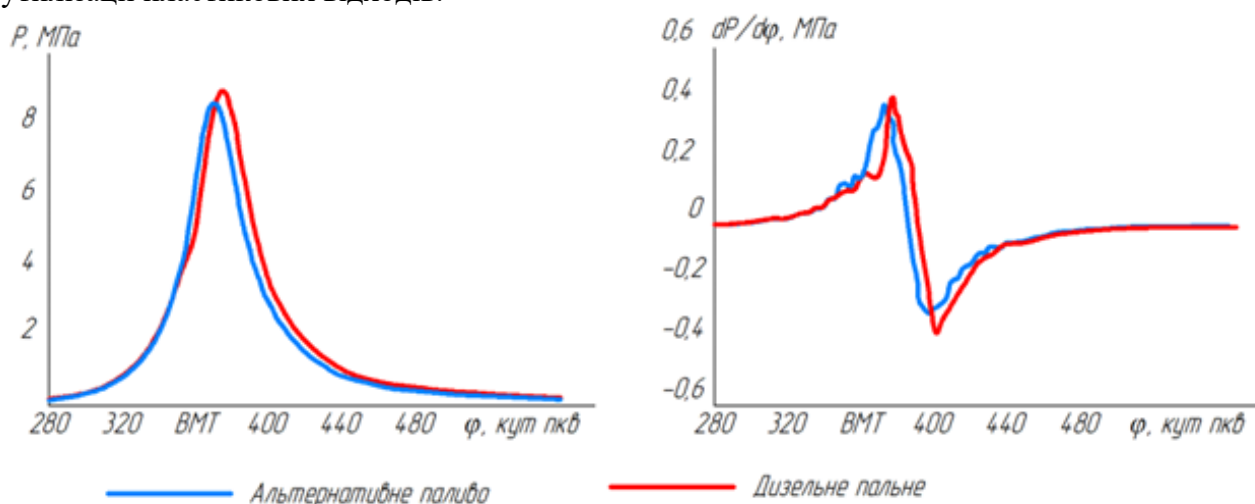


Рис. 1. Порівняння тиску та швидкості наростання тиску в циліндрі судового ДВЗ 6ЧН 12/14 при роботі на дизельному паливі та альтернативному паливі

При роботі на дизельному паливі та альтернативному паливі отриманому в результаті переробки відходів з пластику та поліетилену (АП) на режимі номінальної потужності та при часткових навантаженнях було встановлено, що період затримки займання при роботі на АП більше на $1 \dots 3,8^\circ$, що призводить до зміщення початку займання до ВМТ та підвищеної жорсткості процесу. Необхідно відзначити, що за розрахунковими даними при роботі на АП для двигуна 6ЧН 12/14 характерно інтенсивне тепловиділення відразу після займання з наступним уповільненням процесу згоряння та догоряння. Більш інтенсивне тепловиділення на початку згоряння під час роботи на АП обумовлює підвищене значення dP/df порівняно з роботою на дизельному паливі [2].

З рис. 1 видно, що на режимах великого навантаження значення максимального тиску $P_{\max}$, максимальної швидкості наростання тиску dP/df при використанні АП у всіх проведених розрахунках вище, ніж для дизельного палива. При роботі двигуна на АП, потужності двигуна 70 кВт та частоті обертання 1500 об/хв зростає швидкість наростання тиску, що перевищує аналогічний показник для дизельного палива на 0,5 МПа; абсолютне значення підвищення максимального тиску на АП становить 0,45 МПа, а середнього – на 0,3 МПа порівняно з роботою дизельного палива.

Однак із зменшенням навантаження період затримки займання АП ще більше перевищує аналогічний показник для стандартного палива (різниця становить $3,8$ град. п.к.в. при навантаженні 20 %). Внаслідок чого більш висока швидкість згоряння палива в початковий період не призводить до зростання $P_{\max}$ і пізнішого початку займання і розвитку процесу згоряння при збільшенні обсягу циліндра. Слід зазначити, що наведені закономірності суттєво відрізняються від аналогічних, отриманих стосовно роботи ДВЗ на сумішах дизельного палива та бензину [6]. Така відмінність пов'язана з більш сприятливим

структурно груповим складом альтернативного палива, що розглядається. Насамперед це відноситься до зниженого вмісту ароматичних вуглеводнів [3].

Як відомо, підвищений їх вміст призводить до погіршення samozаймання палив, підвищення кута затримки займання підвищеного нагароутворення. Величина коефіцієнта надлишку повітря при роботі ДВЗ на паливах, що розглядаються практично однакова. Так, якщо при роботі поблизу номінального навантаження ДВЗ значення α становить 2,1...2,2 то на режимі холостого ходу коефіцієнт надлишку повітря збільшується до 5,8...6,1.

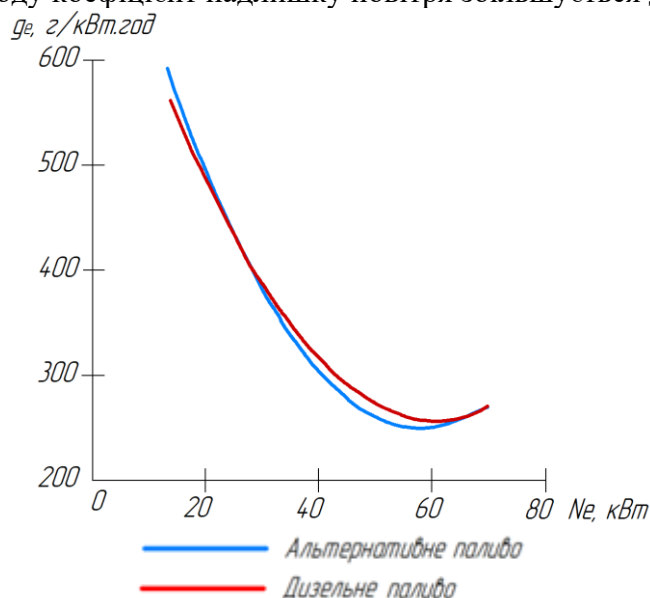


Рис. 2. Питома ефективна витрата палива суднового ДВЗ 6ЧН 12/14

Розмір температури відхідних газів становить 370...600 К залежно від навантаження ДВЗ та палива. На режимах, близьких до номінальної потужності, різниця температур газів, що відходять ДВЗ при роботі на аналізованих паливах дуже незначна і становить 5...15 К.

Різний елементарний склад палив визначає відмінності у протіканні робочого процесу, створюючи передумови до детальнішого вивчення процесів, які у двигуні. Раніше вивчені відомості дозволяють підготувати вихідні дані для моделювання робочого процесу ДВЗ та паливоподачі з урахуванням виду альтернативного палива.

При певному регулюванні паливної апаратури можна досягти більш високих ефективних показників. Варто враховувати і те, що альтернативні палива є джерелом енергії, що відновлюється.

Процес практичного та масового впровадження альтернативних видів палива неминучий, оскільки визначається об'єктивними причинами обмеженості запасів нафти у світі та зростаючими вимогами щодо екології. Використання альтернативних видів палива відбуватиметься не революційно, а еволюційно з максимальним використанням існуючої інфраструктури паливного ринку [4].

Література:

1. Shafferina, D.A.S., Faisal, A., Wan, M. A.W.D., & Mohamed, K. A. (2020). Energy recovery from pyrolysis of plastic waste: Study on non-recycled plastics (NRP) data as the real measure of plastic waste. *Energy Conversion and Management*, 148, 925 - 934. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.06.046>
2. Ткач, М. Р. Научно-технические основы создания судовых энергетических установок на базе альтернативных топливно-энергетических ресурсов. (Диссертация на соискание научной степени доктора технических наук). Николаев. – 2007., С. 137-140.

3. Liu, Z., Guo, Z., Rao, X., Xu, Y., Sheng, C., & Yuan, C. (2022). A comprehensive review on the material performance affected by gaseous alternative fuels in internal combustion engines. *Engineering Failure Analysis*, 139, C. 78-82. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2022.106507>
4. Тимошевський Б.Г., Ткач М.Р., (2009). Моторні властивості альтернативних палив отриманих з відходів полімерів. *Двигуни внутрішнього згоряння* №1, С. 83–89.
5. Gülüm, M. (2022). Effects of compression ratio, blending ratio and engine speed on fuel cost, performance and exhaust emissions of a diesel engine fueled with bio-derived alternative fuels. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 53, pp. 41–44. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2022.102464>
6. Zhao, B., Wang, H., Yao, Z., Alfarraj, S., Ali Alharbi, S., Krishnan, R., Thuy Lan Chi, N., & Brindhadevi, K. (2022). Processing and utilization of the solid plastic waste oil as the sustainable substitute for fossil fuel for the CI engine from microwave assisted pyrolysis process. *Fuel*, 327, pp. 227–238. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.125191>

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСФОРМАЦІЇ ТЕПЛОТИ ГАЗОВОГО ДВИГУНА В ХОЛОД ВІКОРИСТАННЯМ СТУПЕНЕВОЇ ЕЖЕКТОРНО-АБСОРБЦІЙНОЇ СИСТЕМИ

Остапенко О. В., Грич А. В.

*к.т.н., доценти кафедри кондиціонування та рефрижерації
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
м. Миколаїв, Україна*

У руслі загальносвітової тенденції децентралізації енергопостачання все більший попит отримують установки автономного електро-, тепло- та холодопостачання, в яких скидна теплота приводних двигунів електрогенераторів трансформується в холод тепловикористовуючими холодильними машинами, а холод використовується на технологічні потреби і кондиціонування повітря різних об'єктів. Особливо перспективним є застосування для приводу електрогенераторів газопоршневих двигунів, що випускаються в когенераційному виконанні - зі штатними теплообмінниками, в яких скидна теплота відводиться на нагрів води (теплоносія), теплота якого в свою чергу трансформується в холод абсорбційною бромистолітєвою холодильною машиною.

Відповідно до існуючої схеми при температурі теплоносія, на виході з когенераційного модуля, що дорівнює 90 °С, зниження температури теплоносія в АБХМ зазвичай становить не 15 °С, а реально навіть дещо менше, що не дозволяє охолоджувати теплоносії до температури на вході в ГД $t = 70$ °С, яка б забезпечувала підтримку теплового стану ГД на необхідному рівні, і викликає необхідність скидати надлишкову теплоту в атмосферу градирнею аварійного скидання. Через відповідні втрати теплоти теплові коефіцієнти системи утилізації теплоти ГД виявляються значно нижче теплових коефіцієнтів власне АБХМ, що зумовлює істотне зниження холодопродуктивності.

Рішення завдання підвищення ефективності трансформації теплоти газового двигуна в холод розглядалося на прикладі установки автономного електро-, тепло- і холодозабезпечення заводу ТОВ "Сандора" - "Pepsico Ukraine" (м. Миколаїв, Україна). Установка включає два когенераційних газових двигуна JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (електрична потужність одного ГД 1400 кВт, тепла потужність 1500 кВт), в якому теплота випускних газів, надувої газоповітряної суміші, що охолоджує сорочку двигуна води і мастила використовується для нагріву води. Теплота гарячої води трансформується абсорбційною бромистолітєвою холодильною машиною AR-D500L2 Century в холод

(холодильна потужність 2000 кВт), який витрачається на технологічні потреби і для роботи центральних кондиціонерів, що забезпечують охолодження повітря в машинному відділенні (рис. 1).

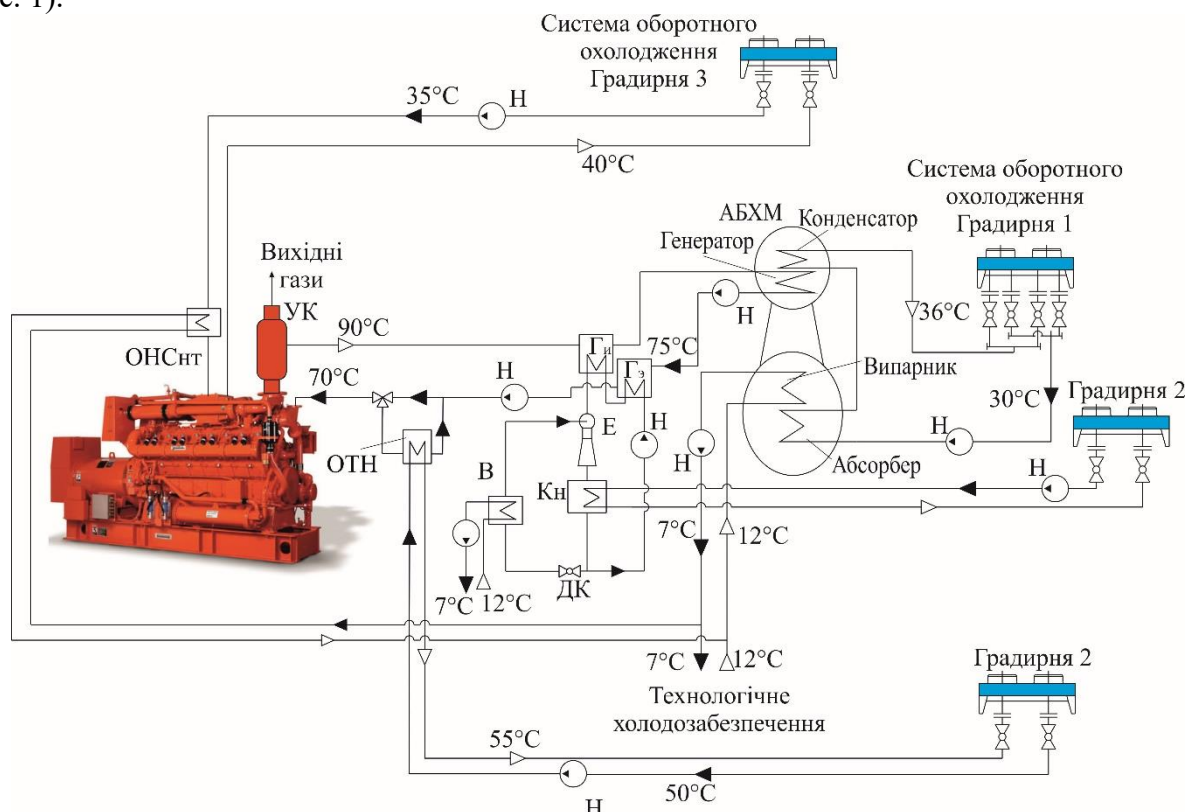


Рис. 1. Схема запропонованої ступеневої системи трансформації скидного тепла ГПД в холод в ЕХМ і АБХМ: УК – утилізаційний котел; Ги, Ге – генераторна і економайзерна секції ЕХМ; ДК – дросельний клапан; Кн – конденсатор; В – випарник; Е – ежектор; градирня 2 – аварійного скидання тепла; ОТН – охолоджувач теплоносія; ОНСнт – охолоджувач надувної суміші; Н – насос

З метою виключення зазначених втрат тепла, було запропоновано використовувати в системі утилізації додаткову тепловикористовуючу ежекторну холодильну машину. Ежекторні ХМ відрізняються простотою конструкції, але їх ефективність роботи дуже сильно залежить від температури теплоносія на вході. Незначне падіння температури теплоносія призводить до значного падіння теплового коефіцієнта ЕХМ, в порівнянні з АБХМ. Тому ежекторний ступень запропоновано використовувати перед АБХМ щоб спрацювати в генераторі ЕХМ високопотенційне тепло теплоносія.

Згідно запропонованої схеми (рис.1) тепло теплоносія з температурою 90 °С використовується в випарній частині генератора ЕХМ. Потім зі зниженою до 85 °С температурою теплоносій подається в АБХМ в результаті чого на виході з АБХМ отримують теплоносій з температурою ≈ 72 °С. Для дотримання умови підтримки температури зворотного теплоносія на вході в газопоршневу двигун не вище 70 °С, решта надлишкового тепла теплоносія відводиться в економайзерною частиною генератора ЕХМ для проміжного нагріву рідини перед випарною частиною генератора.

Для запропонованої схеми були розраховані загальна холодопродуктивність, а також її складових - холодопродуктивності ЕХМ і АБХМ. При цьому було встановлено що, через використання частини теплоти теплоносія в генераторній секції ЕХМ перед АБХМ, і як результат зниження його температури, спостерігається зниження кількості теплоти використаного в АБХМ запропонованої схеми і трансформованого в холод. Але за рахунок додаткового холоду, одержуваного в ЕХМ, загальна холодопродуктивність трохи зростає.

Для запропонованої схеми системи трансформації скидного тепла ГД в холод були проведені розрахунки приросту холодопродуктивності при різних теплових коефіцієнтах ЕХМ. Було встановлено що використання ЕХМ в запропонованій схемі системи трансформації скидного тепла ГД в холод доцільно при її тепловому коефіцієнті 0,15 і вище. Так як при тепловому коефіцієнті ЕХМ 0,14 НЕ буде приросту холодопродуктивності в порівнянні з базовою схемою системи.

Висновки. Шляхом трансформації надлишкової теплоти, зазвичай скидається в атмосферу, в холод в ЕХМ можна збільшити холодопродуктивність установки автономного електро-, тепло- та холодопостачання, при можливості експлуатації ЕХМ з підвищеним тепловим коефіцієнтом. При цьому при значенні теплового коефіцієнта ЕХМ $\zeta = 0,4$ можна досягти 18 % приросту холодопродуктивності системи в порівнянні з базовим її значенням.

Література:

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]. – București, October 28, 2010. – 73 p.
3. GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype/ G. Rouse, M. Czachorski, P. Bishop, J. Patel // GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI). – January 2006. – 495 p.
4. Радченко А. Н. Повышение эффективности утилизации теплоты газового двигателя ступенчатой трансформацией [Текст] / А. Н. Радченко, А. А. Зубарев, А. В. Остапенко, А. В. Грич // Авиационно-космическая техника и технология. – 2018. – № 6 (150). – 113 с. С. 39–43.
5. Колективна монографія: "Інноваційні технології комбінованого виробництва енергії для переробних підприємств", розділ 14 "Трансформація теплоти когенераційних газопоршневих модулів установки автономного електро- тепло- та холодозабезпечення технологічного виробництва" / А. М Радченко, Р. М. Радченко, О. В. Остапенко / ПОВНОЦІННЕ ХАРЧУВАННЯ: інноваційні аспекти технологій, енергоефективного виробництва, зберігання та маркетингу: колективна монографія / за ред. проф. В. В. Євлаш, проф. В. О. Потапова, проф. М. І. Радченко, проф. Н. Л. Савицької. – Х. : Світ книг, 2016. – 546 с.

ВИЗНАЧЕННЯ МІНІМАЛЬНОГО ПІДГРІВУ РОБОЧОГО ТІЛА ПРИ РОБОТІ РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО ДВИГУНА В УМОВАХ НИЗЬКИХ ТЕМПЕРАТУР

Митрофанов О. С.

доктор технічних наук, доцент кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння, установки та технічна експлуатація»

Проскурін А. Ю.

кандидат технічних наук, доцент кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння, установки та технічна експлуатація»

*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
м. Миколаїв, Україна*

Однією з проблем при використанні пневмодвигунів різних типів є значне зниження температури відпрацьованого повітря чи будь-якого іншого робочого тіла порівняно з початковою температурою зберігання, яка здебільшого фактично дорівнює температурі

навколишнього середовища. Зниження температури робочого тіла відбувається у два етапи, а саме при дроселюванні від тиску зберігання до необхідного робочого тиску (так званий ефект Джоуля–Томсона) та при розширенні в робочому циліндрі (ефект Сіменса–Клода). У процесі дроселювання робочого тіла від тиску зберігання (може досягати 40 МПа) до робочого тиску також знижується і температура, яка залежно від початкового значення температури навколишнього середовища (фактично температури зберігання) у кінцевому значенні може бути від’ємною. При подальшому розширенні у робочому циліндрі двигуна температура відпрацьованого робочого тіла може опускатися нижче від допустимих значень працездатності пневмодвигуна.

Актуальність досліджень у цьому напрямку пов’язана, передусім, з тим, що значне зниження температури відпрацьованого робочого тіла негативно впливає на ефективність роботи пневмодвигуна. Зокрема, зниження температури нижче від допустимих значень може призвести до порушення режимів змащення деталей та збільшення механічних втрат, а в деяких випадках навіть до заклинки двигуна. Крім того, зниження температури спричиняє зледеніння випускних каналів та системи випуску газів у цілому, що, у свою чергу, призводить до зниження потужності, збільшення витрати робочого тіла та збільшення рівня шуму двигуна. Вирішити зазначені проблеми експлуатації пневмодвигунів в умовах низьких температур зберігання робочого тіла можна за рахунок введення підігріву повітря перед розширенням у робочому циліндрі [1–3].

Мета роботи – оцінка працездатності роторно-поршневого двигуна 12 РПД-4,4/1,75 за умов низьких температур зберігання стиснутого робочого тіла, а також визначення необхідної величини підігріву повітря перед розширенням у робочому циліндрі.

Об’єктом дослідження є процеси зниження температури робочого тіла в енергетичній установці.

Предметом дослідження є характеристики зміни температури робочого тіла від початкового значення зберігання до кінцевого значення відпрацьованого повітря.

Дослідження впливу температури навколишнього середовища на величину мінімально необхідного підігріву робочого тіла на вході у впускний ресивер дослідного зразка роторно-поршневого двигуна 12 РПД-4,4/1,75 [4] виконано для робочого тиску 0,6 МПа. На рис. 1 наведено зміну температури відпрацьованого повітря T_{out} залежно від температури зберігання повітря T_6 та обертів двигуна n . Так, відповідно до отриманих даних мінімальна температура зберігання T_6 , за якої ще можлива робота двигуна без підігріву, складає $0 \dots -5^\circ\text{C}$.

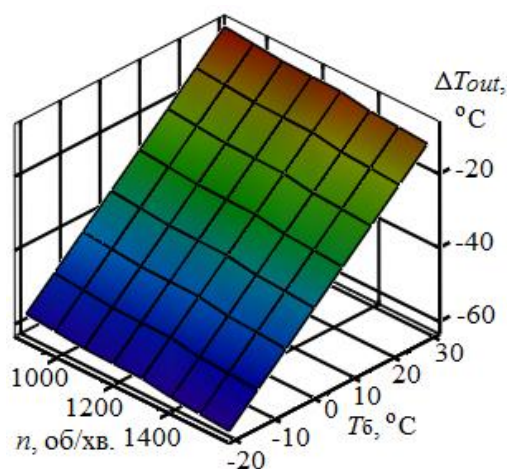


Рис. 1. Зміна температури відпрацьованого повітря T_{out} залежно від температури зберігання робочого тіла T_6 та обертів n роторно-поршневого двигуна 12 РПД-4,4/1,75 для режиму роботи $P_s = 0,6$ МПа

Для визначення необхідної кількості підведеної енергії $Q_{\text{п}}$ для підігріву стиснутого повітря при $P_s = 0,6$ МПа було встановлено граничне значення температури у впускному ресивері у $T_s = 0$ °С. Значення температури T_s обрано з урахуванням забезпечення надійної, безвідмовної та ефективної роботи роторно-поршневого двигуна. На рис. 2 подано зміну $Q_{\text{п}}$ залежно від T_6 та n , при цьому температура відпрацьованого повітря не перевищує $T_{\text{aut}} = -42$ °С.

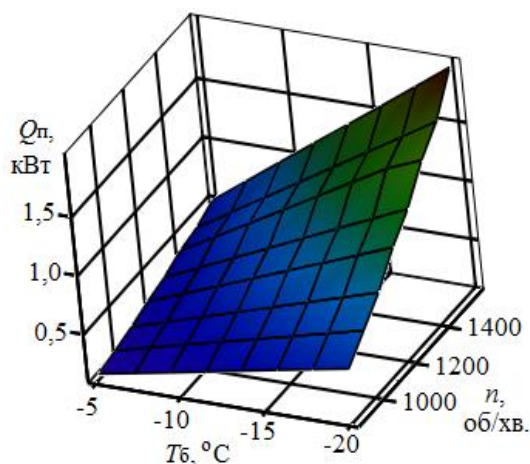


Рис. 2. Зміна необхідної кількості підведеної енергії $Q_{\text{п}}$ для підігріву робочого тіла на вході у впускний ресивер роторно-поршневого двигуна 12 РПД-4,4/1,75 залежно від T_6 та n для режиму роботи $P_s = 0,6$ МПа

Згідно з отриманими даними величина підігріву для меж зміни температур $T_6 = -5 \dots -20$ °С складатиме $Q_{\text{п}} = 0,14 \dots 1,99$ кВт. Аналізуючи отримані результати щодо необхідної кількості підведеної енергії для підігріву стиснутого робочого тіла, можна зробити висновки про низьку ефективність використання роторно-поршневого двигуна 12 РПД-4,4/1,75 за мінусових температур. Зниження ефективності двигуна пояснюється тим, що для забезпечення нормального його функціонування необхідно відбирати частину потужності, що виробляється для підігріву робочого тіла. Кількість відібраної потужності безпосередньо залежить від режиму роботи й температури зберігання стиснутого робочого тіла (рис. 3).

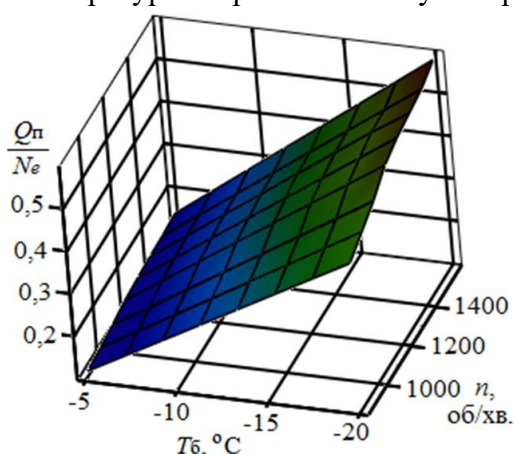


Рис. 3. Зміна відношення необхідної кількості підведеної енергії для підігріву стиснутого робочого тіла до ефективної потужності роторно-поршневого двигуна 12 РПД-4,4/1,75

Так, відношення $Q_{\text{п}}/N_e$ залежно від T_6 та n режиму $P_s = 0,6$ МПа перебуває у межах $0,11 \dots 0,58$. При цьому найбільше значення відповідає максимальному навантаженню та температурі $T_6 = -20$ °С.

Література:

1. Воронков А. И., Тесленко Э. В., Удовик Т. А. Определение минимально необходимого подогрева сжатого воздуха на входе в автомобильный пневмодвигатель при различных условиях эксплуатации // Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр. 2016. Вып. 75. С. 100–108.
2. Воронков А. И., Никитченко И. Н. Влияние подогрева сжатого воздуха на эффективные показатели рабочего процесса пневмодвигателя // Двигатели внутреннего сгорания: Всеукр. науч.-техн. журн. НТУ «ХПИ». 2016. № 2. С. 19–24.
3. Воронков А. И. Изменение по скоростным характеристикам показателей рабочего процесса при подогреве сжатого воздуха на входе в пневмодвигатель // Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр. 2015. Вып. 71. С. 13–16.
https://dspace.khadi.kharkov.ua/dspace/bitstream/123456789/1476/1/V_71_02.pdf
4. Митрофанов, О. С., Шабалін, Ю. В., Бірюк, Т. Ф., & Єфеніна, Л. О. (2019). Пат. на винахід України № 120489. Поршнева машина; заявл. № а201902189 10.09.2019 р.; опубл. 10.12.2019 р., бюл. № 23.

**ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ТЕРМОХІМІЧНОЇ
УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ У ЕНЕРГЕТИЧНИХ
УСТАНОВКАХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

Митрофанов О. С.

*доктор технічних наук, доцент кафедри двигунів внутрішнього згорання, установок та
технічної експлуатації*

Цимоха Д. С., Авраменко А. М., Бондар В. М.

*магістранти кафедри двигунів внутрішнього згорання, установок та технічної
експлуатації, Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна*

Двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ) знайшли своє широке застосування в енергетичних установках вантажного та легкового автомобільного транспорту, який є невід'ємною складовою економічного та суспільного розвитку людства. При цьому автомобільний транспорт є одним з основних споживачів енергії та одночасно одним з головних джерел забруднення навколишнього середовища. Вирішити проблеми зниження витрати енергії та забруднення можна шляхом утилізації теплових втрат двигуна. Найбільшою складовою від загальної кількості втрат є теплові втрати з відпрацьованими газами (ВГ) ДВЗ.

Для енергетичних установок транспортних засобів на базі ДВЗ з примусовим запалюванням одним з перспективних способів утилізації теплоти ВГ є термохімічна утилізація. Цей спосіб утилізації передбачає використання енергетичного потенціалу ВГ для здійснення ендотермічної реакції хімічного перетворення рідкого вуглеводневого палива в газоподібне – синтез-газ. При цьому отримане газоподібне паливо має нижчу теплоту згорання більшу ніж у вихідного на величину утилізованої енергії [1]. Основними складовими синтез-газу є водень, оксид вуглецю, метан, етилен та діоксид вуглецю. При цьому об'ємні частинки можуть змінюватися в залежності від таких факторів, як ступінь конверсії, вихідного вуглеводневого палива, реакції утворення та ін. [2–5]. Отриманий у результаті ТХУ теплоти ВГ синтез-газ може бути використаний, як основне паливо для транспортних ДВЗ або як добавка до основного вуглеводневого [6]. При будь-якому використанні синтез-газу наявність у складі палива водню вносить свої корективи у

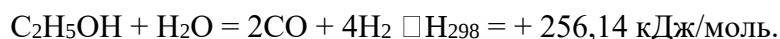
організацію робочого процесу ДВЗ та відповідно потребує додаткових теоретичних та експериментальних досліджень.

Мета роботи – підвищення ефективності транспортної енергетичної установки з ДВЗ шляхом використання ТХУ теплоти ВГ, а також визначення раціонального співвідношення параметрів робочого циклу автомобільного двигуна та системи ТХУ теплоти ВГ, які забезпечать задану потужність транспортної енергетичної установки при мінімальній питомій витраті палива.

Об'єктом дослідження є процеси, що протікають у двигунах транспортних енергетичних установок з ТХУ теплоти ВГ.

Предмет дослідження – параметри та характеристики процесів, що протікають у двигунах транспортних енергетичних установок з ТХУ теплоти ВГ.

Дослідження ефективності використання ТХУ теплоти ВГ для енергетичних установок транспортних засобів виконано на базі автомобільного двигуна з іскровим запаленням 4Ч 9,55/8,6 потужністю 100 кВт та максимальними обертами – 5200 об/хв. Двигун переведено на біоетанол, а у якості процесу конверсії вихідного палива в синтез-газ обрано парову конверсію – паровий риформінг:



Для ефективної реалізації парової конверсії в ДВЗ з іскровим запаленням необхідне виконання умови – температурно-енергетичний потенціал ВГ двигуна має бути достатній для утворення з вихідного палива (біоетанолу) та води синтез-газу, необхідної кількості та хімічного складу. Аналіз розрахунків робочого циклу двигуна 4Ч 9,55/8,6 дозволив встановити, що енергетичний потенціал ВГ за умов використання промислових каталізаторів відповідає умовам проходження реакції парової конверсії.

На рис. 1 подана розгорнута індикаторна діаграма двигуна 4Ч 9,55/8,6 транспортної енергетичної установки при роботі на синтез-газі. Максимальний тиску згоряння P_z при використанні синтез-газу становить 5,5 МПа, що не перевищує допустимі значення навантаження на деталі кривошипно-шатунного механізму двигуна 4Ч 9,55/8,6. Деяке підвищення тиску згоряння обумовлене присутністю водню у складі отриманого синтез-газу, при цьому характер згоряння є спокійним без різких наростань тиску.

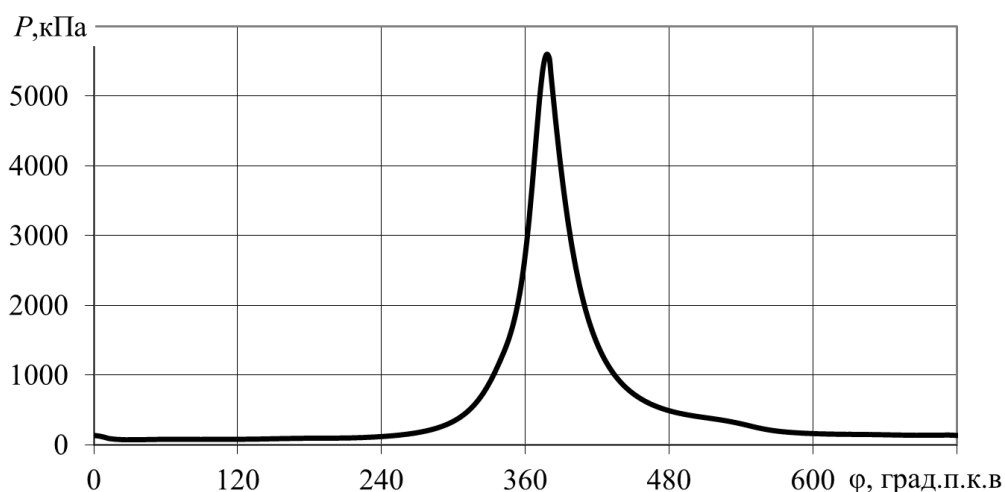


Рис. 1. Розгорнута індикаторна діаграма автомобільного двигуна з іскровим запаленням 4Ч 9,55/8,6 при роботі на синтез-газі

У результаті виконаних досліджень встановлено, що питома ефективна витрата біоетанолу g_e автомобільним двигуном 4Ч 9,55/8,6 при використанні ТХУ теплоти ВГ та хімічної реакції парової конверсії (за рахунок присутності води в хімічному процесі отримання синтез-газу) у діапазоні зміни ступеня конверсії 80...100 % знижується на 6...120 г/(кВт·год) або 1...22 %.

Література:

1. Тимошевский, Б. Г. Эффективность термохимической конверсии углеводородных топлив, применяемых в ДВС / Б. Г. Тимошевский, М. Р. Ткач, А. Ю. Проскурин. Вісник НУК. 2011. № 3. С. 36–42.
2. Носач, В. Г. Повышение эффективности использования природного газа в теплоэнергетике с помощью термохимической регенерации [Текст] / В. Г. Носач, А. А. Шрайбер // Промышленная теплотехника. 2009. Т. 31, № 3. С. 42–50.
3. Hydrogen from steam reforming of ethanol in low and middle temperature range for fuel cell application / J. Sun [et al.] // International Journal of Hydrogen Energy. 2004. nr 29. P. 1075–1081.
4. Bioethanol steam reforming for ecological syngas and electricity production using a fuel cell SOFC system / L. E. Arteaga [et al.] // Chemical Engineering Journal. 2008. nr 136. P. 256–266.
5. Shudo, T. Influence of Reformed Gas Composition on HCCI Combustion of Onboard Methanol-Reformed Gases / T. Shudo, T. Takahashi // SAE Technical Paper Series. 2004. 8–10 June. P. 23–31.
6. Применение синтез-газа в качестве добавки к основному топливу в транспортных средствах: состояние и перспективы / В. А. Кириллов, Н. А. Кузин, В. В. Киреев [и др.] // Теоретические основы химической технологии. 2011. № 2 (45). С. 139–154.

ПОЛІПШЕННЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДИЗЕЛІВ ЗАСТОСУВАННЯМ СИСТЕМИ НАЛАШТОВАНОГО ВПУСКУ

Єфремов А. О.

*аспірант кафедри двигунів внутрішнього згоряння Харківського національного
автомобільно-дорожнього університету, м. Харків, Україна*

Проблема економії паливних ресурсів, зокрема нафтопродуктів, набуває останнім часом особливу гостроту практично у всіх країнах світу, у тому числі й в Україні, у якій обсяги нафти, що добуваються, не більше 7...8 % від потрібних. Крім того, для України охорона навколишнього середовища є надзвичайно важливим фактором.

Одним з ефективних способів поліпшення технічних і економічних показників ДВЗ є налаштування впускної системи. В даний час система впуску двигуна є однією з найбільш складних в дослідженнях. Отже, не повною мірою використовуються її можливості по поліпшенню показників роботи двигуна. Серед таких резервів як зниження гідравлічних втрат системи, застосування системи наддування й удосконалювання механізму газорозподілу, використання хвильових явищ, що відбуваються у наслідок відкриття і закриття клапанів, останнє найменш використовуване в конструкції впускного тракту. Усі перераховані заходи сприяють збільшенню наповнення циліндрів двигуна свіжим зарядом.

Реалізація цього напрямку передбачає як модернізацію існуючих, так і розробку нових дизелів. Як в Україні, так і в ряді ведучих закордонних фірм такі дизелі створені і виробляються.

Розробка системи налаштованого впуску для дизелів сімейства 4ЧН 12/14 є актуальною, а отримані при її виконанні результати представляють науковий і практичний інтерес [1].

За результатами проведених випробувань встановлено, що потужнісні, економічні і температурні показники дизеля 4ЧН 12/14 с газотурбінним наддуванням можуть бути поліпшені за допомогою введення системи налаштованого впуску. В результаті експериментальних досліджень отримані осцилограми тисків у впускній системі дизеля і його навантажувальні характеристики (рис. 1-3).

Розроблений варіант системи налаштованого впуску показав наступні результати. Система дозволяє одержати від дизеля постійну потужність $N_e = 80$ кВт у робочому діапазоні частот обертання колінчатого валу від $n = 1400$ хв⁻¹ до $n = 1800$ хв⁻¹ при питомих витратах палива в цьому діапазоні не перевищуючих $g_e = 246$ г/(кВт·год.) і температурі відпрацьованих газів, що не перевищує $t_r = 535$ °С.

Запас крутного моменту підвищився на 21 % - з $K = 20$ % до $K = 41$ % (при $g_e = 251,6$ г/(кВт·год.) і $t_r = 550$ °С) на режимі максимального крутного моменту. Питома витрата палива при $n = 1400$ хв⁻¹ і $N_e = 65$ кВт знизилась на 6 г/(кВт·год.), а при $n = 1800$ хв⁻¹ і $N_e = 80$ кВт – на 1 г/(кВт·год.).

При частоті обертання $n = 1400$ хв⁻¹ і незмінному рівні питомої витрати палива $g_e = 246$ г/(кВт·год.) і температурі $t_r = 530$ °С потужність дизеля зросла на 10 кВт. Температура відпрацьованих газів при $n = 1400$ хв⁻¹ і $N_e = 65$ кВт знизилась на 40 °С. Тиск наддування підвищився: при частоті обертання $n = 1800$ хв⁻¹ у діапазоні потужностей від $N_e = 70$ до 80 кВт у середньому на 3,6 %; при частоті обертання $n = 1400$ хв⁻¹, у діапазоні потужностей від $N_e = 65$ кВт до 75 кВт у середньому на 7,5 %. Гідравлічні втрати у повітроочиснику знизилась на цих режимах відповідно на 10 і 20 %.

Температура наддувного повітря у налаштованій і серійної впускній системах практично однакова і складає: $t_k = 105$ °С (при $n = 1800$ хв⁻¹ і $N_e = 80$ кВт), $t_k = 81$ °С (при $n = 1400$ хв⁻¹ і $N_e = 65$ кВт). Витрата повітря (рис. 1), при використанні системи налаштованого впуску збільшилась: при частоті обертання $n = 1800$ хв⁻¹ – на 3; 3,4; 4,4 %, відповідно при $N_e = 60, 70$ і 80 кВт; при частоті $n = 1400$ хв⁻¹ – на 6,5; 7,6 %, відповідно, при $N_e = 50$ і 65 кВт. Тиск наддування p_k зріс (рис. 1): при $n = 1800$ хв⁻¹ в інтервалі потужностей від $N_e = 60$ кВт до 80 кВт на 10 кПа, при $n = 1400$ хв⁻¹ в інтервалі потужностей від $N_e = 50$ кВт до 70 кВт – на 20 кПа.

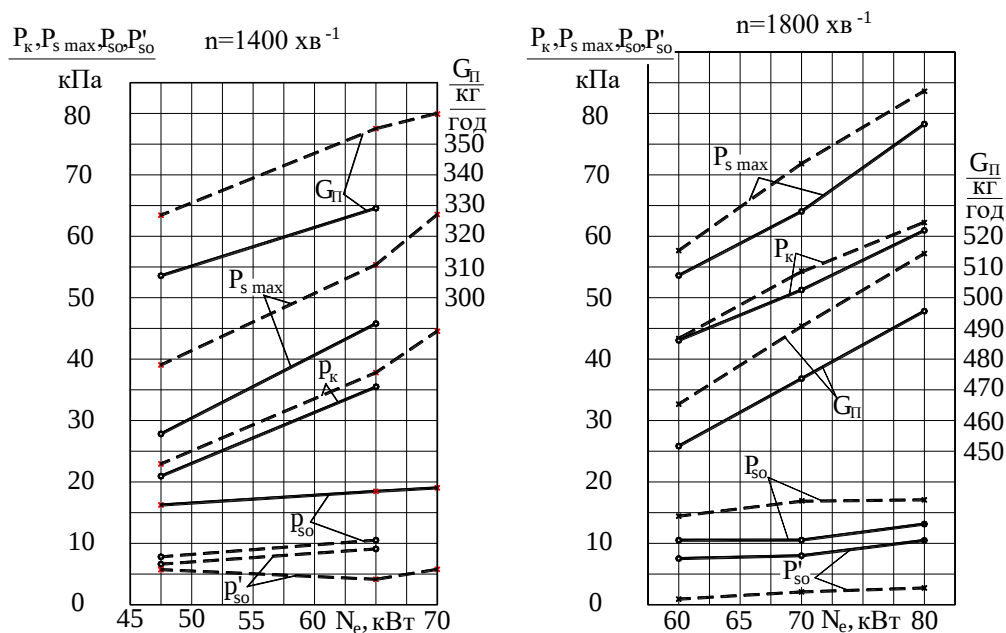


Рис. 1. Параметри повітря у впускній системі

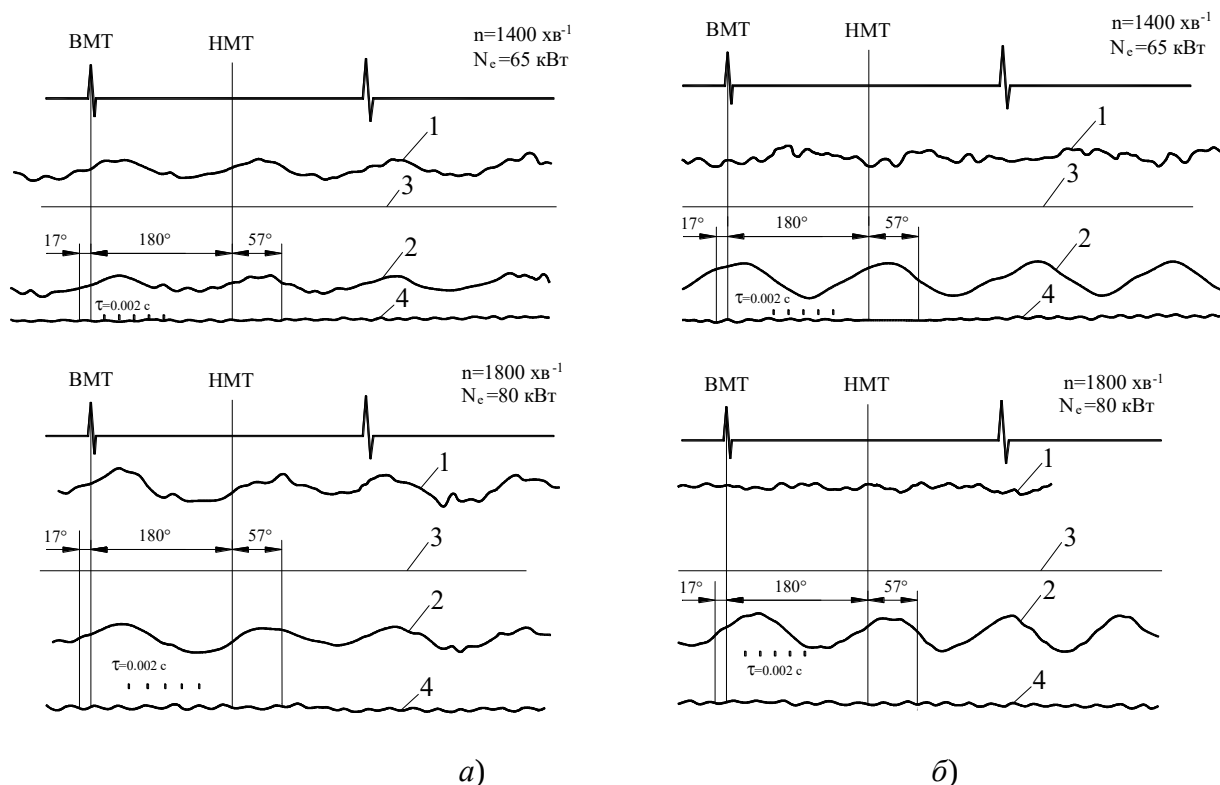


Рис. 2. Результати осцилографування впускної системи
а – штатна; б – налаштована

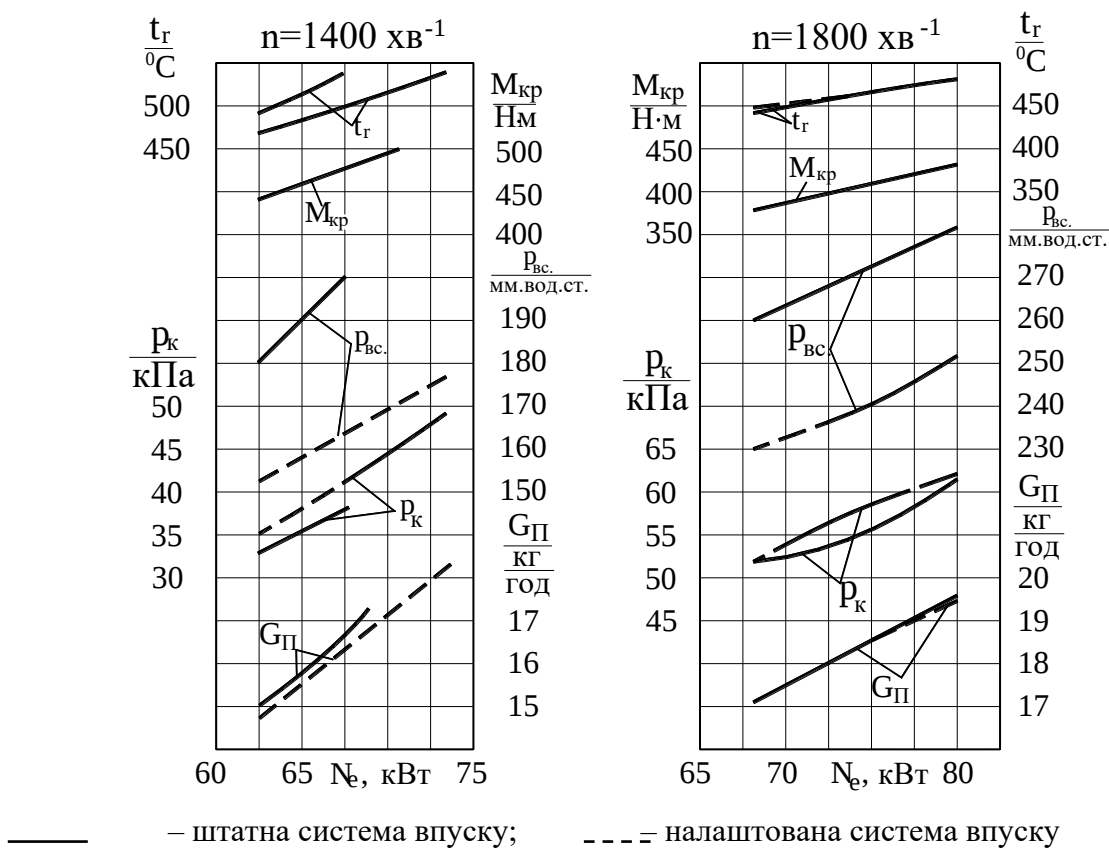


Рис. 3. Навантажувальні характеристики дизеля

З графіків рис. 1 видно, що при налаштованій впускній системі коливання тиску у клапанів зростають, а на виході з компресора зменшуються.

При $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$, у діапазоні потужностей від $N_e = 60 \text{ кВт}$ до 80 кВт , амплітуда коливань тиску біля клапанів зросла в середньому на 30%, а на виході з компресора зменшилася на 75 %. При $n = 1400 \text{ хв}^{-1}$ у діапазоні потужностей від $N_e = 50$ до 70 кВт амплітуда коливань біля клапанів зросла в середньому на 100 %, а на виході з компресора зменшилася на 47 %.

На рис. 2 наведені осцилограми тиску в серійній (рис. 2а) і налаштованій (рис. 2б) впускних системах у двох її точках: на виході з компресора (крива 1) і біля впускних клапанів (крива 2).

Аналізуючи результати обробки осцилограм тиску у впускному тракті (рис. 2 і криві тисків p_k і p_{sc} (рис. 1 на різних режимах, приходимо до наступного важливого висновку про особливості використання налаштованого впуску на дизелі, що вже має газотурбінне наддування. Ефективність впуску складається з чотирьох складових, які обумовлені чотирма факторами у порядку їх значимості:

- посилення коливань тиску перед впускними клапанами (криві p_{so} на рис.1) за рахунок явища резонансу;
- підвищення середнього тиску наддування p_k (криві p_k на рис. 1, що виникає завдяки підвищенню ККД компресора внаслідок заспокоєння коливань на виході з нього (криві p_{so} на рис. 1);
- збільшення та вирівнювання коефіцієнту наповнення η_v по циліндрах двигуна (осцилограми тиску перед клапанами на рис. 2а серійній системі впуску і на рис. 2б при налаштованій системі впуску).

Підвищення амплітуди коливань p_{so} зі збільшенням потужності при незмінній частоті обертання можна пояснити підвищенням максимального тиску в колекторі при значно меншій зміні максимального тиску, обумовленого, головним чином, швидкістю поршня. Збільшення амплітуди тиску у клапанів і зменшення її в компресора порозумівається тим, що в цих місцях при резонансі розташовується, відповідно, пучність і вузол амплітуд коливань тиску.

Результати дослідження дозволили не лише дати загальну оцінку техніко-економічному рівню базового дизеля 4ЧН 12/14, але і виокремити параметри елементів впускного тракту, які чинять основний вплив на умови наповнення циліндрів, оцінити питому вагу цього впливу, встановити граничні межі їх варіювання і найкраще поєднання, яке забезпечує покращення показників роботи дизеля.

Література:

1. Строков А. П., Ефремов А. А., Черный С. Н. Комбинированная система наддува для автобусного дизеля СМД-23.07. Вестник Национального технического университета “Харьковский политехнический институт”: Сборник научных трудов. Тематический выпуск: Технологии в машиностроении. – Харьков, НТУ “ХПИ”, – 2001. №7. – С. 213-216.

ОЦІНКА ТЕМПЕРАТУРИ В НАДПОРШНЕВОМУ ОБ'ЄМІ ПО ЗОНАХ (ПРОДУКТИ ЗГОРЯННЯ, ПАЛИВОПОВІТРЯНА СУМІШ, ПОВІТРЯ) У ДВИГУНІ З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ ТА ВНУТРІШНІМ СУМІШОУТВОРЕННЯМ

Корогодський В. А.

доктор технічних наук, професор кафедри двигунів внутрішнього згоряння

Матиско О. О.

аспірант кафедри двигунів внутрішнього згоряння

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
м. Харків, Україна*

Ефективним способом підвищення техніко-економічних та екологічних показників ДВЗ з іскровим запалюванням (ІЗ), особливо двотактних, є організація внутрішнього сумішоутворення при безпосередньому впорскуванні палива (БВП) та забезпечення згоряння розшарованого паливоповітряного заряду [1, с. 5].

Моделювання робочого процесу одноциліндрового двотактного двигуна 1Д 8,7 / 8,2 з ІЗ та БВП на режимах навантажувальної характеристики при $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$ проводилося на базі методу об'ємного балансу [2, с. 12].

Проведено оцінку зміни середньої температури в надпоршневому об'ємі та температури за зонами (продукти згоряння (ПЗ), паливоповітряна суміш (ППС), повітря) на режимах часткових навантажень.

При моделюванні за однозонною моделлю згоряння отримані криві зміни температури робочого тіла в циліндрі на режимі мінімального навантаження ($p_e = 0,144 \text{ МПа}$). Максимальна температура робочого тіла відповідає $T_z = 1843 \text{ К}$ при 11 град. п.к.в. після ВМТ (рис. 1а).

В результаті моделювання за тризонною моделлю згоряння визначено, що максимальна середня температура T_{cp} (з урахуванням температур у зонах: ПЗ, ППС та повітря) робочого тіла у надпоршневому обсязі становить $T_z = 1849 \text{ К}$ (11 град. п.к.в. після ВМТ), що можна порівняти зі значенням, визначеним за однозонною моделлю згоряння ($T_z = 1843 \text{ К}$) (рис. 1а).

Визначено характеристики зміни температур у зонах ПЗ, ППС та повітря в процесі згоряння по куту повороту колінчастого валу. Максимальне значення температури ПЗ становить $T_{ПЗ \max} = 2002 \text{ К}$ (5 град. п.к.в. до ВМТ). Під час протікання процесу згоряння підвищується температура в зоні ППС та в зоні повітря.

На режимі часткового навантаження ($p_e = 0,192 \text{ МПа}$) та моделюванні за однозонною моделлю згоряння максимальна температура робочого тіла в циліндрі досягає $T_z = 2067 \text{ К}$ (14 град. п.к.в. після ВМТ) (рис. 1б).

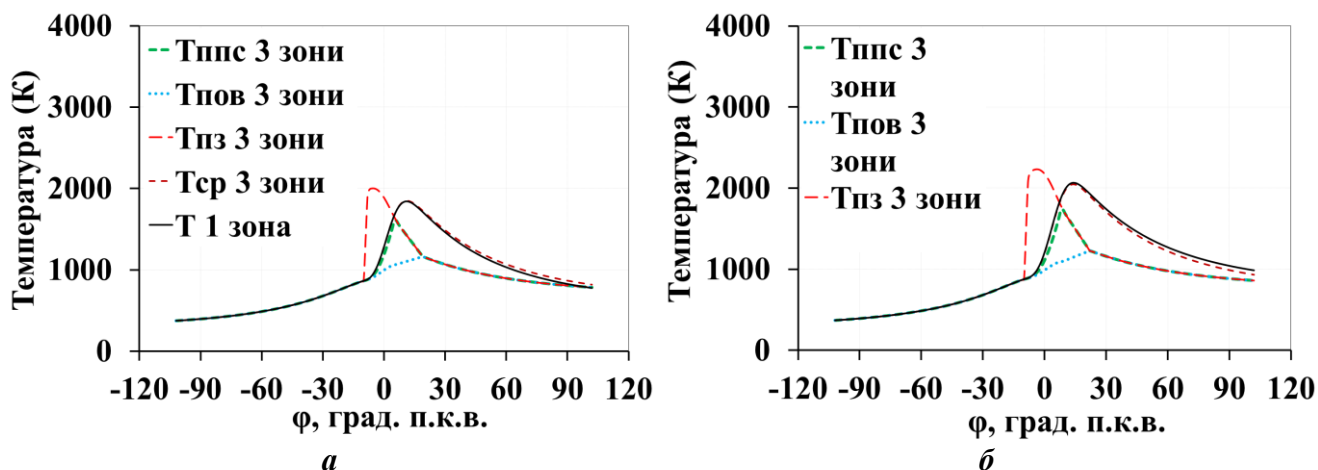


Рис. 1. Розрахункові значення середніх температур у циліндрі та в зонах: ПЗ ($T_{ПЗ}$), ППС ($T_{ППС}$) та повітря ($T_{ПОВ}$) на режимах: а – $p_e = 0,144$ МПа; б – $p_e = 0,192$ МПа

При моделюванні процесу згоряння за тризонною моделлю визначено максимальну температуру зони ПЗ $T_{ПЗ \max} = 2234$ К (4 град. п.к.в. до ВМТ). Подальший перебіг процесу згоряння супроводжується підвищенням температури в зоні ППС та в зоні повітря. Максимальне значення середньої температури в надпоршневому об'ємі становить $T_{ср} = 2047$ К (14 град. п.к.в. після ВМТ), що до 1 % відрізняється від розрахунків за однозонною моделлю на цьому режимі роботи двигуна (рис. 1б).

На режимі часткового навантаження ($p_e = 0,274$ МПа) та моделюванні за однозонною моделлю згоряння максимальна температура робочого тіла в циліндрі підвищується до $T_z = 2412$ К (17 град. п.к.в. після ВМТ) (рис. 2а).

В результаті теоретичних досліджень процесу згоряння за тризонною моделлю визначено, що максимальна температура зони ПЗ становить $T_{ПЗ \max} = 2994$ К (4 град. п.к.в. до ВМТ). Значення максимальної середньої температури в циліндрі становить $T_{ср} = 2427$ К (17 град. п.к.в. після ВМТ), що на 0,62% відрізняється від розрахунків за однозонною моделлю (рис. 2а).

На режимі часткового навантаження двигуна при $p_e = 0,322$ МПа та моделюванні за однозонною моделлю згоряння максимальна температура робочого тіла в надпоршневому об'ємі підвищується до $T_z = 2555$ К (18 град. п.к.в. після ВМТ) (рис. 2б).

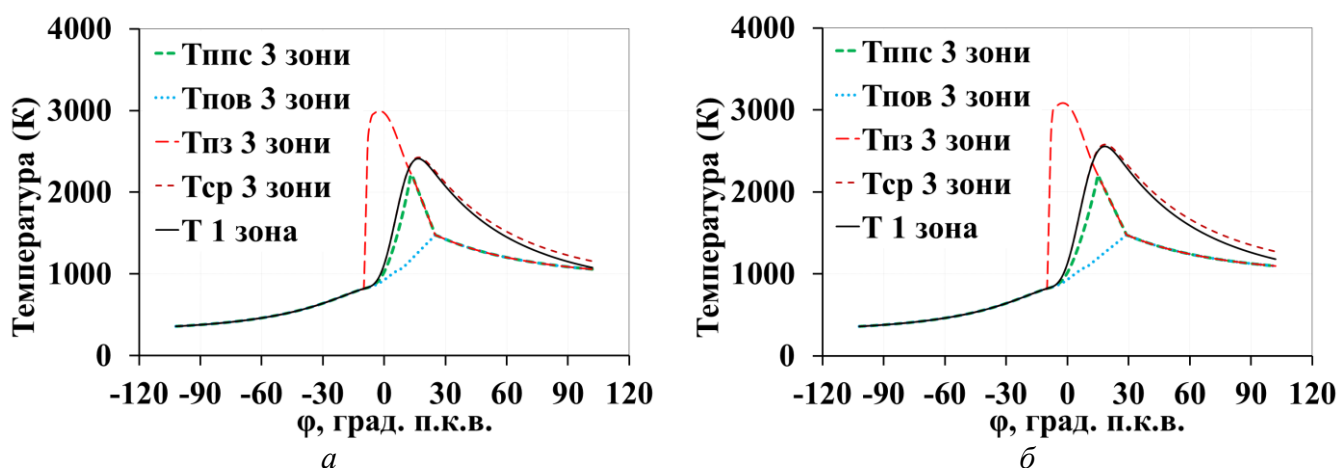


Рис. 2. Розрахункові значення середніх температур у циліндрі та в зонах: ПЗ ($T_{ПЗ}$), ППС ($T_{ППС}$) та повітря ($T_{ПОВ}$) на режимах: а – $p_e = 0,274$ МПа; б – $p_e = 0,322$ МПа

При моделюванні процесу згоряння за тризонною моделлю максимальна температура зони ПЗ становить $T_{ПЗ \max} = 3084 \text{ K}$ (2 град. п.к.в. до ВМТ). Максимальне значення середньої температури у надпоршневому об'ємі $T_{\text{ср}} = 2578 \text{ K}$ (19 град. п.к.в. після ВМТ), що на 0,89 % відрізняється від розрахунків, отриманих за однозонною моделлю (рис. 2б).

Проведено оцінку зміни середньої температури у надпоршневому об'ємі та температури за зонами (ПЗ, ППС) на режимах підвищених навантажень.

При моделюванні за однозонною моделлю згоряння максимальна температура робочого тіла в надпоршневому об'ємі знаходиться на рівні $T_z = 2133 \text{ K}$ при 20 град. п.к.в. після ВМТ (рис. 3).

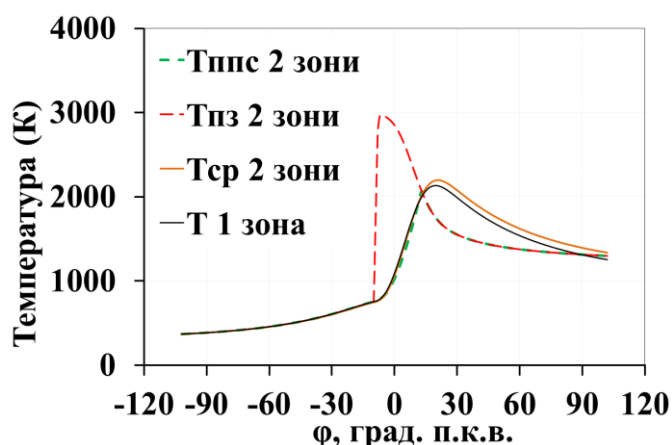


Рис. 3. Розрахункові значення середніх температур у циліндрі та в зонах: ПЗ ($T_{ПЗ}$), ППС ($T_{ППС}$) на режимі $p_e = 0,428 \text{ МПа}$

На режимі підвищеного навантаження ($p_e = 0,428 \text{ МПа}$) було задіяно двозонну модель згоряння. Значення максимальної температури у зоні ПЗ становить $T_{ПЗ \max} = 2965 \text{ K}$ (7 град. п.к.в. до ВМТ). Максимальна середня температура робочого тіла у надпоршневому об'ємі досягає $T_{\text{ср}} = 2198 \text{ K}$ (21 град. п.к.в. після ВМТ), що на 65 K або на 2,96 % вище, ніж при розрахунку за однозонною моделлю згоряння (рис. 3).

Зниження максимальної температури робочого тіла в надпоршневому об'ємі при підвищеному навантаженні ($p_e = 0,428 \text{ МПа}$) порівняно з режимом часткового навантаження ($p_e = 0,322 \text{ МПа}$) обумовлено наявністю більшої кількості частки залишкових газів продуктів згоряння ($\gamma = 0,4$).

Висновки. В результаті аналізу досліджень по термодинамічним моделям, які базуються на методі об'ємного балансу визначено значення середніх температур у надпоршневому об'ємі та за зонами (продукти згоряння, паливоповітряна суміш, повітря) у процесі згоряння для двигуна з іскровим запалюванням та внутрішнім сумішоутворенням на режимах навантажувальної характеристики ($n = 3000 \text{ хв}^{-1}$).

1. На режимах часткових навантажень ($p_e = 0,144\text{--}0,322 \text{ МПа}$) при організації розширеного паливоповітряного заряду зміна середньої температури в надпоршневому об'ємі, розрахованої за однозонною та тризонною моделлю відрізняються між собою до 1 %. Зі збільшенням навантаження спостерігається підвищення максимальної температури робочого тіла у надпоршневому об'ємі від 1849 K (11 град. п.к.в. після ВМТ) до 2578 K (19 град. п.к.в. після ВМТ) з використанням тризонної моделі згоряння. Рівень максимальної температури в зоні продукти згоряння підвищується від 2002 K (5 град. п.к.в. до ВМТ) до 3084 K (2 град. п.к.в. до ВМТ).

2. На режимах підвищених навантажень ($p_e = 0,428 \text{ МПа}$) при організації однорідного паливоповітряного заряду та розрахунку за двозонною моделлю згоряння максимальна

середня температура робочого тіла у надпоршневому об'ємі становить 2198 К (21 град. п.к.в. після ВМТ), що на 2,96 % вище, ніж при розрахунку за однозонною моделлю згоряння. Значення максимальної температури в зоні продуктів згоряння (двохзонна модель згоряння) становить 2965 К (7 град. п.к.в. до ВМТ).

Література:

1. Корогодский В. А. Повышение топливно-экологических показателей двухтактного ДВС с искровым зажиганием за счет совершенствования процессов внутреннего смесеобразования / В. А. Корогодский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2013. – № 2. – С. 22-26.
2. Korohodskiy, V., Rogovyi, A., Voronkov, O., Polivyanchuk, A., Gakal, P., Lysytsia, O., Khudiakov, I., Makarova, T., Ннур, М., & Haiek, Y. (2021). Development of a three-zone combustion model for stratified-charge spark-ignition engine. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2(5 (110), 46-57, doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.228812>

ОПТИМІЗАЦІЯ ВИБОРУ ПОЧАТКОВИХ ДАНИХ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ ЗГОРЯННЯ В ДВИГУНІ З ПРИМУСОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ

Швець І. А.

старший викладач кафедри енергетичного машинобудування

Первомайського навчально-наукового інституту

*Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова,
м. Первомайськ, Україна*

При виконанні завдань пов'язаних з визначенням поточних параметрів робочого циклу двигуна внутрішнього згорання, виникає проблема обґрунтування вибору вхідних параметрів розрахунку, яка в кінцевому випадку може впливати на точність вихідних параметрів. Складності вибору початкових даних для математичної моделі, в кінцевому випадку викликають питання щодо адекватності самого розрахунку так і релевантності отриманих результатів.

Більшість початкових параметрів які задаються на початку розрахунку параметрів дійсного робочого циклу, мають базуватися на результатах статистичних даних отриманих в ході обробки результатів експериментальних або розрахункових досліджень. Зазвичай вхідні величини задаються на основі діапазону значень показника. Вибір початкового значення вхідної величини в такому випадку має вибіркового характеру, що відповідно впливає на отримані результати. Тому розробка методу підвищення ефективності вибору початкових параметрів при підготовці даних для розрахунку параметрів робочого циклу є на сьогодні актуальним завданням.

Процес згоряння (окислення) паливо-повітряної суміші в закритому об'ємі верхньої частини циліндру є доволі складним та не до кінця вивченим.

Для процесу згоряння палива є характерні особливості протікання:

1. Концентраційний розподіл палива в просторі камери згоряння циліндру дизельного двигуна не є абсолютно однаковим.
2. Процеси подачі палива, роздрібнення його на краплі, випаровування, та сумішоутворення починаються за межами циліндру за ідуть паралельно з певною затримкою.
3. Протікання процесу згоряння безпосередньо залежить від концентраційного розподілу паливо-повітряної суміші по циліндру.
4. Розрахунок характеру вигорання паливо-повітряної суміші відбувається дуже часто із використанням двозонної моделі.

5. Вигорання паливо-повітряної суміші відбувається в чотири фази згідно [1]. Для кожної фази, при розробці математичної моделі мають бути враховані особливості протікання кожної фази.

Для обчислення параметрів робочого циклу на сьогодні запропоновано велика кількість методик розрахунку. В нашому випадку була використана математична модель розрахунку, розроблена на кафедрі ДВЗ Національного харківського політехнічного університету, з доповненням методики запропонованої в джерелі [2].

Визначення параметрів процесу згорання в зазначеній методиці відбувається з використанням математичної залежності для закону швидкості вигорання палива запропонованим І. І. Вібе

$$\frac{dx}{d\varphi} = -C(m+1) \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^m \cdot e^{C\left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m+1}}.$$

Для зазначеної математичної залежності необхідно мати значення показника процесу згорання палива m , який в свою чергу вибирається в залежності від типу камери згорання, щільності утворення активних центрів горіння палива та довжини процесу. Свого часу І. І. Вібе приділив значну увагу дослідженням в даному напрямку досліджень що відображено зокрема в [3].

Вищезазначена методика розрахунку параметрів дійсного процесу згорання передбачає врахування основних та додаткових вхідних параметрів. Серед зазначених параметрів: кут випередження запалювання $\Theta_{\text{зап}}$, загальна довжина процесу згорання τ_z та показник процесу згорання палива m .

Обґрунтований вибір такого параметру як $\Theta_{\text{зап}}$ на процес згорання дуже суттєвий. Правильно визначена величина кута запалювання насамперед впливає на швидкість наростання тиску та тепловиділення, а також ефективність використання теплоти в процесі. Це в свою чергу впливає на технічно-економічні показники двигуна внутрішнього згорання. В реальних умовах визначення величини кута випередження запалювання для кожного типу двигуна визначається експериментально в ході навантаження на гальмовому стенді.

В роботі [3] щодо визначення параметрів дійсного процесу згорання дизельного двигуна І. І. Вібе зауважив що між трьома факторами: довжиною процесу згорання – φ_z , характером процесу згорання – m , та оптимальним кутом кут випередження запалювання $\Theta_{\text{зап}}$ існує взаємозв'язок.

Даний взаємозв'язок автор в своїй роботі представив у вигляді номограм та таблиць. На їх основі здійснюється вибір потрібного значення показника процесу згорання палива m .

При роботі з номограмами виникають похибки пов'язані з точністю їх опрацювання. Для запобігання вищезгаданих похибок пропонується методика розрахунку величини показника згорання m . Вона дає можливість на основі двох факторів: довжини процесу згорання φ_z , та величину кут випередження вприскування $\Theta_{\text{зап}}$, попередньо визначити показник процесу згорання m .

Обробка даних базувалась на апроксимації даних з представленого джерела [3]. Для обробки даних використовувався програмний продукт Curve Expert v1.4. Так як зазначені параметри мають зв'язок лінійного характеру, то для апроксимації даних було використано пошукову модель типу $f(x) = a + b \cdot x$.

Результати опрацювання даних представлено нижче в табл. 1.

Таблиця 1. Результати обробки даних номограми

А	В	т
-3.37	0.168	0
-3.25	0.265	0.5
-3.25	0.362	1
-3.25	0.412	1.5

-1.75	0.537	3
-1.75	0.737	5

Використовуючи дані коефіцієнти з представленої вище таблиці є можливість оптимізувати пошук початкових параметрів за рахунок використання апроксимуючих залежностей. В даному випадку задавшись φ_z та $\Theta_{\text{зап}}$ є можливість визначити попереднє значення показника m .

Література:

1. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник / Ю. Я. Фомин, А. И. Горбань, В. В. Добровольский, А. И. Лукин и др. – Л.: Судостроение, 1989. – 344 с.
2. Глаголев Н. М. Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания. К., М.: Машгиз, 1950. – 480 с.
3. Вибе И. И. Новое о рабочем цикле двигателей. М., С.: Машгиз, 1962. – 272 с.

Секція № 3

РОБОЧІ ПРОЦЕСИ В ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНАХ ТА УСТАНОВКАХ

КОНСТРУЮВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ГАЗОТУРБІННОГО АГРЕГАТУ З ПЕРЕРОЗШИРЕННЯМ ГАЗУ

Патлайчук В. М.

кандидат технічних наук, завідувач кафедри турбін

Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова

м. Миколаїв, Україна

Борщов О. М.

студент гр.6231м

Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова

м. Миколаїв, Україна

В газотурбінних установках відкритого термодинамічного циклу, в яких викид відпрацьованих газів здійснюється в атмосферу, тиск на виході з турбінної частини ГТА встановлюється приблизно рівним атмосферному тиску. Газотурбінні агрегати відкритого циклу, в яких тиск на виході з турбіни з метою підвищення спрацьовуємого в ній теплоперепадку організовується меншим, ніж атмосферний, отримали назву агрегатів з перерозширенням газу в турбіні.

ГТА з перерозширенням газу спрацьовують в турбіні значно більший теплоперепад, проте потребують додаткових конструктивних елементів для викиду відпрацьованого газу в атмосферу, оскільки самотійно, без цих елементів, газ до неї вже вийти не може. Ці додаткові елементи повинні підвищити тиск газу до атмосферного (з урахуванням втрат тиску у випускному тракті).

У ролі подібних додаткових дожимних пристроїв можливе використання:

- а) спеціальних компресорів (ексгаустерів);
- б) повітряноструйних ежекторів.

У даній роботі досліджується конструкція газотурбінного агрегату з перерозширенням газу, який використовує в якості дожимного пристрою повітряноструйний ежектор. У ролі робочої речовини передбачається використання повітря, яке відбирається з проміжних ступенів компресорної частини самого ГТА. На функціонування даного пристрою буде витрачатися механічна енергія турбінної частини ГТА, оскільки відбиратися на ежекцію буде повітря, на стискання якого вже була витрачена механічна енергія.

Загальна будова газотурбінного агрегату з ежекційним пристроєм наведена на рис. 1. За основу взята конструкція ГТА простого циклу UGT 25000 [1], який серійно виготовляється державним підприємством НВКГ "Зоря"-Машпроект (м. Миколаїв, Україна).

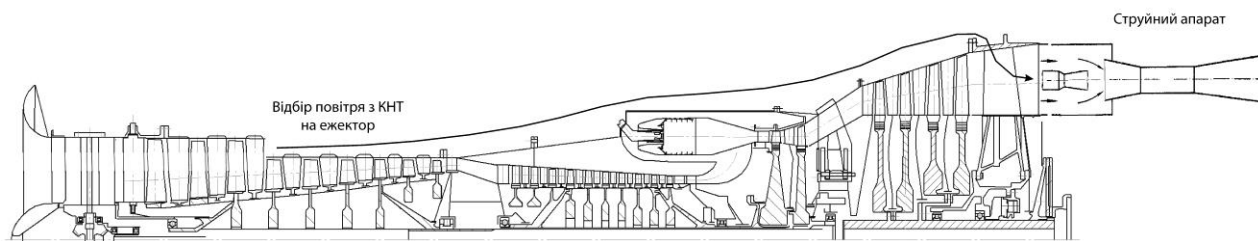


Рис. 1. Загальна будова ГТА з ежекційним перерозширенням газу в турбіні

Відбір повітря на ежекційний пристрій здійснюється з проміжних ступенів компресорної частини ГТА (як правило, з проміжних ступенів компресора низького тиску). Повітряноструйний ежектор кільцевої форми розташований безпосередньо за силовою турбіною агрегату після стійки задньої опори.

Розрахунок досліджуваної конструкції ГТА являє собою традиційний розрахунок параметрів газотурбінного агрегату простого термодинамічного циклу (наприклад, за методикою, викладеною в роботі [2]), ускладнений необхідністю враховувати наявність додаткових конструктивних елементів.

Розрахунок повітряноструйного ежектора полягає у визначенні усіх його параметрів та необхідної витрати повітря. Проводити його будемо відповідно до методики, розробленої Є.Я. Соколовим та С.Ф. Коп'євим та викладеною у роботі [3].

Основним положенням при розрахунку любого струйного апарату, у тому числі й проєктуємого ежектора, є закон збереження кількості руху

$$G_{\text{еж}} w_{\text{еж}} + G_{\text{т3}} w_{\text{т3}} = (G_{\text{еж}} + G_{\text{т3}}) w_{\text{см}},$$

де $G_{\text{еж}}$ та $G_{\text{т3}}$ – витрати ежекційного повітря та випускного газу з силової турбіни, кг/с; $w_{\text{еж}}$ та $w_{\text{т3}}$ – швидкості цих речовин при вході до камери змішання, м/с; $w_{\text{см}}$ – швидкість суміші в камері змішання до входу в дифузор, м/с.

Важливе значення має параметр, який зветься коефіцієнт ежекції та є відношенням кількості випускного газу з силової турбіни до кількості повітря, яке витрачається на ежекцію:

$$u = \frac{G_{\text{т3}}}{G_{\text{еж}}}.$$

Прийmemo для розрахунку схему розподілу тиску уздовж ежекційного пристрою, яка зображена на рис. 2.

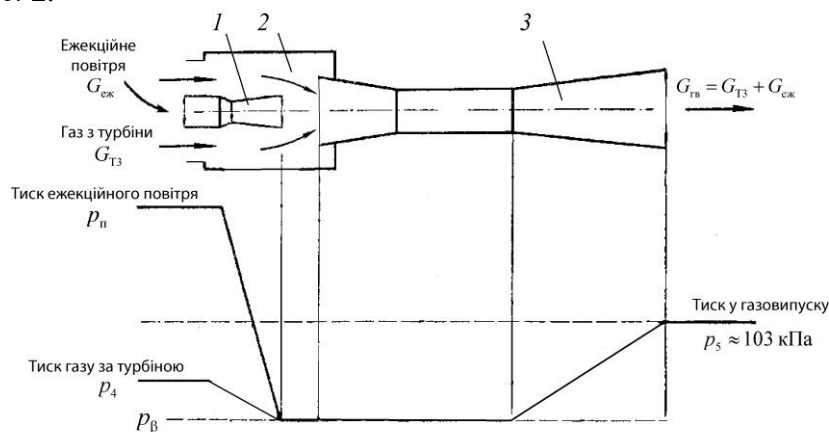


Рис. 2. Загальна будова та зміна тиску за рухом робочих речовин у повітряноструйному ежекторі: 1 – сопло; 2 – камера змішання; 3 – дифузор

Тиск в камері змішання прийнятий постійним, хоча в дійсності він дещо збільшується. Для створення потрібної швидкості ежектуемого випускного газу при вході до камери змішання тиск p_β в ній повинен бути нижчим, ніж тиск газу за силовою турбіною p_4 . Це зниження тиску в камері змішання характеризується коефіцієнтом β , який визначає швидкість w_{t3} випускного газу перед змішанням:

$$\beta = \frac{p_4 - p_\beta}{p_5 - p_4},$$

тобто відношенням напору, витрачаємого на створення вхідної швидкості ежектуємої речовини, до напору, який створюється струйним апаратом.

Стискання суміші повітря та випускних газів в ежекторі вважаємо ізоентропійним.

Коефіцієнт корисної дії усього ежектора може бути визначений як відношення використовуємої енергії до затраченої на ежекцію енергії, тобто

$$\eta_{\text{еж}} = \frac{G_{t3} h}{G_{\text{еж}} (H - h)} = \frac{u}{\frac{H}{h} - 1},$$

де $H = p_\pi - p_4$ – напір при витоку ежекційного повітря; $h = p_5 - p_4$ – напір, який створюється струйним апаратом.

Розроблена методика розрахунку газотурбінного агрегата з ежекційним перерозширенням газу в турбіні може бути використана для проектування та дослідження параметрів ГТА даного типу.

Література:

1. Романовський Г. Ф., Сербін С. І., Патлайчук В. М. Сучасні газотурбінні агрегати: у 2 т. Т. 1. Агрегати виробництва України та Росії. Миколаїв: НУК, 2005. – 344 с.
2. Романовський Г. Ф., Ващилєнко М. В., Сербін С. І. Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів: навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 304 с.
3. Берман С. С. Теплообменные аппараты и конденсационные устройства турбоустановок. М.: ГНТИМЛ, 1976. – 427 с.

DEPENDENCE OF THE PARAMETERS OF GAS TURBINE UNIT ON THE GAS OVER-EXPANSION IN POWER TURBINE

Patlaichuk V. M.

Head of the Department of Turbines

Admiral Makarov National University of Shipbuilding

Mykolayiv, Ukraine

Borschov O. M.

student, group 6231m

Admiral Makarov National University of Shipbuilding

Mykolayiv, Ukraine

Consider the dependence of the parameters of gas turbine unit with an air-jet ejector on the gas over-expansion in power turbine. The issue of the designing of such unit was discussed in paper [1].

Thermal calculations of the gas turbine unit with gas over-expansion were carried out according to the developed methodology [2] with some variable initial parameters. Discreetly varied:

- 1) ejection coefficient u (acceptable values – 0.3; 1.0 and 3.0);
- 2) pressure behind the power turbine p_4 – *depth of over-expansion* (acceptable values – 20, 40, 60, 80 and 100 kPa).

Each accepted value of the ejection coefficient u corresponded to the maximum value of the ejector efficiency η_{ej} and the optimal value of the coefficient β , which were chosen according to the recommendations [3].

Calculations were limited to the minimum pressure in the mixing chamber of the ejection device $p_\beta = 5$ kPa.

Pressure losses of ejection air on the way from the point of selection in the compressor to the ejector were assumed to be equal to 10%.

The parameters not directly related to the operation of the ejection device were assumed to be the same as for the simple cycle gas turbine unit, the calculation of which was carried out in advance.

In all variants, the calculation was carried out for the same power of the gas turbine unit at the generator terminals of 25 MW, the same initial gas temperature of 1500 K and the compressor pressure ratio $\pi_\kappa = 22$. Natural gas with a calorific value of 50,032 kJ/kg was used as fuel.

Graphical dependences of the most important parameters of the gas turbine unit on the pressure behind the power turbine p_4 are shown in fig. 1-8. The same graphs show the values of the corresponding parameters for a simple cycle gas turbine unit for comparison.

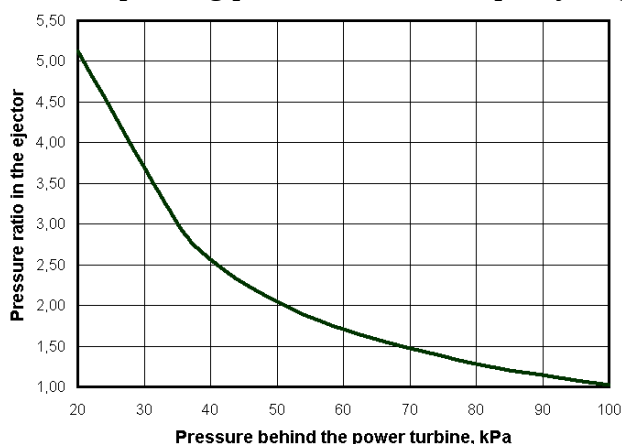


Fig. 1. The ejector pressure ratio versus pressure behind the power turbine

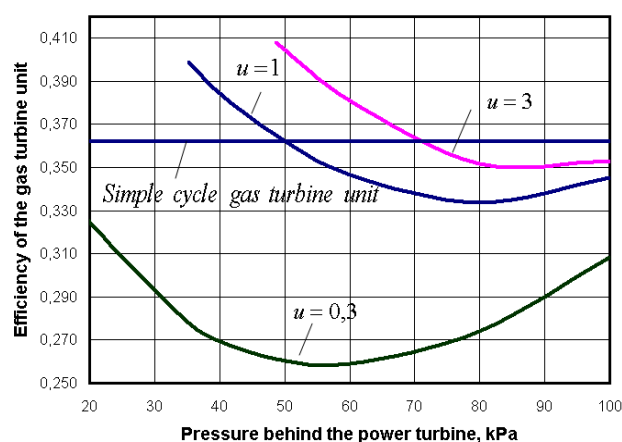


Fig. 2. The gas turbine unit efficiency versus pressure behind the power turbine

The results of the calculations indicate that:

- 1) The dependence of pressure ratio in the ejector on the depth of over-expansion is not linear. In the studied range, its largest value (5.1) corresponds to the lowest value of the gas pressure behind the turbine part (20 kPa).

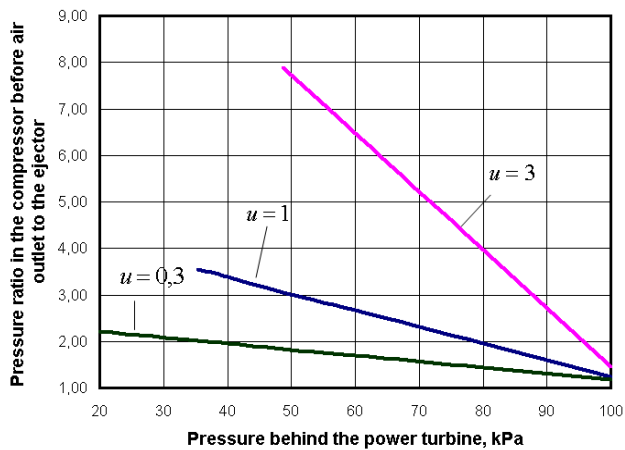


Fig. 3. The compressor pressure ratio before air sampling for ejection versus pressure behind the power turbine

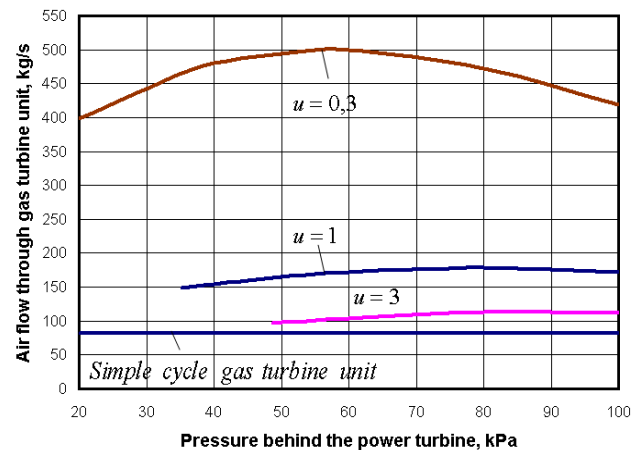


Fig. 4. The air flow through gas turbine unit versus pressure behind the power turbine

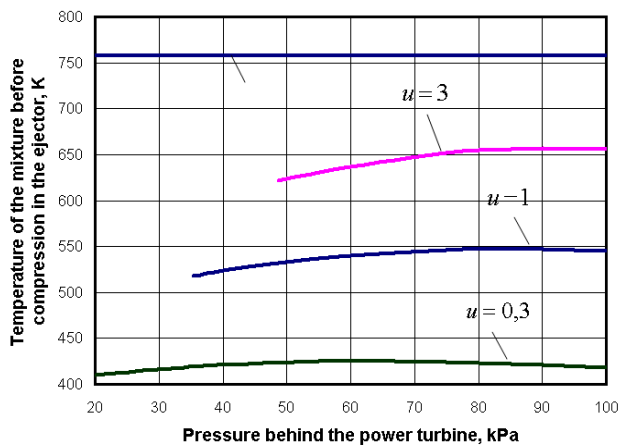


Fig. 5. The temperature of "exhaust gas – ejection air" mixture before compression in ejector versus pressure behind the turbine

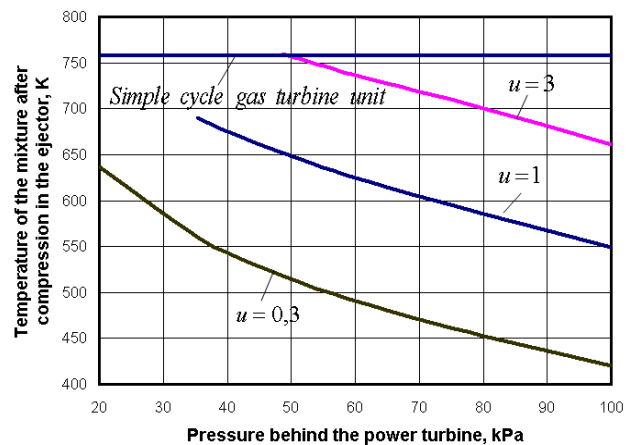


Fig. 6. The temperature of "exhaust gas – ejection air" mixture after compression in ejector versus pressure behind the turbine

2) The dependence of gas turbine unit efficiency on the depth of over-expansion for all selected values of the ejection coefficient u has an optimum. This is explained by the ambiguous effect of ejection over-expansion on the effectiveness of gas turbine unit. On the one hand, the efficiency increases due to an increase in the heat transfer processed in the turbine. On the other hand, for the work of the ejector, a significant amount of air is taken from the intermediate stages of the compressor, for the compression of which the power of the turbine has already been spent, which leads to a decrease in efficiency.

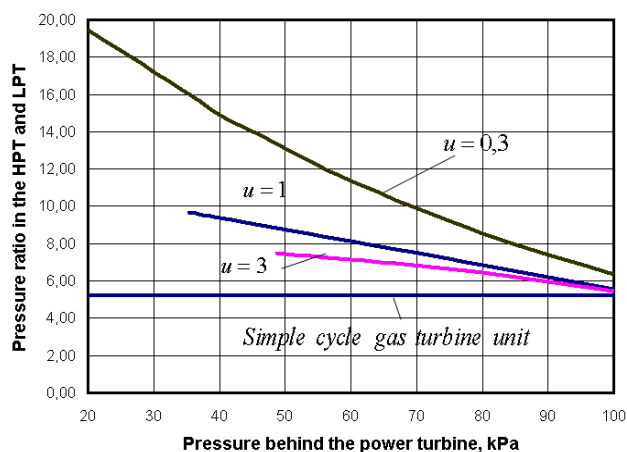


Fig. 7. The pressure ratio in compressor turbines (HPT and LPT) versus pressure behind the power turbine

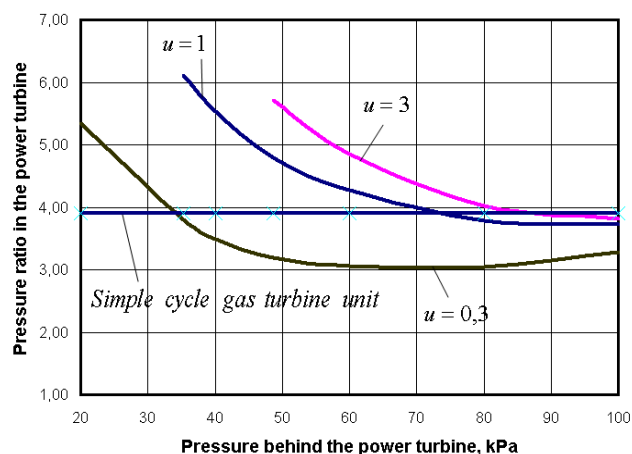


Fig. 8. The pressure ratio in power turbine versus pressure behind it

3) The ambiguity of the effect of over-expansion on the gas turbine unit efficiency is the reason that a positive result from the design change is achieved only at a pressure behind the power turbine less than 70 kPa, and even then not for all values of the ejection coefficient u .

4) Larger values of the ejection coefficient u lead to greater efficiency of the gas turbine unit. This is due to the smaller total amount of air taken from the compressor for ejection. Even if the efficiency of the ejector will be worse.

5) In the studied range of parameters, the highest efficiency of the gas turbine unit with over-expansion reaches 0.408. For comparison, the efficiency of the basic simple cycle gas turbine unit is 0.362.

6) For normal operation of the ejection device, the pressure in the mixing chamber (the lowest pressure in the system) must be lower than the gas pressure behind the power turbine. The higher the selected ejection coefficient u , the lower the pressure in the mixing chamber will be.

7) Larger values of the ejection coefficient u mean a smaller amount of air taken from the compressor for ejection. But at the same time, the sampled air must have a much higher pressure, that is, it must be sampled from the stages of the compressor, which are located much further downstream. Thus, air sampling in almost all versions of the considered gas turbine unit is carried out from the intermediate stages of the low-pressure compressor. But for the ejection coefficient $u = 3$ at a pressure behind the turbine less than 70 kPa, the selection must be made already from the intermediate stages of the high-pressure compressor.

8) The use of over-expansion leads to an increase in the total amount of air that passes through the gas turbine unit. This is especially important for ejection coefficients u less than 1.0. This is primarily reflected in the design of the flow part of the compressor to the place of air sampling (a significant increase in the length of the blades, etc.).

9) Mixing of exhaust gas with relatively cold ejection air leads to a decrease in the temperature of the mixture in the mixing chamber of the ejector with its further increase in the diffuser during compression. In general, the final temperature of the mixture is lower than the temperature of the exhaust gas of simple cycle gas turbine unit and depends significantly on the chosen value of the ejection coefficient u .

10) Larger values of the ejection coefficient u , as well as a larger depth of over-expansion, lead to larger values of the gas expansion rate in the power turbine.

References:

1. Patlaichuk V. M., Patlaichuk O. V., Borschov O. M. Design of gas turbine unit with ejection over-expansion of gas in the turbine. Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: XII

Міжнародна науково-технічна конференція: матеріали. Миколаїв: НУК, 2021. С. 219-221.

2. Патлайчук В. М., Пустовойченко А. Є., Борщов О. М. Методика теплового розрахунку газотурбінного агрегату з ежекційним перерозширенням газу в турбіні. Суднова енергетика: стан та проблеми: X Міжнародна науково-технічна конференція: матеріали. Миколаїв: НУК, 2021. С. 55-58.

3. Берман С. С. Теплообменные аппараты и конденсационные устройства турбоустановок. М.: ГНТИМЛ, 1976. – 427 с.

DIRECTIONS FOR INCREASING THE EFFICIENCY OF GAS TURBINE UNITS WITH GAS OVER-EXPANSION IN THE TURBINE

Patlaichuk V. M.

Head of the Department of Turbines

Admiral Makarov National University of Shipbuilding

Mykolaiv, Ukraine

One of the possible ways to increase the efficiency and useful power of gas turbine units is the use of gas over-expansion in the turbine part of these units [1].

Gas turbine units with gas over-expansion trigger a much larger heat transfer in the turbine, but they require additional structural elements for the release of exhaust gas into the atmosphere, since the gas cannot reach it independently, without these elements.

The mechanical energy of the turbine part of gas turbine unit will be spent on the operation of the pressure device (a special compressor or an air-jet ejector), which significantly reduces the positive effect of gas over-expansion. Therefore, the use of over-expansion will have an ambiguous effect on the efficiency of gas turbine unit (on the one hand, increase the power of the turbine due to a bigger activated heat transfer, and on the other hand, reduce it due to the power consumption of the drive of the pressure device).

A series of calculations performed for over-expanded gas turbine units using an air-jet ejector confirms this proposition. To achieve an efficiency that exceeds the efficiency of the simple cycle gas turbine unit, it is necessary to ensure a significant depth of over-expansion in the power turbine, for which the pressure behind it should be brought to values lower than 70 kPa.

In the studied range of parameters, the highest efficiency of gas turbine unit with over-expansion reached 0.408 at a pressure behind the turbine of 48 kPa. For comparison, the efficiency of basic simple cycle gas turbine unit was 0.362.

The results of the calculation indicate the expediency of improving the design and thermal scheme of the gas turbine unit with over-expansion, which uses an air-jet ejector to evacuate exhaust gas.

Currently, the main direction of increasing the efficiency of gas turbine power plants, which is implemented by improving their thermal scheme, is the utilization of the heat of exhaust gas. To implement this, a heat recovery circuit is added to the gas turbine unit, in which the heat of the exhaust gas is used for steam generation or for heating water. The efficiency of such power plants (so-called *combined cycle power plants*) is within 50...60 % [2], [3].

What features of the gas turbine unit with over-expansion can significantly affect the parameters of the heat utilization circuit and, accordingly, the final efficiency of power plant?

The results of the calculation of gas turbine unit with an air-jet ejector indicate that the outlet temperature of the gas is in all cases lower than that of a simple cycle gas turbine unit. The lower temperature of the gas will cause lower circuit productivity and lower efficiency of the power plant compared to combined cycle power plants without over-expansion.

On the other hand, gas turbine unit with over-expansion uses a much larger amount of air for its work. Accordingly, gas consumption for such a unit will be bigger. The productivity of the circuit and the efficiency of combined cycle power plant will also increase.

Therefore, over-expansion of gas affects the efficiency of combined cycle power plant ambiguously. Therefore, it is not possible to make an unequivocal conclusion in advance about the advantage of a combined cycle power plant with over-expansion compared to a traditional plant without over-expansion. The analysis should be carried out on the basis of a series of optimization calculations considering the specific features of the design.

Regenerative heating of the air before the combustion chamber with exhaust gas is a possible direction of improvement of the gas turbine unit with over-expansion.

The specifics of the use of this direction are affected by the same features of over-expansion, which were noted earlier. On the one hand, the temperature of exhaust gas behind the ejector and, accordingly, the positive effect of regeneration will be lower than in regenerative gas turbine unit without over-expansion. On the other hand, the amount of gas in the regenerator will significantly exceed the amount of heated air. The final result from the addition of regeneration will be ambiguous and requires optimization calculations.

In addition, when designing such gas turbine units, one should consider the decrease in the compressor pressure ratio due to the addition of regeneration. This may lead to certain limitations in the operation of the ejection device.

When designing regenerative gas turbine units with over-expansion, there will also be some constructive difficulties.

Such traditional directions of improvement of gas turbine units as intermediate cooling of air in the compressor and intermediate heating of gas between turbines, can also be considered for use in gas turbine units with over-expansion. Their combination with other additional structural elements (for example, with a regenerator) may attract the attention of researchers.

References:

1. Patlaichuk V. M., Patlaichuk O. V., Borschov O. M. Design of gas turbine unit with ejection over-expansion of gas in the turbine. Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: XII Міжнародна науково-технічна конференція: матеріали. Миколаїв: НУК, 2021. С. 219-221.
2. Романовський Г. Ф., Сербін С. І., Патлайчук В. М. Сучасні газотурбінні агрегати : у 2 т. Т. 1. Агрегати виробництва України та Росії. Миколаїв: НУК, 2005. – 344 с.
3. Романовський Г. Ф., Сербін С. І., Патлайчук В. М. Газотурбінні агрегати : у 2 ч. Ч. 1. Загальна будова та класифікація. Миколаїв: НУК, 2016. – 216 с.

ОБГРУНТУВАННЯ МОЖЛИВОСТЕЙ СПАЛЮВАННЯ ГАЗОПОДІБНОГО АМІАКУ В КАМЕРАХ ЗГОРЯННЯ ГТД

Колесников А. Б.

аспірант кафедри турбін,

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова м. Миколаїв, Україна

Сербін С. І.

д-р техн. наук, професор кафедри турбін,

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна

Спалювання викопного палива є основою для більшої частини енергії, що використовується в світі. Транспорт, виробництво електроенергії та промисловість разом спричиняють понад три чверті загальних викидів парникових газів, з яких близько 80 %

становить вуглекислий газ (CO_2) [1]. У відповідь на зростаючу потребу в методах виробництва енергії з низьким вмістом вуглецю, аміак (NH_3) стає вигідною альтернативою традиційним вуглеводням.

Аміак зазвичай виробляють за допомогою процесу Габера-Боша, розробленого понад століття тому, і його промислове виробництво вже налагоджено. Аміак можна транспортувати та ефективно зберігати в рідкому вигляді під тиском близько 10 бар [2].

Аміак варто розглядати як паливо через його потенціал для забезпечення життєздатної заміни вуглеводнів - основного енергетичного вектора економіки. Аміак містить майже 18 % водню за масою, його можна використовувати як ефективну сполуку-носії, перш ніж знову «розщепити» на складові елементи для використання в чистому спалюванні та виробництві електроенергії, наприклад в камерах згоряння ГТД. Крім того, аміаком можна частково замінити вуглеводневі палива (такі як вугілля та природний газ) на електростанціях, пропорційно зменшуючи викиди вуглекислого газу.

Ідеальне згоряння аміаку дає лише водяну пару (H_2O) і газоподібний азот (N_2), хоча на практиці це неможливо, і утворюються небажані побічні продукти, особливо оксиди азоту (NO_x). Тим не менш, цей напрям є актуальним і були проведені значні дослідження, в тому числі в промислових масштабах, щоб підвищити життєздатність такого методу промислового виробництва електроенергії. Наприклад, у 2021 році фірма Mitsubishi Power оголосила, що працює над газовою турбіною потужністю 40 МВт, призначеною для роботи виключно на аміаку, і планує комерціалізувати систему до 2025 року [3].

Незважаючи на те, що інфраструктура виробництва та транспортування аміаку існує десятиліттями, спалювання аміаку створює деякі невирішені проблеми, які вимагатимуть постійного аналізу та інновацій. При окисненні на повітрі чистий аміак важко запалити, і він має низьку швидкість поширення полум'я порівняно з вуглеводнями, що створює потребу в нових методах ефективного ініціювання та стабілізації полум'я. Щоб зменшити вплив низької швидкості поширення полум'я необхідно ефективно здійснювати перемішування та турбулізацію в камері згоряння для збільшення часу перебування палива в зоні горіння та дозволити суміші повністю вигоріти. Проблеми займистості також можна вирішити за допомогою введення присадок, таких як водень і метан, хоча вони, у свою чергу, можуть зменшити основні переваги спалювання аміаку, а саме відносну простоту роботи з паливом і його вуглецеву нейтральність відповідно.

З метою виявлення можливостей спалювання газоподібного аміаку в камерах згоряння ГТД проведено попередні розрахунки процесів горіння NH_3 в потоці повітря з використанням програмного забезпечення Chemkin-pro [4].

Розрахункова схема камери згоряння ГТД показана на рис.1. Реактор ідеального перемішування Perfectly Stirred Reactor (PSR) моделює передкамеру пристрою, де перемішуються потоки палива Fuel_inlet та основної частини окиснювача Main oxidant_inlet і починається хімічне реагування. Продукти хімічного реагування направляються в змішувач Mixer, де до них додається додатковий окиснювач, що інтенсифікує перебіг хімічних реакцій в так званому проточному реакторі Plug Flow Reactor (PFR1), що являє собою циліндричну секцію, в якій в цілому завершуються реакції хімічного реагування. Продукти направляються далі в конфузорну частину камери, яка також є проточним реактором (PFR2).

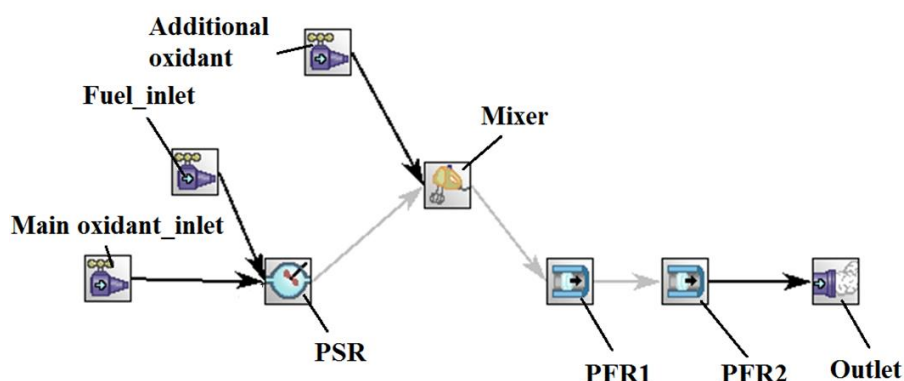


Рис. 1. Розрахункова схема камери згоряння

Для моделювання процесів горіння аміаку в потоці повітря застосована кінетична схема [5], що містить 203 хімічні реакції з 31 компонентом.

Результати розрахунків спалювання аміаку в повітрі (при тепловій потужності камери згоряння 1.0 МВт та еквівалентному діаметрі вихідного сопла 10 см) наведено в табл. 1. Прийнято такі позначення: G_{air} – витрата повітря; T_{out} – температура газів на виході камери; V_{out} – швидкість витікання продуктів згоряння. Витрата газоподібного аміаку в усіх випадках дорівнювала 53,76 г/с.

Таблиця 1. Результати розрахунків вигорання аміаку

G_{air} , г/с	580,0	620,0	660,0	700,0	740,0
T_{out} , К	1612,96	1556,26	1503,39	1453,96	1408,50
V_{out} , м/с	135,70	138,43	140,94	143,25	145,50

Наведені дані підтверджують можливість ефективного спалювання газоподібного аміаку в камері згоряння ГТД при наявності потужних стабілізуючих пристроїв: лопаткових завихрювачів, плазових стабілізаторів, тощо. Температура продуктів згоряння на виході камери згоряння в дослідженому діапазоні витрат повітря дорівнює 1408...1613 К, що відповідає сучасним температурам на вході в турбіну високого тиску.

Висновки:

1. Для визначення середньої температури та швидкості продуктів на виході камери згоряння ГТД проведено кінетичні розрахунки процесів горіння аміачно-повітряної суміші з використанням багатоступінчастого кінетичного механізму.
2. Виявлено можливості повного згоряння газоподібного аміаку в газотурбінній камері згоряння при наявності ефективних засобів стабілізації полум'я.
3. Потрібні додаткові дослідження щодо практичного підтвердження стабільного горіння газоподібного аміаку в камері згоряння ГТД.

Література:

1. Inventory of U.S. Greenhouse Gas Emissions and Sinks, United States Environmental Protection Agency, March 2022. [Online]. Available: <https://www.epa.gov/ghgemissions/inventory-us-greenhouse-gas-emissions-and-sinks>
2. S. Giddey, S. P. S. Badwal, C. Munnings, and M. Dolan, "Ammonia as a renewable energy transportation media," *ACS Sustainable Chem. Eng.*, vol. 5, no. 11, pp. 10231–10239, 2017.
3. Mitsubishi Power, "Mitsubishi Power commences development of world's first ammonia-fired 40MW class gas turbine system. Targets to expand lineup of carbon-free power generation options,

with commercialization around 2025,” July 12, 2022. [Online]. Available: <https://power.mhi.com/news/20210301.html>

4. Chemkin Theory Manual. [Online]. Available: https://personal.ems.psu.edu/~radovic/ChemKin_Theory_PaSR.pdf

5. A. Stagni, C. Cavallotti, S. Arunthanayothin, Y. Song, O. Herbinet, F. Battin-Leclerc, T. Faravelli, “An experimental, theoretical and kinetic-modeling study of the gas-phase oxidation of ammonia,” *Reaction Chemistry and Engineering*, vol. 5, pp. 696-711, 2020.

STUDY OF WORKING PROCESSES IN THE THERMOPRESSOR FOR GAS TURBINE AIR COOLING SYSTEMS

Halina Kobalava

*PhD, Associate Professor of the Heat Engineering Department,
Admiral Makarov National University of Shipbuilding,
Kherson Educational-Scientific Institute, Ukraine*

Andrii Kurdibanov

*student Admiral Makarov National University of Shipbuilding,
Kherson Educational-Scientific Institute, Ukraine*

Introduction of highly efficient power generating plants is extremely important for energy development in the modern World, and especially in Ukraine. It is promising to use gas turbine plants (GTP), both in stationary and transport energy.

To improve the energy efficiency of gas turbines, intercooling of cycle air during compression is widely used [1]. In turn, a promising way to cool and humidify the GTP cycle air can be the use of a thermopressor [2]. The operation of this apparatus is based on the process of thermogasdynamic compression. A feature of this process is the increase in pressure as a result of the instantaneous evaporation of the injected water into the air flow, which is accelerated to a speed near the sound. At the same time, heat is removed from the air for the evaporation of water, as a result of which its temperature decreases [2, 3].

Rational organization of thermophysical processes in the thermopressor flow part in the presence of the thermogasdynamic compression effect and incomplete evaporation is possible by choosing the optimal geometric parameters of the apparatus [3]. The correct choice of parameters will ensure the evaporation of the injected water main part in the evaporation chamber and diffuser (80...85 % of the amount of the evaporated liquid), and the additional evaporation of the other part in the flow path of the high-pressure compressor (15...20 % of the amount of the evaporated liquid). In this case, the diameter of water droplets entering the compressor stages will not exceed 20 microns.

To carry out numerical simulation of the operation of a low-flow thermopressor, an experimental model of the apparatus (Fig. 1), designed and manufactured for experimental studies, was used. The model has the following geometric characteristics: the thermopressor length $L_{atp} = 387$ mm with the diameter of the evaporation chamber $D_{ch} = 25$ mm and the air flow through it $G_{air} = 0.29$ kg/s. Cone angles of confuser ($\alpha_c = 35^\circ$) and diffuser ($\beta_d = 5^\circ$).

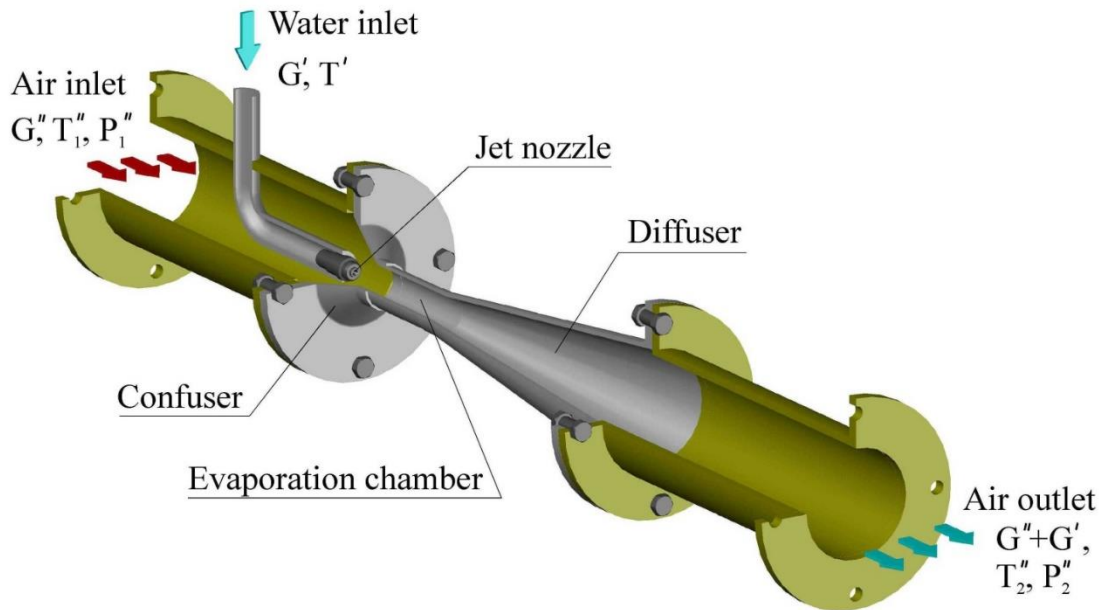
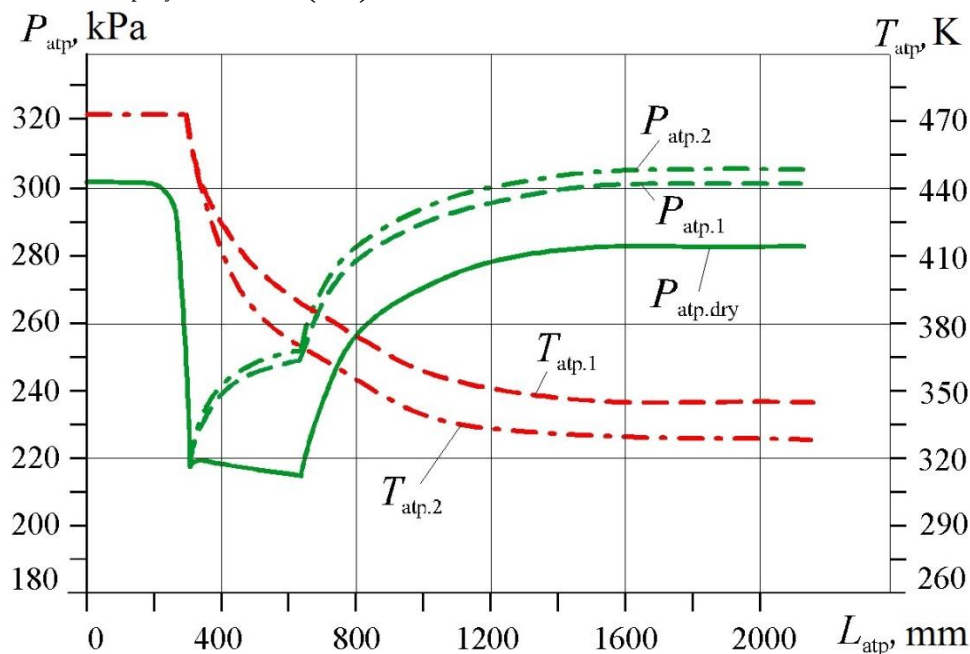


Fig. 1. 3D thermopressor model

The finite volume method was chosen as the numerical method. This method is implemented using computer CFD modeling in the ANSYS Fluent software package.

The Euler-Lagrangian approach was used to simulate the interaction of injected liquid droplets and air flow. When studying the behavior of the air flow, a two-parameter $k-\varepsilon$ Realizable turbulence model from the RANS group of models was used. Discrete Phase Models was used to simulate the movement of water droplets. Produced a step by step network solution with a simple algorithm for the relationship between velocity and pressure.

A simulation of a “dry” thermopressor (without injection of water droplets into the evaporation chamber) was carried out to determine the pressure loss due to aerodynamic resistance in the flow part of the apparatus. It was found that the decrease in air flow pressure (Fig. 2) due to friction losses is $\Delta P_{\text{atp.dry}} = 17 \text{ kPa}$ (6%).

Fig. 2. Dependences of the total pressure P_{atp} and flow temperature T_{atp} along the length of the thermopressor flow path L_{atp} :

_____ – a dry thermopressor; _____ – before the evaporation of water droplets in the diffuser;
 ··_·_·_·_ – incomplete evaporation, with smaller droplets

When simulating the injection of water droplets into the thermopressor flow part (at the inlet to the evaporation chamber), a model of discrete phases was connected. Calculations were carried out for additional evaporation of water droplets in the diffuser ($\delta_p = 3\text{--}30\text{ }\mu\text{m}$, $G_{\text{air}} = 0.015\text{ kg/s}$) and for incomplete evaporation, with smaller droplets at the exit from the diffuser part of the thermal press ($\delta_p = 3\text{--}30\text{ }\mu\text{m}$, $G_{\text{air}} = 0.015\text{ kg/s}$).

Comparison of the change in pressure P_{atp} along the length of the thermopressor flow path with and without injection (Fig. 2) shows that the pressure in the evaporation chamber decreases from 220 kPa to 215 kPa due to losses, i.e. pressure loss is $\Delta P_{\text{tr1}} = 5\text{ kPa}$ (1.7%).

However, the presence of thermogasdynamic compression increases the pressure and compensates for these losses. In this case, the total pressure in the evaporation chamber of the thermopressor increases by $\Delta P_{\text{atp1}} = 30\text{ kPa}$ (10 %).

When water drops are additionally evaporated in the diffuser, the increase in total pressure as a result of thermogasdynamic compression (Fig. 2) is $\Delta P_{\text{atp}} = 0.25\text{ kPa}$ (0.08%) relative to the inlet pressure. But a more significant increase in air pressure is observed with incomplete evaporation with the formation of smaller droplets at the outlet of the diffuser part of the apparatus, while the increase in total pressure is $\Delta P_{\text{atp}} = 1.4\text{ kPa}$ (0.5%) (Fig. 2). Cycle air cooling in the thermopressor is: when the water droplets evaporate in the diffuser, $\Delta T_{\text{atp}} = 118\text{ K}$; with incomplete evaporation $\Delta T_{\text{atp}} = 133\text{ K}$. Thus, the initial temperature $T_{\text{atp}} = 473\text{ K}$ (200 °C) decreases to the outlet temperature $T_{\text{atp}} = 335\text{--}350\text{ K}$ (62...77 °C) (Fig. 2).

Dispersion of water droplets at the entrance to the evaporation chamber was $\delta_p = 3\text{--}30\text{ }\mu\text{m}$. The distribution of sprayed water droplets in the thermopressor flow part is given for additional evaporation of water in the diffuser (Fig. 3, a) (at a relative value of the mass flow rate of injected water $g_w = 5\%$) and incomplete evaporation with the formation of smaller droplets at the outlet of the diffuser part of the apparatus (at $g_w = 12\%$) (Fig. 3b).

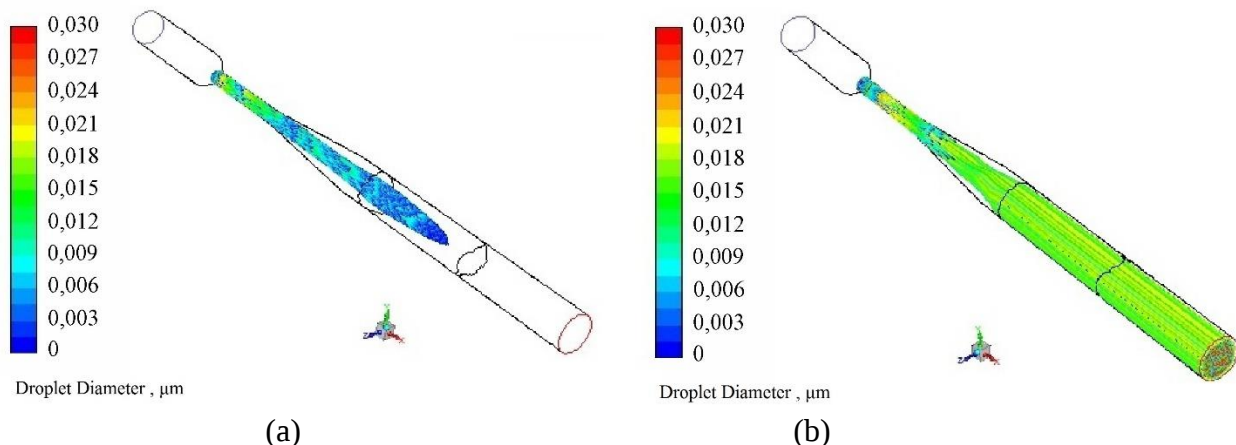


Fig. 3. Distribution of dispersity Δ_p of sprayed water in the thermopressor flow part:

a – before the evaporation of water droplets in the diffuser;

b – incomplete evaporation with the formation of smaller droplets at the outlet of the diffuser part of the apparatus

With incomplete evaporation, the droplet diameter decreased, and at the outlet of the thermopressor diffuser for the non-evaporated liquid, the dispersity was, on average, $\Delta_{p2} = 18\text{ }\mu\text{m}$ (Fig. 3b). In this case, the concentration of water droplets (dispersed two-phase flow) at the outlet is evenly distributed over the cross section. Excess water should evaporate already in the flow path of the gas turbine compressor.

The resulting diameter of water droplets at the outlet of the thermopressor (18 μm) with incomplete evaporation satisfies the requirements for the dispersity of a two-phase flow before the

high-pressure compressor stage. And the general increase in pressure in the thermopressor (compared to the initial pressure at the inlet) makes it possible to compensate for hydraulic losses in the cooling system, which makes it possible to use this method of contact cooling of cycle air between the stages of gas turbine compressors.

Conclusions.

The results of numerical simulation of the thermopressor operation showed that the increase in the total pressure of the cycle air between the stages of the compressor with incomplete evaporation with the formation of smaller droplets at the outlet of the diffuser part of the apparatus was $\Delta P_{\text{atp}} = 1.4 \text{ kPa}$ (0.5%) when the air flow was cooled by $\Delta T_{\text{atp}} = 138 \text{ K}$.

References:

1. Kayadelen H.K., Ust Y. Thermoenviromomic evaluation of simple, intercooled, STIG, and ISTIG cycles. International Journal of Energy Research. 2018, pp. 1–23.
2. Konovalov, D., Radchenko, M., Kobalava, H., Radchenko, A., Radchenko, R., Kornienko, V., & Maksymov, V. (2021). Research of characteristics of the flow part of an aerothermopressor for gas turbine intercooling air. Proc. of the Inst. of Mech. Eng., Part A: Journal of Power and Energy. Vol. 236(4), pp. 634-646.
3. Kobalava H., Konovalov, D., Radchenko, R., Forduy, S., & Maksymov, V. (2021). Numerical Simulation of an Aerothermopressor with Incomplete Evaporation for Intercooling of the Gas Turbine Engine. Kobalava H. Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering, ICTM 2020. Lecture Notes in Networks and Systems, Vol. 188, pp. 519-530.

POSSIBILITIES OF USE OF CROSS-FLOW PLASMA FUEL NOZZLES IN GAS TURBINES

S. Serbin

Doctor of Sciences (Tech.), Prof.

N. Washchilenko

PhD, Assoc. Prof.

Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mikolayiv, Ukraine

D. Chen

PhD, Prof.

Y. Zongming

PhD, Assoc. Prof.

Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang, China

It is well-known that the problem of effective and environmentally friendly use of energy resources, rational use of expensive hydrocarbon fuel are fully applicable to the various types of power plants and gas turbine engines (GTE), particularly. It requires the implementation of modern science and technology into the practice of design engineering and power plants operation. The important direction of gas turbines upgrading is improvement of the characteristics of combustion chambers which are to the large extent determined through the quality of organization of the mixture formation and burning processes, the capability of fuel feeding and ignition systems. The most promising area of increasing the workflow efficiency in power plants is the use of a plasma-chemical fuel combustion technology in the contact gas-and-steam turbine plants (CGSTP) [1]. Along with the air ionization and partial fuel ignition the high rate of flame stabilization can be achieved and, consequently, the emissions of toxic components – the components of greenhouse gases – can be reduced.

Some of the basic problems in the worldwide marketing of the CGSTP cycle are combustion instability, temperature field non-uniformity, and reduction of combustion efficiency as a result of steam injection into the combustor hot zone. A new plasma-assisted combustion technology made it possible to dramatically extend flammability limits, reduce combustion temperature, and as a result, also reduce toxic component emissions. The joint technology, such as the “Aquarius” type gas turbine unit with the contact type heat exchanger [2], and plasma-assisted combustor with cross-flow plasma fuel nozzle guarantees effective usage of organic fuels with low emissions of greenhouse gases.

To solve the mentioned problems the tools of Computational Fluid Dynamics (CFD) were used. To ensure efficient fuel and oxidizer mixing the design of a novel cross-flow plasma fuel nozzle was proposed [3, 4]. The plasma torch and a sprayer in the device are joined in the single frame. The electric power is supplied via the high-voltage cable and the cathode assembly. Plasma air feed and swirl is provided with the tangential holes in the anode.

Injection air and fuel are fed and swirled via the individual independent channels. The necessary quality of mixing is achieved by increasing the contact surface between air and fuel gas. Formation of the homogeneous air-fuel mixture is performed in the flows contact zones. The quality of mixing depends on the length of intersection sections, flow velocity and temperature, lengths of supply channels. The formed combustible mixture is fed into the reaction chamber in which the media velocities are aligned and stabilized, and then supplied to the plasma generation area, where the ignition process is occurred.

To perform simulations of the chemically-reacting flows the three-dimensional geometric model of the plasma fuel nozzle (Fig. 1) have been developed, and also the relative finite-difference grids have been built.

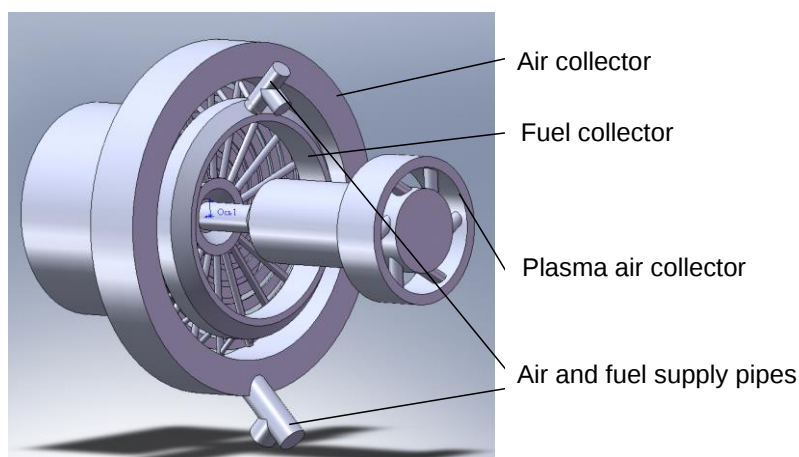


Fig. 1. The geometric model of the plasma fuel nozzle

The 3D numerical experiments are held using the turbulence RNG-model in cases of fuel supply and combustion [5]. The calculations were held under such conditions:

- the fuel gas (natural gas) supply with the flow rate of 0.5 g/s was carried out through the independent channels;
- the injection air flow rate through the cross channels was 1 g/s;
- the plasma-forming air flow rate through the central channel of the plasma torch was accepted as 0.6 g/s.

The 3D calculations conducted show that the hydrodynamic flow structure inside the plasma fuel nozzle depends essentially on the swirling intensity of air which is supplied through the tangential ports, the outflow velocity, combustor dimensions and the operation modes (Fig. 2). The spatial distribution of components and temperature concentrations strongly changes depending on the turbulization and the quality of the reagents mixing.

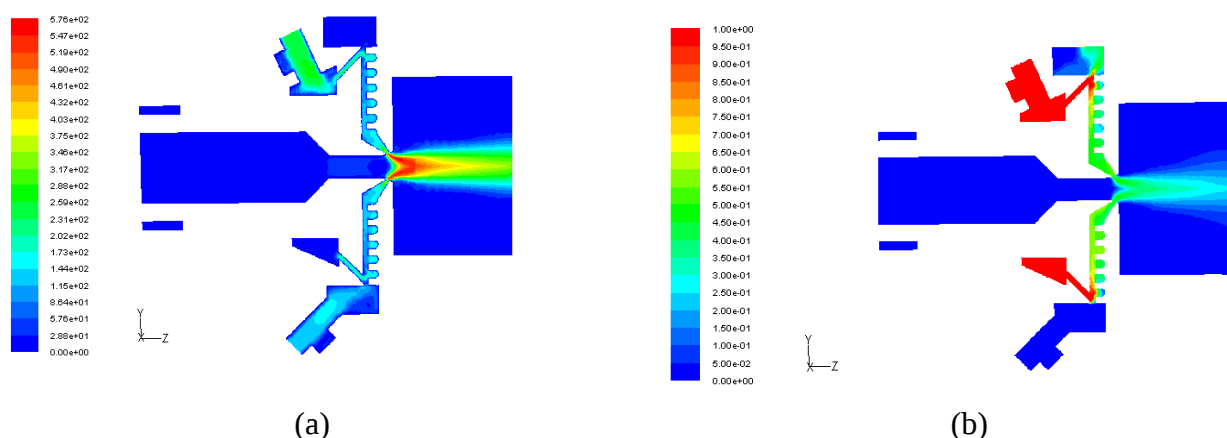


Fig. 2. Contours of velocity magnitude (a) and fuel mass fraction (b)

Turbulence as a molar mixing mechanism defines the contact between the fuel and oxidant, influences the flame propagation velocity and intensifies the heat exchange processes. Moreover, it defines mixing of gas molecules which lead to occurring of the continuous and non-regular velocity, temperature and reagents concentrations pulsations in each point of the flow.

As a result the prospective and effective cross-flow plasma fuel nozzle was developed which provides reliable fuel ignition and assisted combustion in the contact type GTE. The main advantages are:

- increase of the combustor's flammability limits due to plasma by a factor of 1.5-2.0;
- fuel flexibility – operation on both gaseous and liquid fuels;
- efficient atomizing – supporting air to fuel ratio ≥ 3 .

References:

1. A. Sehat, F. Ommi, Z. Saboohi, "Effects of Steam Addition and/or Injection on the combustion characteristics. A Review," *Thermal Science*, vol. 25(3A), 2021, pp. 1625-1652.
2. Y. N. Bondin, V. A. Krivutsa, S. N. Movchan, V. I. Romanov, V. N. Kolomeev, A. P. Shevtsov, "Operation experience of a gas turbine unit GPU-16K with steam injection," *Gas Turbine Technologies*, vol. 5, 2004, pp. 18-20 (in Russian).
3. I. Matveev, S. Matveeva, S. Serbin, "Design and Preliminary Test Results of the Plasma Assisted Tornado Combustor," *Collection of Technical Papers - 43rd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference*, Cincinnati, OH, AIAA 2007-5628, vol. 6, 2007, pp. 6091-6098.
4. I. B. Matveev, *Plasma Assisted Combustion, Gasification, and Pollution Control. Volume 2. Combustion and Gasification*, Denver, Colorado: Outskirts Press, Inc., 500 p., 2015.
5. S. I. Serbin, A. V. Kozlovskiy, K. S. Burunsuz, "Investigations of Nonstationary Processes in Low Emissive Gas Turbine Combustor with Plasma Assistance," *IEEE Trans. Plasma Sci.*, vol. 44, no. 12, 2016, pp. 2960-2964.

ОБҐРУНТУВАННЯ МОЖЛИВОСТЕЙ ВИКОРИСТАННЯ ВОДНЮ В ЯКОСТІ ПАЛИВА ДЛЯ ГТД КОНТАКТНОГО ТИПУ

Сербін С. І.

*д.т.н., професор кафедри турбін Національного університету кораблебудування імені
адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна*

Шмарков О. А.

*аспірант Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна*

Необхідність виконання вимог законодавчих актів міжнародних організацій, в тому числі Міжнародної морської організації (ІМО), щодо зниження впливу енергетики на навколишнє середовище визначає запит практики, спрямований на розробку та адаптацію енергоефективних технологій в стаціонарну та суднову енергетику шляхом комплексного впровадження новітніх установок, визначення діапазонів їх досяжних параметрів з розробкою науково обґрунтованих перспективних схемних рішень, які забезпечують підвищення ефективності використання паливних ресурсів, мінімізацію викидів CO₂ та інших шкідливих речовин в навколишнє середовище.

На початку 2020 р. Європейський Союз прийняв European Green Deal (Європейський зелений договір). Це стратегія, яка повинна зробити Європу кліматично нейтральною до 2050 року, це план досягнення практично нульового викиду парникових газів і нульового сумарного забруднення навколишнього середовища. В якості одного з ключових партнерів для реалізації цих планів розглядається Україна.

Концепція використання водню як палива в газотурбінних агрегатах, у тому числі газотурбінних агрегатах контактного типу, відповідає основним тенденціям розвитку сучасних енергетичних систем і є актуальною. Її слід вважати одним з перспективних напрямків підвищення ефективності декарбонізованих енергетичних модулів.

Перевагами використання водню у якості палива – є більш висока теплотворна здатність [1], що приводить до зниження витрати палива, та відсутні викиди оксидів карбону (з огляду на відсутність карбону C у структурі палива) [2].

Одним з можливих недоліків використання водню у якості основного палива для ГТД є потенційно можливі високі показники емісії NO_x, яка збільшується внаслідок збільшення максимальної температури горіння в порівнянні з іншими видами палива, такими, як наприклад, природний газ. Для зниження шкідливих викидів NO_x в первинну зону камери згоряння може впорскуватися водяна пара, яка знижує температуру горіння та покращує екологічні показники камери. Більш детальний вплив водяної пари на екологічні показники камери згоряння ГТД представлено в [3]. Найбільш раціонально водень може бути використано в газотурбінному агрегаті контактного типу [4, 5], де для поліпшення енергетичних і екологічних характеристик установки водяна пара, що впорскується в камеру згоряння, ділиться на дві частини – екологічну та енергетичну. Перша з них подається в головну частину жарової труби з метою зменшення температурного рівня і запобігання утворення оксидів азоту.

У рамках дослідження можливостей роботи камери згоряння дифузійного типу на чистому водні розроблено математичну модель робочого процесу, побудовано 3-D геометричну модель та проведено ряд числових експериментів за допомогою програмного обчислювального CFD комплексу Ansys Fluent. Отриманні результати свідчать про потенціал математичної моделі у прогнозуванні характеристик камери згоряння ГТД контактного типу з впорскуванням пари, яка працює на водні, у широких діапазонах робочих навантажень.

На рис. 1 та 2 представлено деякі результати розрахунків камери згоряння, що працює на чистому газоподібному водні. Початкові параметри робочого середовища (на одну жарову

трубу): витрата повітря 2,752 кг/с, його температура 769,3 К, витрата водню 0.03045 кг/с, його температура 300 К. Для всіх розрахунків витрата екологічної пари становила 0,205 кг/с, витрата енергетичної пари 0,25 кг/с при температурі пари 700 К, тиск в камері згоряння 2,383 МПа.

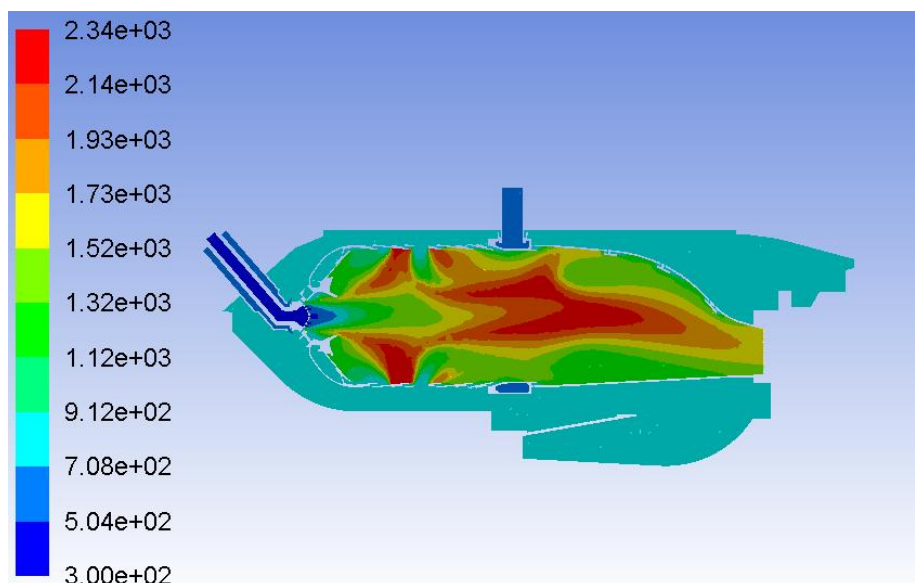


Рис. 1. Розподіл температур у повздовжньому перерізі камери згоряння, що працює на чистому водні

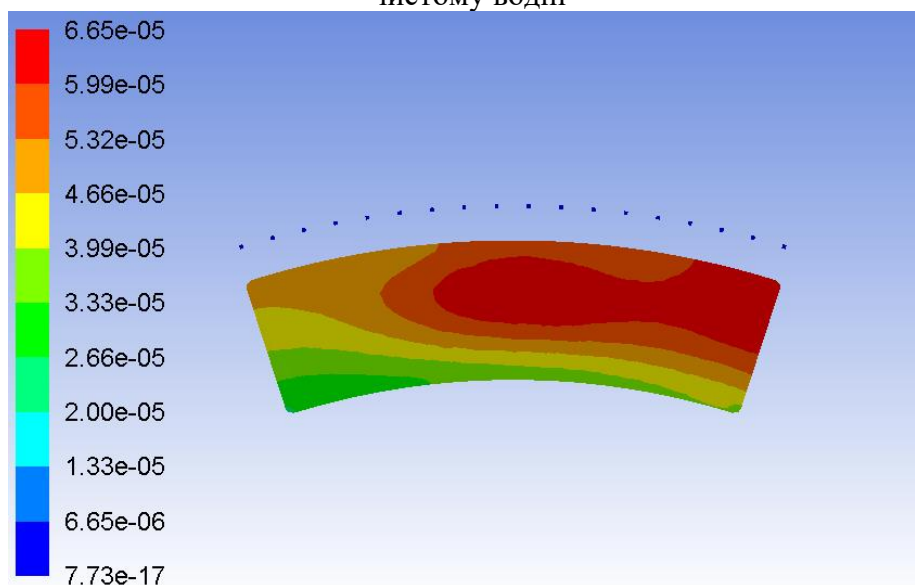


Рис. 2. Розподіл масової частки NO у вихідному перерізі жарової труби камери згоряння

Відомо, що в світовій практиці існує практично тільки один приклад промислового використання так званої технології “Водолій” [4] для перекачування природного газу – в Україні (газотурбінна установка з конденсацією водяної пари в контактному конденсаторі). Новизна запропонованого підходу полягає в тому, що принципи використання газотурбінної енергетичної системи поєднуються з можливостями ефективного та екологічно чистого спалювання водню в дифузійних камерах згоряння з впорскуванням водяної пари.

Отримані результати можуть бути використані на практиці при створенні ефективних енергетичних модулів комплексного та швидкого забезпечення електроенергією, теплотою та холодом об’єктів берегової зони півдня України, базування ВМС України, а також підвищать ефективність газотранспортної системи України, яка оснащена здебільшого газотурбінними двигунами. Це дозволить прискорити перебудову енергетичних систем

України з метою зменшення викидів CO₂ і інших шкідливих компонентів, що в перспективі забезпечить зниження навантаження на навколишнє середовище.

Література:

1. S. McAllister, J.-Y. Chen J.-Y. A.C. Fernandez-Pello, *Fundamentals of combustion processes*. New York : Springer, 2011.
2. G. Nemir, H. Hamse, *Hydrogen-fired gas turbine for power generation with exhaust gas recirculation*. Academy of Economics, Society and Technology, 2019.
3. Sebastian Göke, Sebastian Schimek, Alexander Fateev, Sønnik Clausen, Phoebe Kuhn, Steffen Terhaar et al., "Investigation of NO_x and CO Formation in a Premixed Swirl-Stabilized Flame at Ultra Wet Conditions", *47th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*, AIAA 2011-5535, pp. 1-15, 2011.
4. S. N. Movchan, V. V. Romanov, V. N. Chobenko, A. P. Shevtsov, "Contact Steam-and-Gas Turbine Units of the "AQUARIUS" Type: The Present Status and Future Prospects," *ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air*, pp. 1-7, 2009.
5. S. Serbin, A. Mostipanenko, I. Matveev, "Investigation of the Working Processes in a Gas Turbine Combustor with Steam Injection," *Proceedings of the ASME/JSME 8th Thermal Engineering Joint Conference*, AJTEC2011-44042, T20012, pp.1-6, 2011.

МОЖЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ВОДНЮ В ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНАХ

Яковлєв М. Ф.

аспірант кафедри турбін

*Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова,
м. Миколаїв, Україна*

Питання переводу газотурбінних двигунів на альтернативні палива, в тому числі суміш природного газу та водню, синтез-газ з великим вмістом водню та чистий водень, вже достатньо давно в центрі уваги дослідників.

Відмітимо, що роль газотурбінних двигунів в майбутніх низьковуглецевих енергетичних системах залежить від досягнення підвищеної теплової ефективності та здатності працювати на таких паливах, як водень. Згідно з прогнозами International Energy Agency (IEA) розвиток газотурбінної техніки, що працює на водні, може стати майбутньою вуглецево-нейтральною технологією для підтримки суспільства. Відмітимо, що відомі світові виробники газових турбін (GE Power, Mitsubishi Heavy Industries, Siemens Energy, Rolls-Royce, Ansaldo Energia та ін.) достатньо давно плідно працюють у даному напрямку.

Потенціал використання водню як палива для газових турбін

Базова конфігурація газової турбіни, здатної спалювати природний газ, залишиться незмінною при спалюванні водню. Конкретні області, які необхідно розглянути в газовій турбіні, її допоміжних системах і самій установці, включають: 1) трубопроводи подачі палива та компоненти, 2) систему згоряння газової турбіни та засоби керування, 3) кожух газової турбіни та 4) утилізаційний парогенератор і система селективного каталітичного відновлення для видалення NO_x. Контроль NO_x важливий, оскільки в більшості юрисдикцій це регульований забруднювач.

Водень має теплотворну здатність, яка становить приблизно одну третину природного газу. Якщо використовується паливна суміш водень/природний газ з відносно

низькою концентрацією водню, існуюча система подачі палива може бути адекватною, але при вищих концентраціях водню, можуть знадобитися інші компоненти системи подачі палива з матеріалів, не сприйнятливих до водневої крихкості

Швидкість полум'я водню на порядок вище ніж природного газу. Це важливий фактор для безпечної та надійної роботи системи згоряння. Вища швидкість полум'я може призвести до того, що полум'я в камері згоряння пошириться надто далеко вгору, що призведе до стану, який називається зворотним спалахом, який може спричинити пошкодження апаратного забезпечення горіння. Для роботи з високими концентраціями водневого палива можуть знадобитися зміни конфігурації камери згоряння та відповідні зміни системи керування турбіною [1, с. 4].

Температура полум'я водню вища ніж природний газ. Це може призвести до збільшення викидів NO_x залежно від концентрації водню в паливі і специфічної системи згоряння турбіни. Для установок, що розробляються, може знадобитися більш ефективніша система селективного каталітичного відновлення (Selective catalytic reduction, SCR) [1, с. 5].

Особливості камер згоряння для водневої газової турбіни

Прогрес у розробці газових турбін великої потужності визначається температурою газу на вході в турбіну. Щоб впоратися з експоненціальним зростанням викидів NO_x разом із підвищенням температури згоряння, для “сухої” камери згоряння з низьким вмістом NO_x , встановленої в газових турбінах великої потужності для виробництва електроенергії, може бути використано метод попереднього змішування.

Залежно від якості змішування концентрації компонент палива змінюються, що приводить до зміни властивостей полум'я. Для розробки та практичної реалізації камер згоряння для водневих газових турбін необхідно зменшити викиди NO_x і стабілізувати центри згоряння за рахунок удосконалень з метою запобігання зворотному спалаху разом із поліпшенням параметрів надійності [2, с. 3].

На рис. 1 зображено схему камери згоряння для спільного спалювання водню та природного газу на основі традиційної камери згоряння з метою запобігання збільшенню ризику появи спалаху полум'я [2, с. 4].

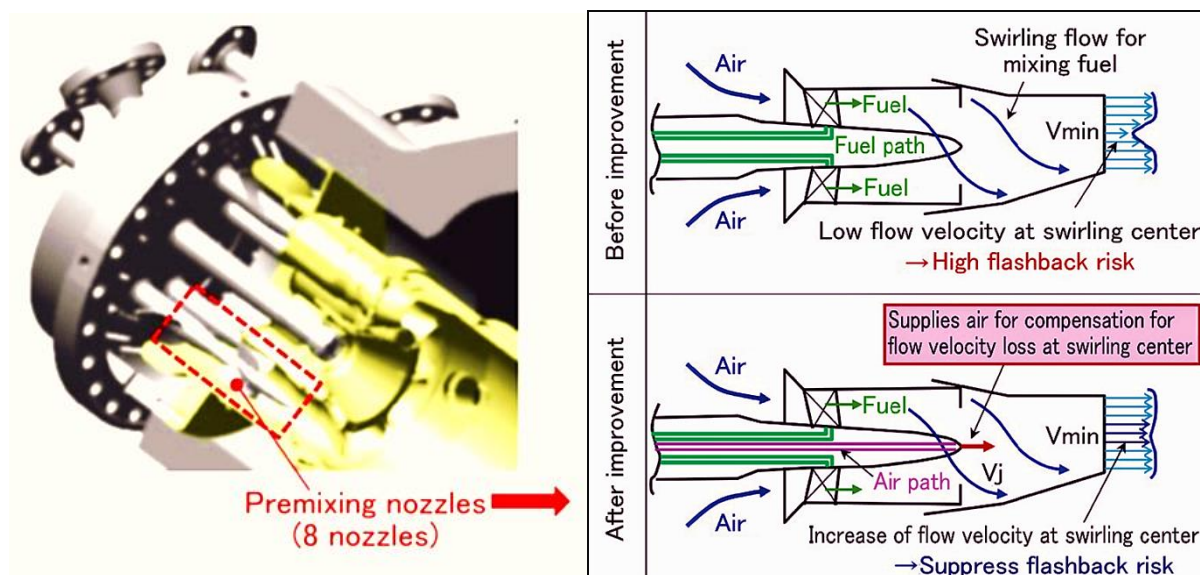


Рис. 1. Схема камери згоряння для спалювання водню і природного газу

Повітря, що подається з компресора всередину камери згоряння, проходить через завихрювач і утворює закручений потік. Паливо подається з невеликого отвору на поверхні крила завихрювача та швидко змішується з навколишнім повітрям завдяки ефекту закрученого потоку. З іншого боку, зрозуміло, що в центральній частині закрученого потоку

існує область з низькою швидкістю потоку. Введене повітря компенсує область низької швидкості потоку ядра вихру та запобігає виникненню спалаху [2, с. 4].

Висновок. Експлуатація нових агрегатів та модернізування існуючих агрегатів для роботи на водні чи суміші водень/природний газ є актуальною і перспективною. Особливо це стосується газотурбінної техніки, яка є основою газотранспортних мереж, стаціонарних енергетичних систем та корабельної енергетики. Наявність технологій спалювання може запобігти майбутньому блокуванню викидів CO₂, дозволяючи газотурбінним двигунам стати ключовим елементом будь-якої майбутньої енергетичної екосистеми, орієнтованої на скорочення викидів вуглецю.

Література:

1. Hydrogen as a Fuel for Gas Turbines., GE 2022. [Online]. https://www.ge.com/content/dam/gepower-new/global/en_US/downloads/gas-new-site/future-of-energy/hydrogen-fuel-for-gas-turbines-gea34979.pdf. Accessed on: March, 2022
2. M. Nose et. al., "Hydrogen-fired gas turbine targeting realization of CO₂-free society," Mitsubishi Heavy Industries Technical Review, vol. 55, no. 4, 2018.

ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ПЕРЕРОЗШИРЕННЯ В СХЕМАХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ГТА З ПРОМІЖНИМ ОХОЛОДЖЕННЯМ ЦИКЛОВОГО ПОВІТРЯ

Ващенко М. В.

*кандидат технічних наук, доцент, кафедри Турбін
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова,
м. Миколаїв, Україна*

Одним із відомих, але не дуже досконало досліджених способів підвищення економічності циклів та схем ГТА є створення перерозширення за ГТД за допомогою ексаустеру, наприклад [1, 3].

Розглянемо схему енергетичного ГТА з проміжним охолодженням повітря та перерозширенням, наприклад для блокової електростанції (рис. 1).

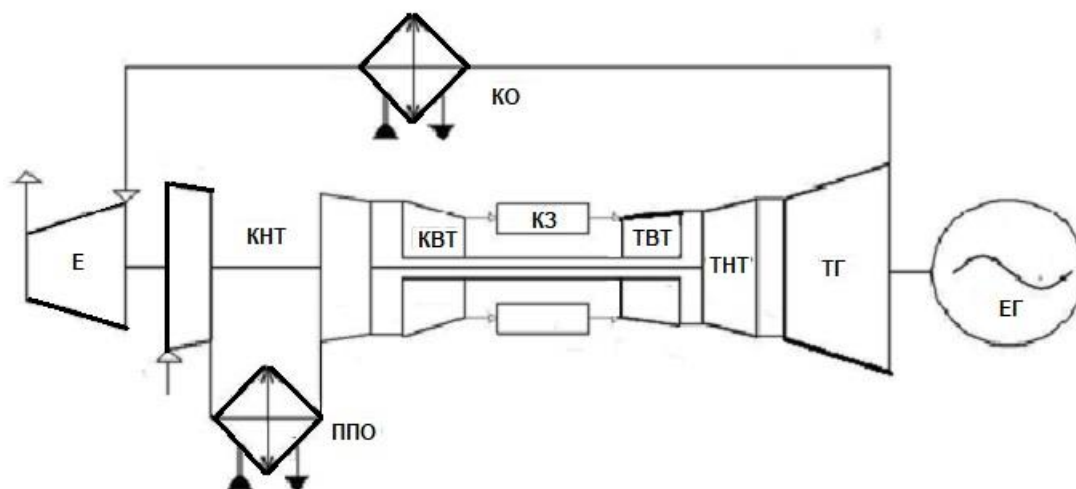


Рис. 1. Схема енергетичного ГТА з проміжним охолодженням повітря та перерозширенням: КВТ і КНТ – компресора високого і низького тиску; КЗ – камера згоряння; КО – кінцевий охолоджувач; ППО- проміжний повітроохолоджувач; ТВТ і ТНТ – турбіни високого та низького тиску; ТГ – турбіна приводу генератора; Е – ексаустер; ЕГ – електрогенератор

Відхідні гази ГТД, який працює з проміжним охолодженням циклового повітря в проміжному повітряохолоджувачі – ППО, а силова турбіна якого – ТГ працює з перерозширенням, охолоджуються в кінцевому охолоджувачі – КО і надходять в ексаустер – Е, який представляє собою осьовий компресор, що приводиться від турбокомпресорного блоку низького тиску двигуна. Ексаустер підвищує тиск газів, які відходять від ГТД, до атмосферного.

Наведені нижче результати оптимізації розглядаємого циклу ГТА, а також виконане параметричне дослідження проведені з урахуванням міжнародних вимог ISO 9001-2008 (без втрат на вході і виході з ГТА і при температурі зовнішнього повітря 288 К). Усі незворотні втрати енергії в термодинамічному циклі, що визначають ККД компресорів, турбін, то що, прийняті відповідними рівню технології вітчизняних ГТД третьої і четвертої генерації розробки ДП НВКГ «Зоря – Машпроект». [2].

На рис. 2 наведені залежності ефективного ККД η_e циклу з проміжним охолодженням повітря та перерозширенням, отримана при оптимальних значеннях міри підвищення тиску в циклі ГТД – $\pi_{\kappa\eta}$ (позначено: ГТА з ППО+Е-опт.) в інтервалі температур газу перед ТВТ ГТД: $T_3 = 1400 \dots 1650$ К, а також оптимальні параметри традиційного циклу ГТА з проміжним охолодженням повітря (позначено: ГТА з ППО-опт.). Крім того, також, для можливості порівняння, наведені оптимальні параметри ГТА простої схеми (позначено: ГТА-опт), також ГТА простої схеми з перерозширенням (позначено: ГТА+Е-опт).

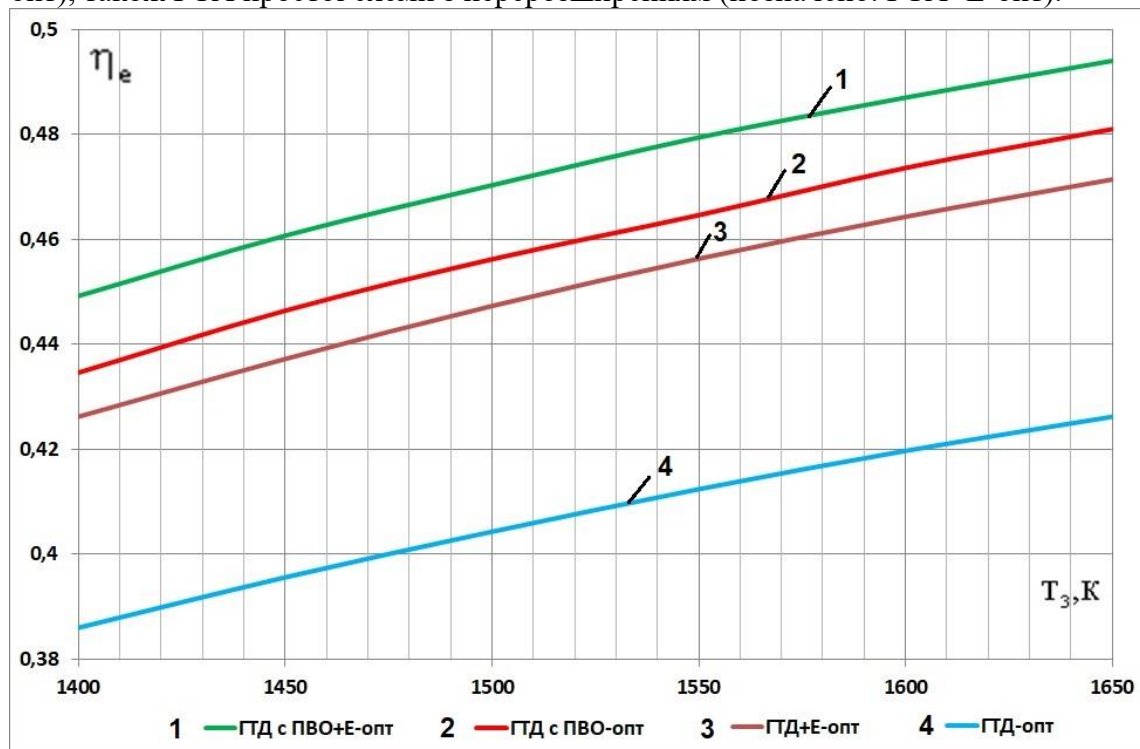


Рис. 2. Залежність ефективного ККД оптимальних варіантів циклів ГТА з перерозширенням від температури газу на вході до ТВТ ГТД

На рис. 3 показані також залежності питомої потужності, перелічених вище схем ГТА, від того ж параметру.

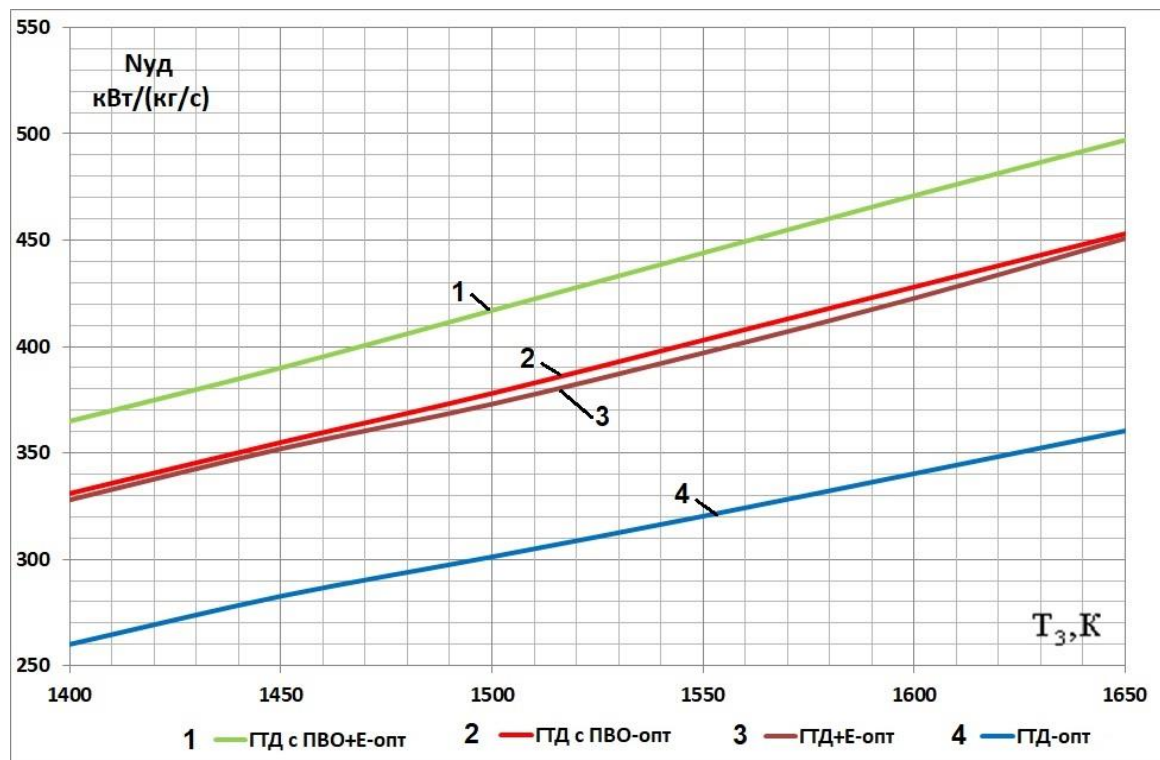


Рис. 3. Залежності питомої потужності оптимальних варіантів циклів ГТА з перерозширенням від температури газу на вході до ТВТ ГТД

Аналіз показує, що в розглянутому інтервалі температур газу перед турбіною ГТД може бути досягнутий максимальний ККД циклу ГТА з проміжним охолодженням повітря та перерозширенням від 45 % до 49,5 %. У той сам час, оптимальний ККД традиційного циклу с проміжним охолодженням повітря сягає відповідно від 43,5 % до 48,1 %. Для порівняння слід вказати, що оптимальні показники ГТА простого циклу з перерозширенням становлять від 42,6 % до 47,1 %.

Таким чином, введення в цикл ГТА з проміжним охолодженням повітря, перерозширення дозволяє підвищити ККД циклу на 2,7...3,4 % для прийнятих значень величини «недоохолодження повітря» після ППО $\Delta_0 = 10$ град. до температури на вході до ГТД, а також величини «недоохолодження газу» на вході в ексгаустер також $\Delta_e = 10$ град. В порівнянні з ГТА з перерозширенням підвищення ККД складає від 4,8 % до 5,4 %, а порівнюючи з ГТА простого циклу від 15,9 % до 16,4 %.

Питома потужність схеми ГТА з проміжним охолодженням повітря та перерозширенням буде сягати значень від 365 до ~500 кВт/(кг/с), що на 9,7...11,8 % більше, ніж у ГТА з проміжним охолодженням повітря без ексгаустера та схеми ГТА простого циклу з перерозширенням. В порівнянні з ГТА простого циклу підвищення питомої потужності складає ~38...40 %.

На рис. 4 показані залежності оптимальних значень міри підвищення тиску в циклах ГТА, що розглядаються.

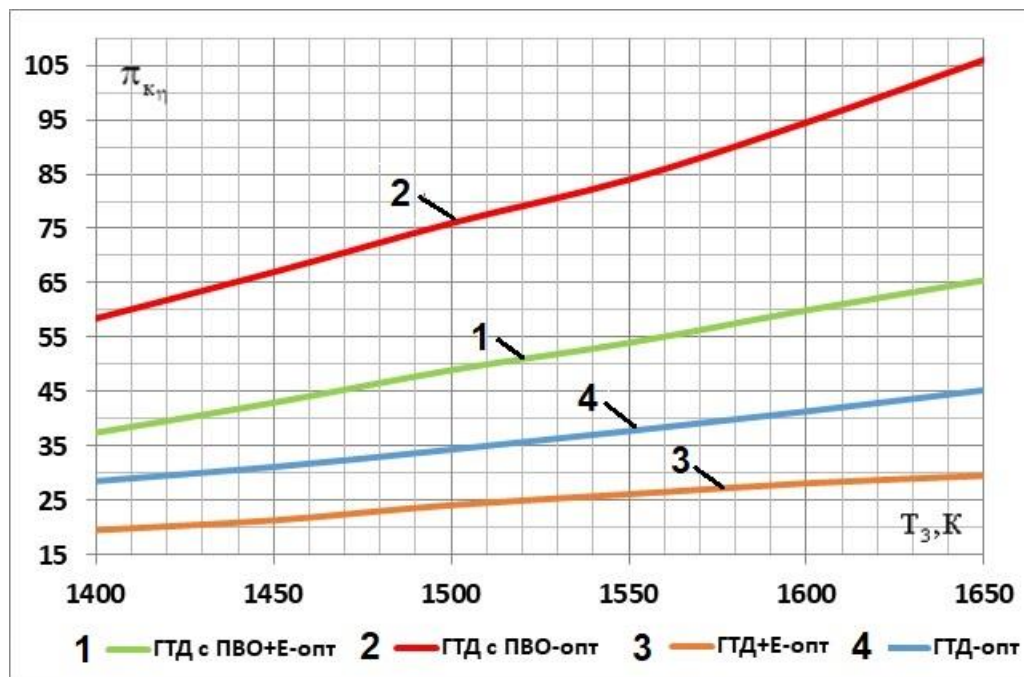


Рис. 4. Залежності оптимальних значень міри підвищення тиску в компресорі для циклів ГТА від температури газу на вході до ТВТ ГТД

Слід зазначити, що схема ГТА з проміжним охолодженням повітря та перерозширенням потребує досить високих значень міри підвищення тиску в компресорі ГТД: від 37 до 65 в інтервалі температур газу перед ТВТ двигуна 1400...1650 К, але це на 56...62 % менше, ніж у схеми ГТА з проміжним охолодженням повітря без ексгаустера.

Показані вище результати аналізу схем ГТА з проміжним охолодженням повітря одержані при оптимальних значеннях параметра розподілу роботи компресора ГТД, який характеризує розподіл значення міри підвищення тиску у компресорному блоку ГТД перед та після ППО – параметр K_o .

Параметр розподілу роботи компресора:

$$K_o = \frac{\Delta T_{\kappa 1}}{\Delta T_{\kappa}},$$

є відношення дійсного підігріву повітря в компресорі перед ППО до підігріву повітря у всьому компресорі, підрахованого для випадку відсутності в схемі ГТА ППО – рис. 5.

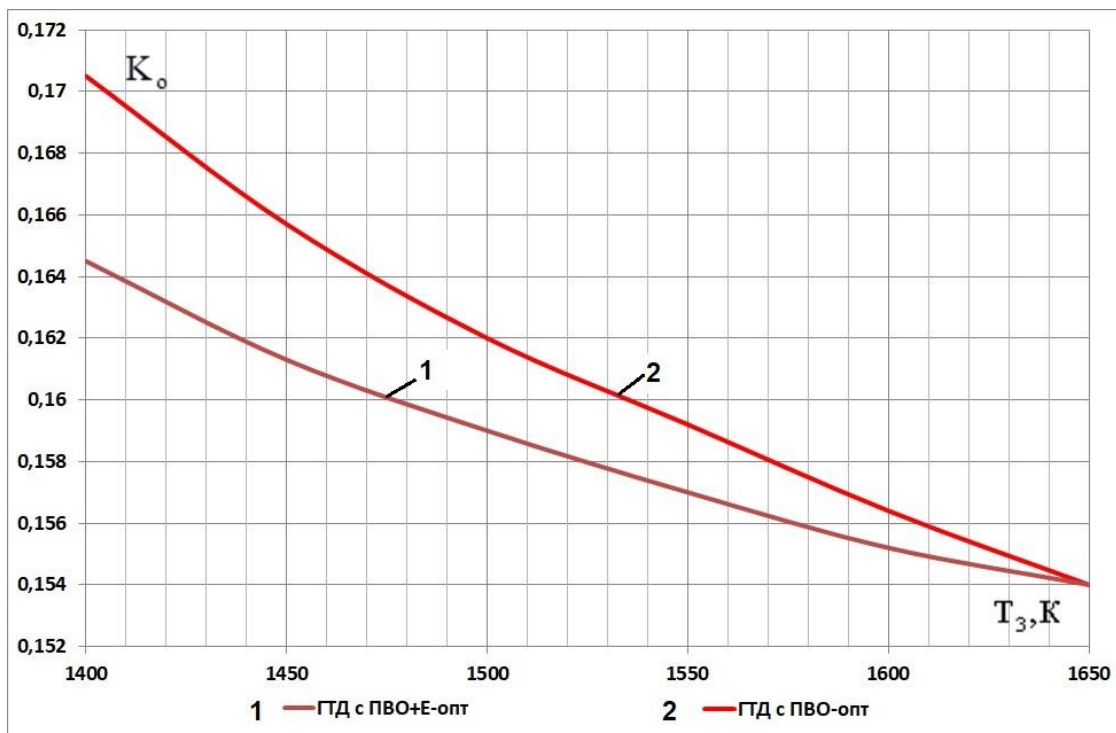


Рис. 5. Оптимальні значення параметру розподілу роботи компресора ГТД для схем ГТА з проміжним охолодженням повітря, що розглядаються

На рис. 6 наведені залежності оптимальних значень міри підвищення тиску в ексгаустері π_e для схем ГТА з перерозширенням, що розглядаються.

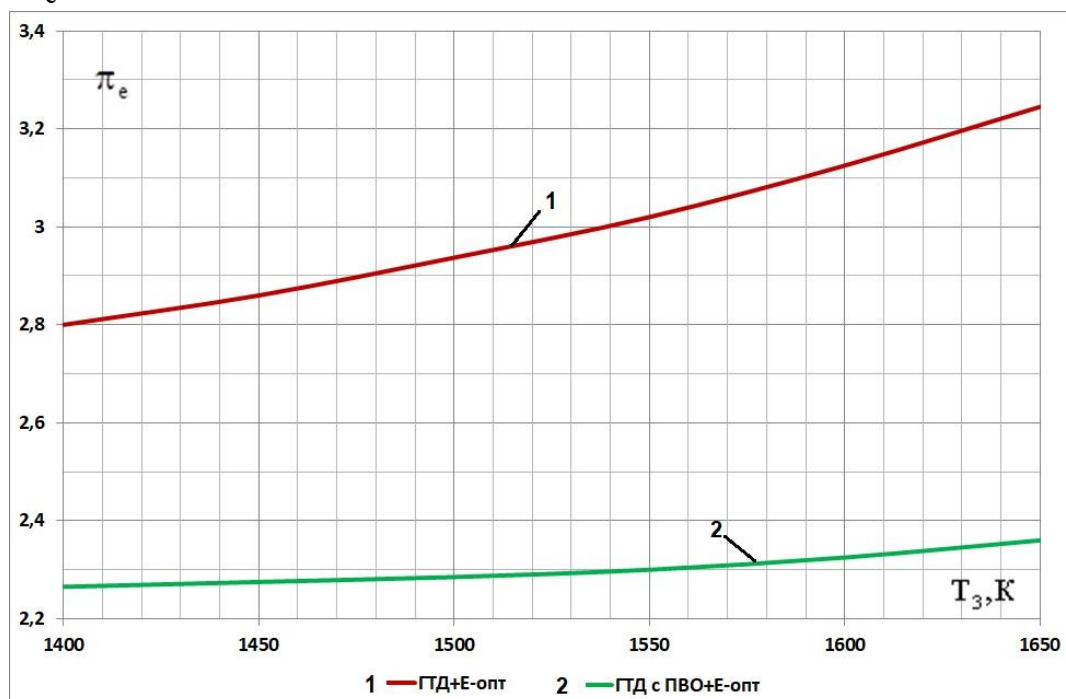


Рис. 6. Оптимальні значення міри підвищення тиску в ексгаустері для схем ГТА з перерозширенням

Оптимізаційні розрахунки показують, що для схеми ГТА з проміжним охолодженням повітря та перерозширенням оптимальні значення міри підвищення тиску в ексгаустері знаходяться в інтервалі 2,26...2,36 і значно менше, ніж для простої схеми ГТА з перерозширенням.

Література:

1. Ващиленко Н. В. Перспективы использования перерасширения в приводных ГТА простого цикла с рекуперацией / Н. В. Ващиленко, Е. Г. Белий // Сучасний стан та проблеми двигунобудування. Матеріали Між. конф. – Миколаїв: НУК, 2014, С. 229-234.
2. Романов В. Газотурбинный двигатель для газовой промышленности / В. Романов, О. Кучеренко // Нефть и газ. – Киев, 2008. – № 6. – С. 22-26.
3. Матвеев В. Т. Энергетическая и экологическая эффективность когенерационных энергоустановок для коммунальных объектов энергопотребления / В. Т. Матвеев // Коммунальное хозяйство городов: научн.-техн. сб. – К.: Техника, 2003. Вып. 49. – С. 119-123.

ОЦІНКА РЕАЛЬНИХ МОЖЛИВОСТЕЙ ДЕЯКИХ СХЕМ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ГТА, ЩО ВИКОРИСТОВУЮТЬ ПЕРЕРОЗШИРЕННЯ, ПРИ СУЧАСНОМУ РІВНІ ГАЗОТУРБІННИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Ващиленко М. В.

*кандидат технічних наук, доцент кафедри Турбін
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова,
м. Миколаїв, Україна*

Раніше автором були розглянуті можливості схеми енергетичного ГТА з проміжним охолодженням повітря і перерозширенням (стаття у цьому збірнику) в умовах оптимальних параметрів його термодинамічного циклу. Так, було встановлено, що оптимальні значення міри підвищення тиску в компресорі ГТД повинні прийматися від 37 до 65 в інтервалі температур газу перед ТВТ двигуна 1400...1650 К відповідно.

Зважаючи на те, що такі значення міри підвищення тиску в компресорі ГТД на сьогодні не можуть бути реалізовані на практиці, ми вважаємо, що зараз можна розглядати, як реальні, величини цього параметру не більше ніж 35 для трикаскадної конструкції компресорного блоку ГТД та 30 – для двокаскадної.

На рис. 1 наведені залежності ефективного ККД η_e схеми ГТА з проміжним охолодженням повітря та перерозширенням, отримані при значеннях загальної міри підвищення тиску в циклі ГТД – $\pi_{k_{\Sigma}} \leq 35$ (позначено: ГТА з ППО+Е_Пк=35) в інтервалі температур газу перед турбіною високого тиску (ТВТ) ГТД: $T_3 = 1400...1650$ К, а також оптимальні параметри традиційної схеми ГТА з проміжним охолодженням повітря (позначено: ГТА з ППО_Пк = 35). Крім того, також, для можливості порівняння, наведені показники ГТА простої схеми, отримані при значеннях загальної міри підвищення тиску в ГТД – $\pi_{k_{\Sigma}} \leq 30$ (позначено: ГТА_Пк = 30), а також ГТА простої схеми з перерозширенням (позначено: ГТА+Е-опт), у якого оптимальні значення загальної міри підвищення тиску в циклі не перевершують 30 у інтервалі температур газу перед ТВТ ГТД, що нами розглядається.

На рис. 2 показані також, для інтервалу температур газу перед ТВТ ГТД: 1400...1650 К, залежності питомої потужності, перелічених вище схем ГТА.

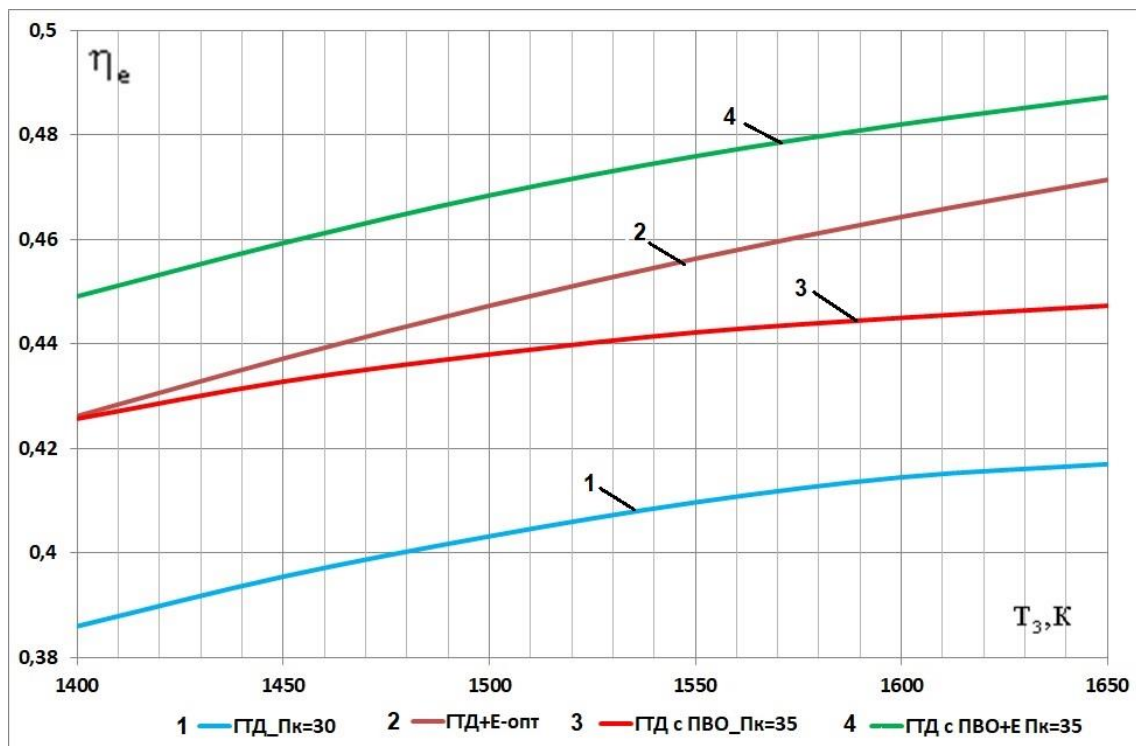


Рис. 1. Залежність ефективного ККД варіантів схем ГТА з перерозширенням від температури газу на вході до ТВТ ГТД

Аналіз показує, що в розглянутому інтервалі температур газу перед ТВТ ГТД, при умові обмеження параметру $\pi_{k_{\Sigma}} \leq 35$, може бути досягнутий максимальний ККД схеми ГТА з проміжним охолодженням повітря та перерозширенням від 44,9 % до 49,4 %. У той саме час, оптимальний ККД традиційної схеми з проміжним охолодженням повітря, з такими ж саме обмеженнями, сягає відповідно від 42,6 % до 44,7 %. Для порівняння слід вказати, що оптимальні показники ГТА простого циклу з перерозширенням становлять від 42,6 % до 47,1 %.

Таким чином, при умові обмеження параметру $\pi_{k_{\Sigma}} \leq 35$, ГТА з проміжним охолодженням повітря та перерозширенням буде мати підвищення ККД циклу від 5,5 до 8,9 % в порівнянні з традиційною схемою ГТА з проміжним охолодженням повітря. В порівнянні з ГТА простої схеми з перерозширенням підвищення ККД складає від 3,4 % до 5,4 %, а порівнюючи з ГТА простого циклу від 16,4 % до 16,8 %.

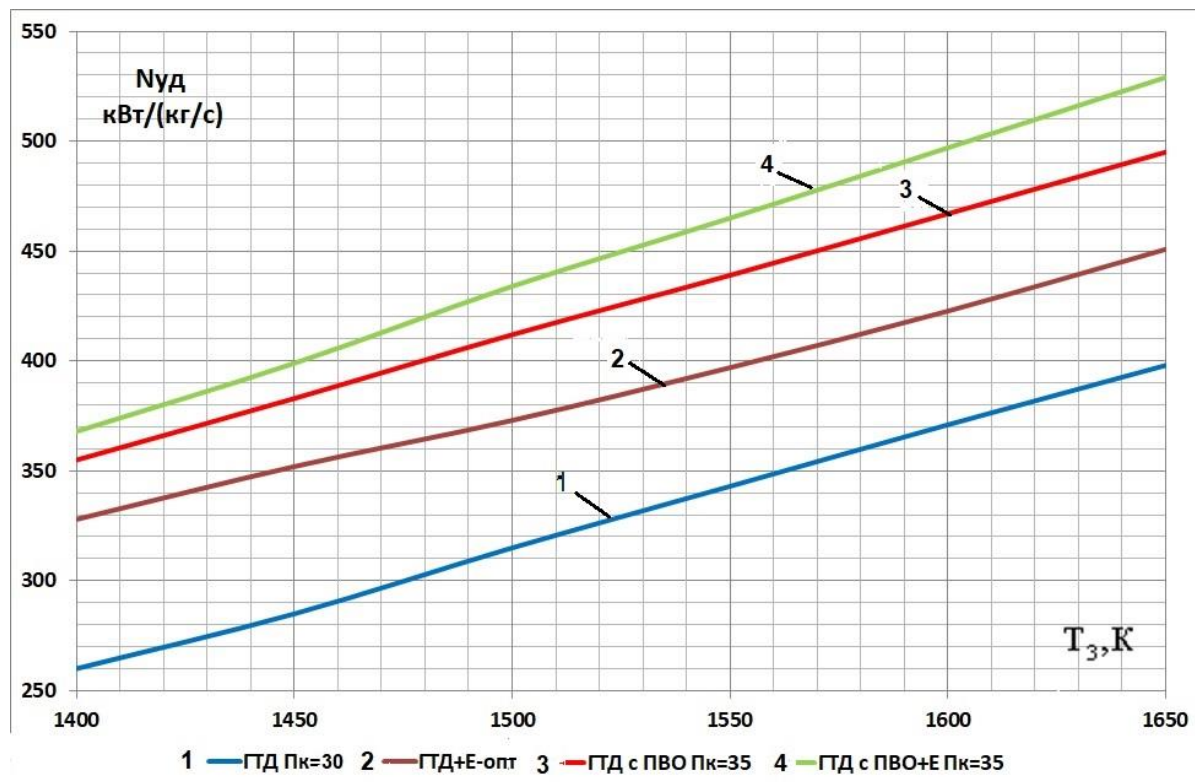


Рис. 2. Залежність питомої потужності варіантів схем ГТА з перерозширенням від температури газу на вході до ТВТ ГТД

Питома потужність схеми ГТА з проміжним охолодженням повітря та перерозширенням, при умові обмеження параметру $\pi_{k_{\Sigma}} \leq 35$, буде сягати значень від 370 до 530 кВт/(кг/с), що на 3,7...6,9 % більше, ніж у ГТА з проміжним охолодженням повітря без ексгаустера та на 12,2...17,6 % більше, ніж у схеми ГТА простого циклу з перерозширенням. В порівнянні з ГТА простого циклу підвищення питомої потужності складає ~33...41 %.

Наведені вище результати параметричного аналізу схем ГТА з ППО, у тому числі і з перерозширенням, одержані при оптимальних значеннях параметру розподілу роботи компресора – рис. 4, а також оптимальних значеннях міри підвищення тиску в ексгаустері – рис. 5. Зазначимо, що в умовах обмеження міри підвищення тиску в циклі $\pi_k \leq 35$, параметр розподілу роботи компресора виявляється на 1,0...4,8 % менше, ніж для оптимального варіанту циклу ГТА з ППО та перерозширенням.

Навпаки, оптимальні значення міри підвищення тиску в ексгаустері досить сильно зростають на 2,6...23,5 % при збільшенні температури газів перед ТВТ ГТД.

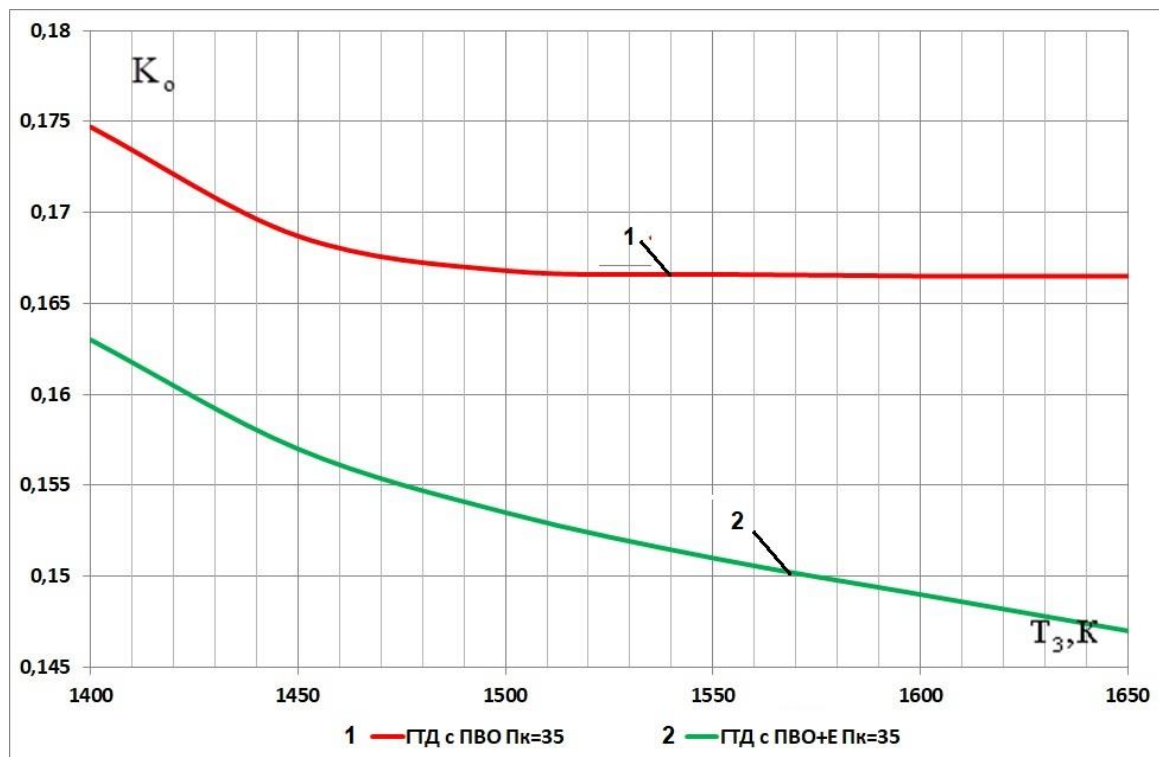


Рис. 3. Оптимальні значення параметру розподілу роботи компресора ГТД для схем ГТА з ППО та перерозширенням при $\pi_{k_{\Sigma}} \leq 35$

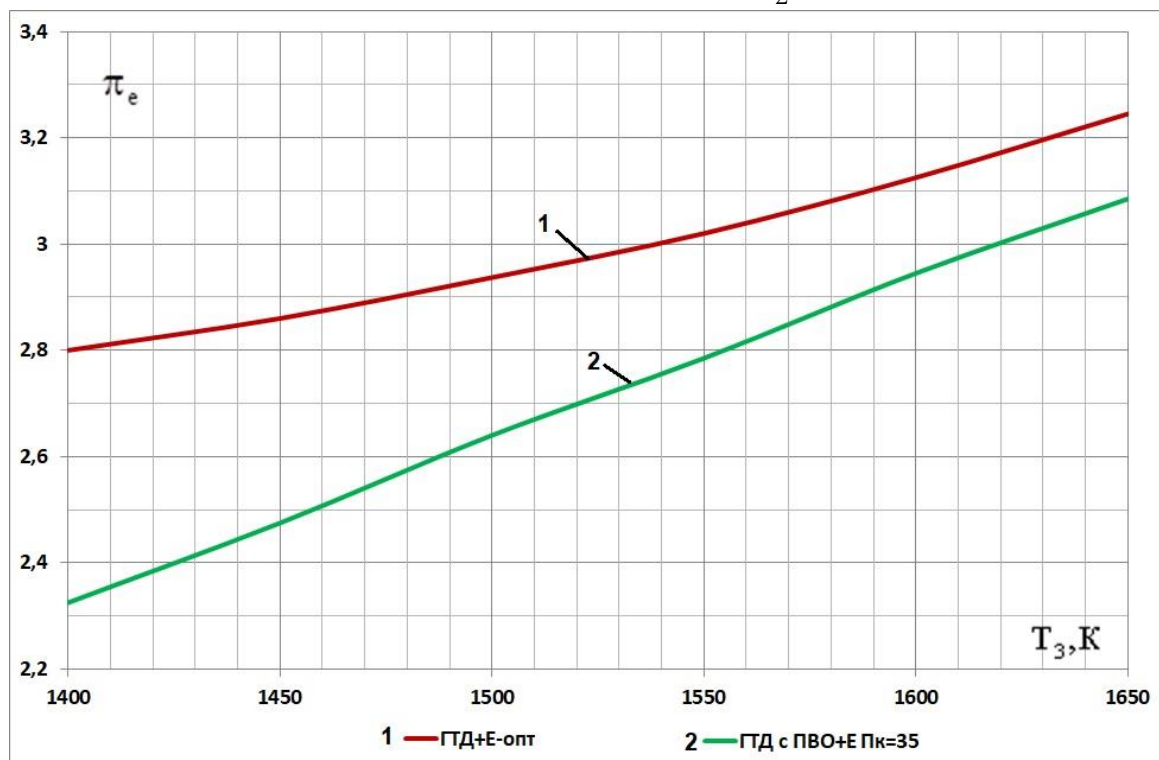


Рис. 4. Оптимальні значення міри підвищення тиску в ексгаустері для схем ГТА з ППО та перерозширенням при $\pi_{k_{\Sigma}} \leq 35$

Спираючись на одержані результати можна рекомендувати сьогодні для практичної реалізації схеми енергетичного ГТА з ППО та перерозширенням потужністю, наприклад 25000 кВт, наступні варіанти проектних параметрів, а також очікувані показники ефективності (умови ISO).

Параметр	Розмірність	Температура перед ТВТ T_3 , К				
		1450	1500	1550	1600	1650
$\pi_{K\Sigma}$	-	35	35	35	35	35
G_{KHT}	кг/с	61,21	56,33	52,41	48,65	45,46
π_{KHT}	-	2,463	2,418	2,386	2,358	2,331
π_{KCT}	-	2,450	2,420	2,410	2,395	2,38
π_{KBT}	-	5,801	5,981	6,088	6,198	6,309
T_4	К	533	544	553	565	577
G_e	кг/с	61,34	56,53	52,65	48,92	45,77
T_8	К	298	298	298	298	298
π_e	-	2,475	2,64	2,785	2,945	3,085
T_9	К	401	409	416	423	429
η_e	%	45,9	46,8	47,6	48,30	48,9

В таблиці наведені також деякі характерні параметри теплових схем ГТА, що характеризують їх особливості: π_{KHT} , π_{KCT} , π_{KBT} – міри підвищення тиску в компресорах ГТД; G_{KHT} , G_e – масові витрати робочого тіла в КНТ та у ексгаустері; T_4 , T_8 , T_9 – температури газу за ГТД, на вході в ексгаустер та на його виході, відповідно.

Література:

1. Ващилєнко Н. В. Перспективы использования перерасширения в приводных ГТА простого цикла с рекуперацией / Н. В. Ващилєнко, Е. Г. Бєлий // Сучасний стан та проблеми двигунобудування / Матеріали Між. конф. – Миколаїв: НУК, 2014, С. 229-234.
2. Романов В. Газотурбинный двигатель для газовой промышленности / В. Романов, О. Кучеренко // Нефть и газ. – Киев, 2008. – № 6. – С. 22-26.
3. Матвєєнко В. Т. Энергетическая и экологическая эффективность когенерационных энергоустановок для коммунальных объектов энергопотребления / В. Т. Матвєєнко // Коммунальное хозяйство городов: научн.-техн. сб. – К.: Техника, 2003. Вып. 49. – С. 119-123.

ВПЛИВ ВИКОРИСТАННЯ РЕЗОНУЮЧИХ ПОРОЖНИН НА СТАБІЛЬНІСТЬ ПРОЦЕСІВ В КАМЕРАХ ЗГОРЯННЯ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ

Козловський А. В.

*кандидат технічних наук, доцент кафедри турбін
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова,
м. Миколаїв, Україна*

В даний час досягнуто значних успіхів у проектуванні, конструюванні та доводці камер згоряння ГТД. Одним з ключових завдань при створенні низькоемісійної камери

згоряння є забезпечення стійкості робочого процесу, практичне рішення якого потребує суттєвих матеріальних витрат. Використання числового експерименту для прогнозування режимів пульсаційного горіння дозволяє значно скоротити ці витрати [1-3].

В якості перспективного способу пригнічення пульсацій розглянуто встановлення в низькоемісійній камері згоряння ГТД резонаторів Гельмгольца (резонуючих порожнин) (рис. 1). Резонуючі порожнини планується розташувати над 3-4 обичайками жарової труби, де спостерігається максимальна амплітуда пульсацій статичного тиску. Для забезпечення необхідного охолодження порожнини в її правому торці передбачено кільцевий проріз товщиною 2 мм. Крім того, як горло резонатора використовуються рівномірно розташовані 30 отворів діаметром 1 мм. Об'єм резонуючої порожнини визначається згідно [4].

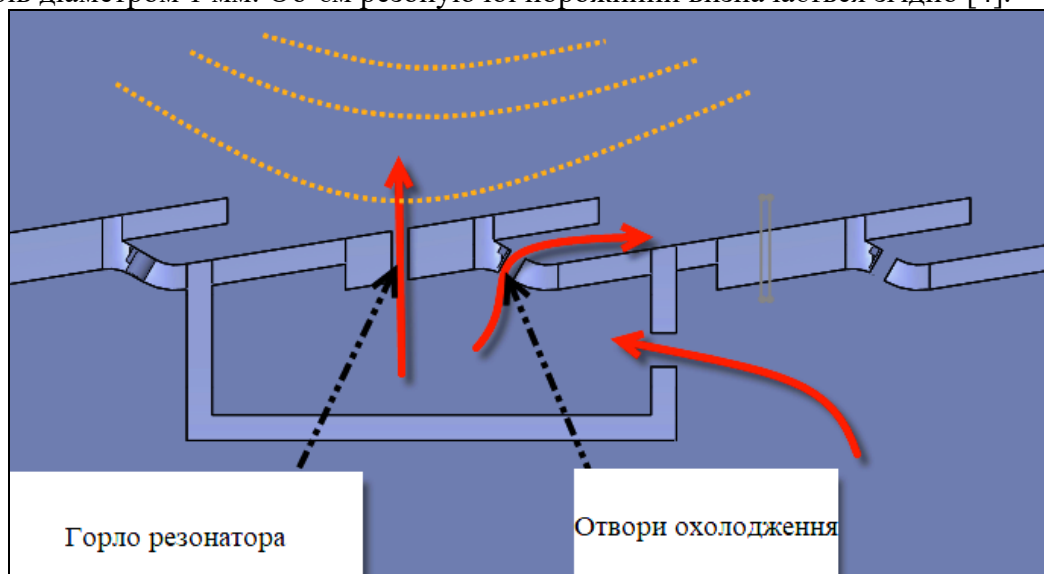


Рис. 1. Схема роботи резонуючої порожнини

В жаровій трубі базового варіанта камери згоряння пік пульсацій тиску розташований на частоті 189 Гц з амплітудою 1885 Па (рис. 2), для жарової труби з використанням резонуючої порожнини, пік розташований на частоті 179 Гц з амплітудою 1510 Па (рис. 3).

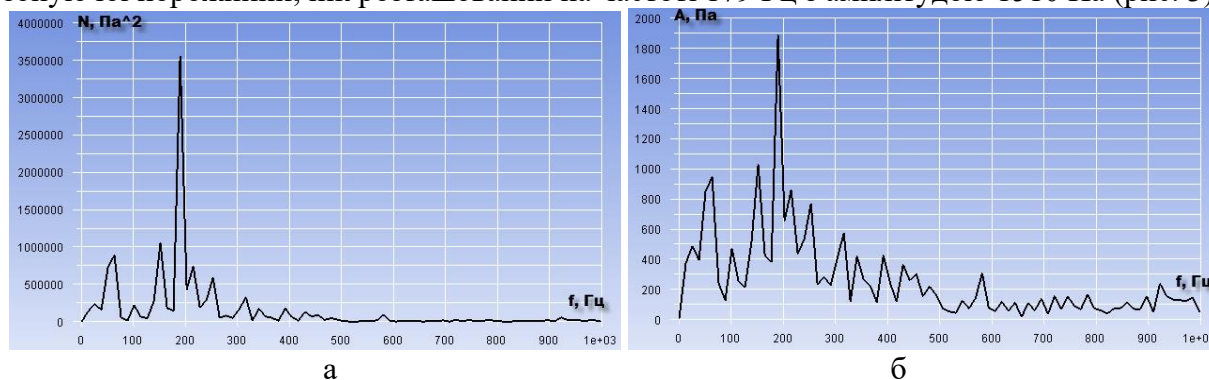


Рис. 2. Спектральна потужність сигналу (а) та амплітуда (б) статичного тиску в перетині жарової труби в районі третьої обичайки базової камери згоряння

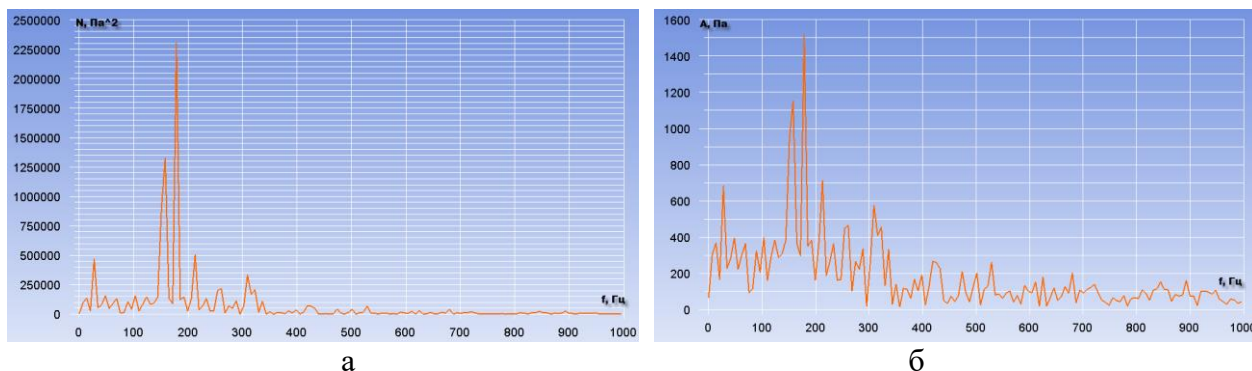


Рис. 3. Спектральна потужність сигналу (а) та амплітуда (б) статичного тиску в перетині жарової труби в районі третьої обичайки камери згоряння з використанням резонуючої порожнини

Зменшення амплітуди пульсації на 19,9 % в порівнянні з базовим варіантом камери згоряння.

Висновки:

1. Проведено теоретичні дослідження пульсаційних процесів в низькоемісійній камері згоряння з попереднім змішуванням паливо-повітряної суміші, що дозволило визначити рівень максимальних за амплітудою пульсацій тиску.

2. В результаті числових тривимірних розрахунків виявлено, що установка в камеру згоряння ГТД резонуючих порожнин дозволяє зменшити пульсації тиску в головній частині жарової труби до 20 %.

Література:

1. Сербін С. І. Підвищення стійкості низькоемісійної камери згоряння газотурбінного двигуна / С. І. Сербін, А. В. Козловський // Збірник наукових праць НУК імені адмірала Макарова. – Миколаїв, 2021. – №4 (487). – С. 7-13.
2. Serbin, S., Kozlovskiy, A., & Burunsuz, K. (2021). Influence of plasma-chemical products on process stability in a low-emission gas turbine combustion chamber. *International Journal of Turbo & Jet-Engines*, pp. 000010151520200046. <https://doi.org/10.1515/tjj-2020-0046>
3. Serbin, S. I., Kozlovskiy, A. V., & Burunsuz, K. S. (2016). Investigations of nonstationary processes in low emissive gas turbine combustor with plasma assistance. *IEEE Transactions on Plasma Science*, 44(12), 2960-2964.
4. Сербин С. И. Методы снижения интенсивности пульсационного горения в камере сгорания ГТД, работающей на газообразном топливе [Текст] / С. И. Сербин, А. Б. Мостипаненко, А. В. Козловский, В. В. Вилкул // Научно-технический журнал: «Авиационно-космическая техника и технология». Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт». – Харьков «ХАИ». – 2014. № 8 (115). – С. 84-88.

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ ЦИКЛ КОМБІНОВАНОЇ ДГТУ З ГАЗОТУРБІННИМ НАДДУВОМ

Лавренченко Г. К.

доктор технічних наук,

професор, Президент асоціації технічно важливих газів «СІГМА»

ТОВ «Інститут низькотемпературних енерготехнологій», м. Одеса, Україна

Слинько О. Г.

кандидат технічних наук, професор кафедри

Галкін В. М.

кандидат технічних наук, доцент кафедри

Козловський С. В.

кандидат технічних наук, доцент кафедри

Бойчук А. С.

кандидат технічних наук, доцент

кафедри Суднових енергетичних установок і технічної експлуатації

Одеський національний морський університет, м. Одеса, Україна

Найбільш масовим пристроєм по перетворенню теплової енергії згоряння палива в механічну на даному етапі розвитку Земної цивілізації є ДВЗ. Відмовитись від ДВЗ не вдасться. Тож залишається один вихід – вдосконалити термодинамічний цикл ДВЗ, як його основу. Ефективність ДВЗ, як пристрою для перетворення теплоти згоряння палива в механічну, характеризується ефективним коефіцієнтом корисної дії (ККД), який враховує три групи втрат: термодинамічні, внутрішні (індикаторні) і зовнішні (механічні).

Ефективний ККД дорівнює добутку трьох коефіцієнтів: термічного (термодинамічного), внутрішнього (індикаторного) і механічного. Термодинамічний коефіцієнт залежить від особливостей використання термодинамічних процесів, які утворюють теоретичний цикл, внутрішній – від якості (строгості) виконання цих процесів, і, на кінець, механічний – від зовнішньої необоротності, пов'язаної, перш за все, з механічним тертям в елементах двигуна і з кількістю допоміжних механізмів, які «навішані» на двигун.

З моменту винаходу ДВЗ (1876 р., цикл Отто) найбільша увага дослідників і винахідників була спрямована на зниження їх внутрішніх і зовнішніх втрат. Єдиним винаходом, спрямованим на удосконалення термодинамічного циклу, можна вважати газотурбінний наддув ДВЗ. Найменшим з перелічених коефіцієнтів зараз є термічний ККД, який у ДВЗ приблизно дорівнює 0,65, а у газотурбінних установках (ГТУ) – 0,5. Значення внутрішнього і механічного ККД в них приблизно рівні 0,8 і 0,9 відповідно. Тому найбільші потенційні можливості збільшення ефективного ККД ДВЗ є збільшення найменшого із його співмножників – термічного ККД.

Радикальним способом збільшення термічного ККД і питомої роботи ДВЗ є доповнення їх циклу термодинамічним циклом ГТУ з попереднім удосконаленням останнього, залишивши при цьому за ДВЗ роль «вільно-поршневого генератору газу» [1, стор. 58].

Як показали виконані нами дослідження термодинамічних циклів енергетичних установок [2], термодинамічний цикл ГТУ вельми придатний для удосконалення з точки зору підвищення його ефективності. Дослідження [2] також показали, що ера «чистих» ДВЗ і ГТУ завершується, а майбутнє за комбінованими дизель-газотурбінними установками (КДГТУми). Як приклад, розглянемо одну з можливих варіантів КДГТУок.

На рис. 1 зіставляються теоретичні цикли декількох можливих КДГТУок. Нас же, в даному випадку, цікавить цикл КДГТУки з охолодженням надувного повітря до температур нижче навколишнього середовища і з розширенням газів в турбіні до тиску нижче

атмосферного (1-6-11-7-8-9-1-14-15-16-11-6-1), в якому ізоентропний процес розширення, відпрацювавших в ДВЗ газів, в утилізаційній турбіні здійснюється до тиску нижче атмосферного і зображається лінією 14-15, а ізобарний процес охолодження надувного повітря до температур нижче навколишнього середовища зображається лінією 6-11.

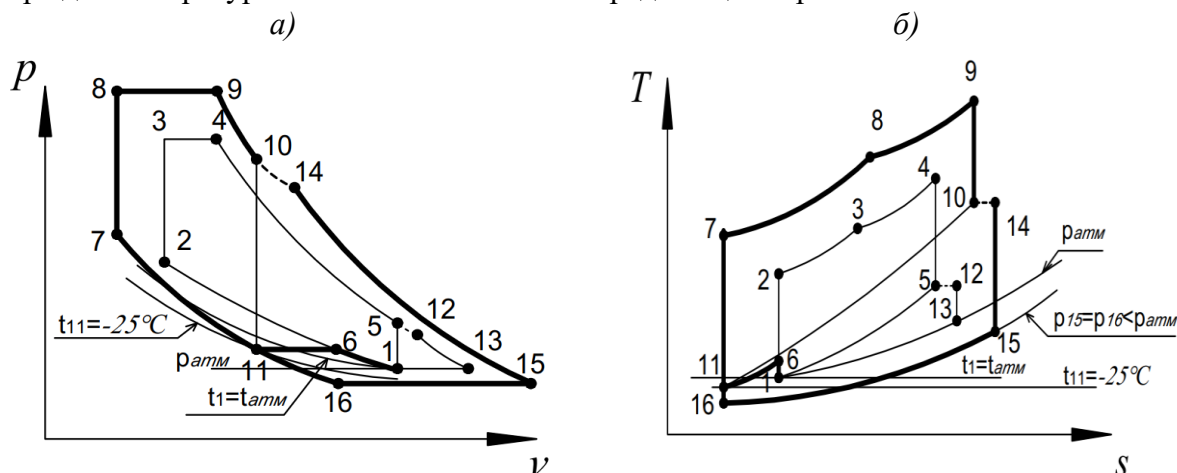


Рис. 1. Зіставлення в координатах p, v і T, s термодинамічного циклу КДГТУ з охолодженням надувного повітря до температури нижче оточуючого середовища і з розширенням газів в турбіні до тиску нижче атмосферного (1-6-11-7-8-9-10-14-15-16-11-6-1) з термодинамічними циклами: класичного циклу ДВЗ без наддуву (1-2-3-4-5); класичного циклу ДВЗ з газотурбінним наддувом без охолодження стиснутого повітря (1-6-2-3-4-5-12-13-1); і з циклом КДГТУ без наддуву з розширенням газів в утилізаційній турбіні до атмосферного тиску (1-2-3-4-5-12-13-1)

На рис. 2 зображена принципова схема КДГТУки з газотурбінним наддувом, з охолодженням надувного повітря до температури нижче температури оточуючого середовища і з розширенням газів в турбіні до тиску нижче атмосферного. Принцип дії розглядаємої КДГТУки подібний принципу дії модифікацій циклу ДВЗ з наддувом, які дослідженні у роботі [2]. Принцип дії пропонованої установки подібний принципу дії аналогу [2, стор.72] і полягає в тому, що відпрацювавши в турбіні гази охолоджуються в теплообміннику IV до такої температури, щоб, після ізоентропного стиснення, вони були б спроможними охолодити до заданої (прийнятої) температури надувне повітря. Відмінність полягає в тому, що в установці, дослідженій в [2] охолодження газів передбачалось здійснювати за допомогою утилізаційної водо-аміачної холодильної установки, яка використовувала б теплоту відпрацювавших газів турбіни. В пропонованій тут установці охолодження відпрацювавших в турбіні газів здійснюється за допомогою утилізаційної комбінованої енерго-холодильної установки (УКЕХУ), яка працює на гарячій воді, що охолоджує ДВЗ. В основу УКЕХУ покладено гідродинамічний спосіб перетворення рідини в пару і ізохорний перегрів її [3, 4]. Дослідження УКЕХУки [2] показали її ефективність. Так, використовуючи в якості гарячого джерела теплоти воду ($t_{\text{води}} = 126^\circ\text{C}$), яка охолоджує двигун SDR-8 фірми “Зульцер”, потужність якого $N_e = 1250$ кВт, при використанні УКЕХУки в інтервалі температур від $+40$ до -40°C , її холодильний коефіцієнт є дорівнює 3,36, що вище на 15 % холодильного коефіцієнту звичайної двоступеневої холодильної машини, яка працює на тому ж холодоагенті і в тому ж інтервалі температур, а споживаєма УКЕХУою загальна потужність менше на ті ж 15 % при однакових їх холодопродуктивностях (1225 кВт).

Порівняльні розрахунки виконані в цій роботі при наступних вхідних даних і умовах: температура повітря $t_1 = 30^\circ\text{C}$; тиск $p = 0,101325$ МПа; характеристики циклу ДВЗ:

$\varepsilon=15, \lambda=1,4, \rho=1,2$; сумарна ступінь стиснення стала: $\varepsilon = \varepsilon_{ДВС} \cdot \varepsilon_k, a \varepsilon_k = p_{над} / p_1$;

температура, до якої охолоджуються гази, що відпрацювали у турбіні, визначалась за умови, щоб після адіабатного процесу їх стиснення (16-11) вони були б придатними для охолодження надувного повітря до заданої (прийнятої) температури їх охолодження;

– ККД базового циклу (1-2-3-4-5), відносно якого виконані порівняльні розрахунки, дорівнює 0,6421, а відповідна питома робота – 359,9 кДж/кг.

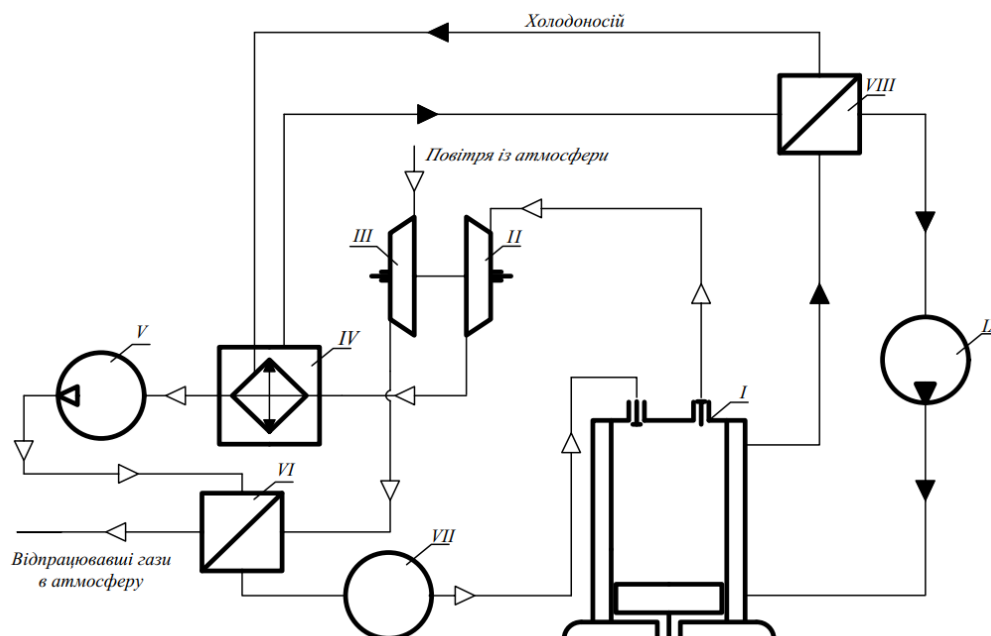


Рис. 2. Принципова схема КДГТУ з газотурбінним наддувом, з охолодженням надувного повітря до температури, нижче температури оточуючого середовища і з розширенням газів в турбіні до тиску, нижче атмосферного: I – циліндр ДВЗ; II – утилізаційна газова турбіна; III – компресор; IV – ресивер-охолоджувач газів, відпрацювавших в турбіні II; V – вакуумний насос; VI – охолоджувач надувного повітря; VII – ресивер стиснутого охолодженого повітря; VIII – УЕХУ; IX – циркуляційний насос води, що охолоджує ДВЗ

Підсумки порівняльних розрахунків приводяться в табл. 1.

Табл. 1. Збільшення термічного ККД $\delta\eta$ % та питомої роботи δl % КДГТУки з охолодженням надувного повітря до температури нижче температури навколишнього середовища та з розширенням газів у турбіні до тиску нижче атмосферного відносно відповідних показників базової установки (1-2-3-4-5) в залежності від тиску наддуву $p_{над}$ та кінцевого тиску розширення газів у турбіні p_{15} .

p_{15} , МПа	$p_{над}$, МПа	t_{11} , °C	δq_1 , %	δl , %	$\delta \eta_t$, %	t_9 , °C	p_9 , МПа	t_{14} , °C	t_{15} , °C	t_{16} , °C
0,09	0,15	10	16,6	28,8	10,5	1314	9,09	339,1	161,2	-28,5
		-10	19,5	31,8	10,4	1271	9,28	328,9	146,5	-45,7
		-25	21,8	34,3	10,3	1240	9,44	321,9	135,6	-58,7
	0,20	10	28,3	44,7	12,8	1387	12,37	373,9	140,2	-47,8
		-10	31,5	47,7	12,3	1346	12,64	364,8	127,1	-63,7
		-25	34,1	50,3	12,0	1317	12,88	358,7	117,5	-75,6
	0,30	10	46,9	67,9	14,3	1503	19,10	429,4	114,8	-72,4
		-10	50,5	71,1	13,7	1465	19,60	422,0	103,7	-86,6
		-25	53,5	73,8	13,2	1438	20,00	417,4	95,5	-97,2
		10	61,7	85,3	14,6	1596	26,10	474,0	99,2	-88,3

	0,40	-10	65,7	88,7	13,9	1560	26,80	468,0	89,2	-101,3
		-25	69,0	91,7	13,5	1535	27,40	464,5	81,9	-111,1
0,08	0,15	10	16,0	32,7	13,8	1314	9,09	339,1	46,8	-36,6
		-10	19,5	35,6	13,5	1271	9,28	328,9	132,6	-53,3
		-25	21,8	38,0	13,2	1240	9,44	321,9	122,2	-65,8
	0,20	10	28,3	48,4	15,6	1387	12,40	373,9	126,5	-55,2
		-10	31,5	51,3	15,0	1346	12,64	364,8	113,9	-70,6
		-25	34,1	53,7	14,6	1317	12,88	358,7	104,6	-82,2
	0,30	10	46,9	71,3	16,6	1503	19,10	429,4	102,0	-79,1
		-10	50,5	74,4	15,9	1465	19,60	422,0	91,2	-92,8
		-25	53,5	77,1	15,4	1438	20,00	417,4	83,3	-103,0
	0,40	10	61,7	88,6	16,7	1596	26,10	474,0	86,8	-94,4
		-10	65,7	92,0	15,9	1560	26,80	468,0	77,2	-107,0
		-25	69,0	94,9	15,3	1535	27,40	464,5	70,1	-116,5

Аналізуючи наведені в таблиці дані, можна стверджувати:

–впровадження газотурбінного наддуву з охолодженням повітря наддуву до температури нижче температури оточуючого середовища і з розширенням газів в турбіні до тиску нижче атмосферного збільшує питому потужність КДГТУок та їх термічний ККД;

–співвідношення між зростанням потужності КДГТУок і кількістю ззовні підведеної теплоти збільшується зі зниженням тиску розширення газів в турбіні та зменшується зі збільшенням тиску наддуву і зі зниженням температури повітря наддуву;

–термічний ККД термодинамічного циклу КДГТУок підвищується зі зростанням тиску наддуву і зниженням тиску розширення газів в турбіні, але зменшується зі зниженням температури охолодження повітря в порівнянні з ККД базового циклу (1-2-3-4-5);

–температура газів після турбіни (t_{15}) майже не придатна для їх використання в якості гарячого джерела водо-аміачних УТВХУок, тому пропонується УКЕХУка, у якій в якості гарячого джерела теплоти використовується охолоджуюча вода високотемпературного охолодження циліндрів ДВЗ;

–враховуючи дуже низьку температуру газів перед вакуумним насосом, яка потрібна для охолодження ними стиснутого в турбокомпресорі повітря, необхідно використовувати двокаскадну холодильну установку, нижній каскад якої потребує зовнішньої енергії – що ускладнить установку і дещо знизить її ефективність; але для стаціонарних КДГТУок великої потужності може бути оправданим;

–враховуючи два останні висновки, порівняльна таблиця обмежена тиском розширення газів в турбіні 0,08 МПа;

–теплонапруженість ДВЗ (t_9 , p_9) з підвищенням тиску наддуву зростає (особливо тиск), тому такий варіант удосконалення ДВЗ при великих тисках наддуву вряд чи здійснений;

–температура газів, що подаються на лопатки турбіни (t_{14}) з підвищенням тиску наддуву зростає, але залишається в допустимих межах (при $p_{над} = 0,4$ МПа і $t_{11} = 10$ °С – $t_{14} = 474,0$ °С).

Література:

1. Котляр И. В. Судовые газотурбинные установки / И. В. Котляр. – Л.: Судостроение, 1967. – 283 с.
2. Вассерман О. А. Інноваційні термодинамічні цикли енергетичних установок / О. А. Вассерман, О. Г. Слинко, М. А. Шутенко. – Одеса: «Фенікс», 2020. – 182 с.

3. Лавренченко Г. К. Утилізаційна комбінована енергохолодильна установка з повним регенеративним теплообміном / Г. К. Лавренченко, О. Г. Слинько, В. М. Галкін, С. В. Козловський, А. С. Бойчук // Холодильна техніка та технологія. – 2022. – Т. 58. – № 1. – С. 50-61.
4. Бойчук А. С. Газопаротурбінна установка із загальним газопароутворюючим пристроєм і незалежними турбінами / А. С. Бойчук, Г. К. Лавренченко, О. Г. Слинько, С. В. Козловський // Холодильна техніка та технологія. – 2021. – Т. 57. – № 4. – С. 254-263.

ВИКОРИСТАННЯ ПЛАЗМОХІМІЧНОГО СТАБІЛІЗАТОРА У ПРАКТИЦІ ПРОЕКТУВАННЯ ТА ДОВОДКИ СУЧАСНИХ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ

Козловський А. В.

*кандидат технічних наук, доцент кафедри турбін
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова,
м. Миколаїв, Україна*

Як показали проведені раніше теоретичні дослідження, встановлення плазмохімічних стабілізаторів у фронтний пристрій низькоемісійних камер згоряння ГТД дозволяє розширити діапазон стійкої роботи паливоспалювального пристрою, зменшити пульсацію тиску паливо-повітряної суміші і, отже, знизити вібрації елементів КЗ і двигуна в цілому, а також знизити викиди оксидів азоту та вуглецю [1-4].

Розроблено пропозиції щодо підвищення стійкості процесів горіння в низькоемісійних камерах згоряння. На підставі отриманих теоретичних і експериментальних даних розроблені практичні рекомендації з підвищення стійкості горіння в низькоемісійній камері згоряння ГТД потужністю 25 МВт виробництва НВКГ “Зоря”-”Машпроект”. Запропоновано встановлення в центральний канал внутрішнього завихрювача паливкового пристрою плазмохімічного стабілізатора (рис. 1) з метою зниження пульсацій тиску в зоні основного горіння й промотуючого впливу на процеси поширення полум'я. Зазначимо, що конструктивні зміни виділено синім кольором.

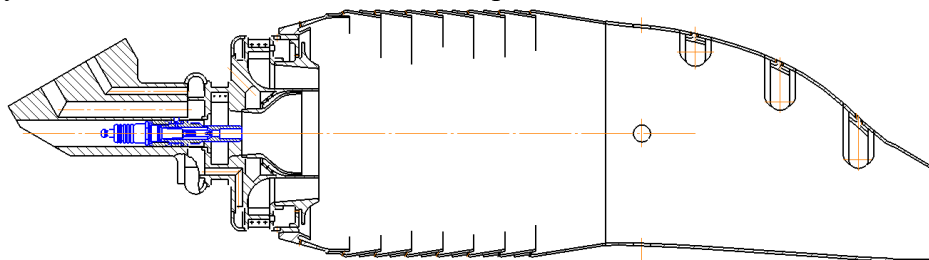


Рис. 1. Конструктивна схема жарової труби з плазмохімічним стабілізатором камери згоряння ГТД потужністю 25 МВт

Впровадження рекомендацій з використання слабкострумових плазмохімічних стабілізаторів та вибору раціональних геометричних співвідношень повітропідвідних каналів жарових труб у практику проектування газотурбінних двигунів дозволить зменшити пульсації тиску всередині камери згоряння та емісію токсичних речовин, знизити вібрацію елементів, викликану пульсаційним горінням, збільшити ресурс жарових труб КЗ і двигунів в цілому. Очікуваний річний економічний ефект за рахунок зменшення викидів токсичних

компонентів дорівнює біля 1600 доларів США на один ГТД потужністю 25 МВт, що працює в складі компресорної станції.

Висновки:

1) Для практичної реалізації можливостей покращення характеристик низькоемісійної камери згоряння ГТД потужністю 25 МВт виробництва НВКГ “Зоря”-”Машпроект” за рахунок використання плазмохімічних стабілізаторів запропоновано низку змін до конструктивної схеми базового варіанту жарової труби.

2) Пропонована схема плазмохімічного стабілізатора призначеного для зниження пульсацій тиску в зоні основного горіння та промотуючого впливу на процеси поширення полум'я.

3) Очікуваний річний економічний ефект за рахунок зменшення викидів токсичних компонентів, в результаті використання плазміхічних стабілізаторів, дорівнює біля 1600 доларів США на один ГТД потужністю 25 МВт, що працює в складі компресорної станції.

Література:

5. Serbin, S., Kozlovskiy, A., & Burunsuz, K. (2021). Influence of plasma-chemical products on process stability in a low-emission gas turbine combustion chamber. *International Journal of Turbo & Jet-Engines*, pp. 46. <https://doi.org/10.1515/tjj-2020-0046>
6. Serbin, S. I., Kozlovskiy, A. V., & Burunsuz, K. S. (2016). Investigations of nonstationary processes in low emissive gas turbine combustor with plasma assistance. *IEEE Transactions on Plasma Science*, 44(12), 2960-2964.
7. Сербін, С. І. Підвищення стійкості низькоемісійної камери згоряння газотурбінного двигуна / С. І. Сербін, А. В. Козловський // Збірник наукових праць НУК імені адмірала Макарова. – Миколаїв, 2021. – №4 (487). – С. 7–13.
8. Сербин, С. И. Повышение экологичности камер сгорания ГТД использованием слаботочных плазмохимических стабилизаторов / С. И. Сербин, А. В. Козловский // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2017. – № 9(1231). – С. 29–33. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.04.

СТАЦІОНАРНІ ТРИВИМІРНІ РОЗРАХУНКИ ПРОЦЕСІВ ГОРІННЯ В КАМЕРІ ЗГОРЯННЯ ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА ПОТУЖНІСТЮ 25 МВт

Козловський А. В.

кандидат технічних наук, доцент кафедри турбін

*Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова,
м. Миколаїв, Україна*

Особливістю процесів горіння в турбулентних «збіднених» полум'ях в жарових трубах є їх нестабільність та достатньо короткий час існування. Внаслідок чого, для точного моделювання існує необхідність використання адекватних хімічних механізмів окиснення палива при проведенні тривимірних розрахунків аеродинамічної структури течії в камері згоряння газотурбінного двигуна [1–3].

Для проведення числового експерименту використано геометричну та кінцево-елементну тривимірні моделі низькоемісійної камери згоряння газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт.

Стаціонарний розрахунок процесів горіння у камері згоряння проводиться на базі стаціонарного холодного продування. Виконані розрахунки дозволили визначити основні особливості низькоемісійної камери згоряння. У передній частині жарової труби утворюється потужна зона зворотних токів, де мають місце максимальні температури. Саме ця зона є основним джерелом пульсацій. Зазначимо, що високий рівень пульсацій тиску відзначається також у районі витікання паливних струменів, в області витікання повітря через вторинні отвори, на виході з вхідного дифузора, а також у взаємодії потоку продуктів згоряння з сопловими лопатками турбіни. Це видно з рис. 1, який показує розподіл акустичної потужності в камері згоряння для режимів холодного продування та горіння. Видно, що рівень потужності звуку для режиму горіння має високу інтенсивність у всьому об'ємі жарової труби, на відміну від режиму холодного продування.

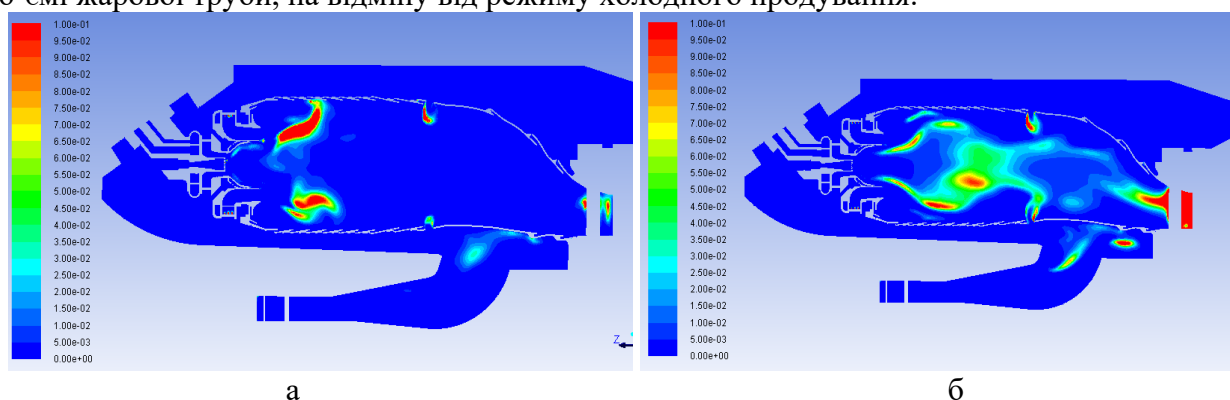


Рис. 1. Поле акустичної потужності в поздовжньому перерізі камери згоряння для режиму холодного продування (а) та режиму горіння (б), дБ

На рис. 2 показані поля рівня потужності звуку в перерізах жарової труби, які підтверджують, що джерелом звуку в об'ємі є зона зворотних токів та центральний вихор всередині жарової труби.

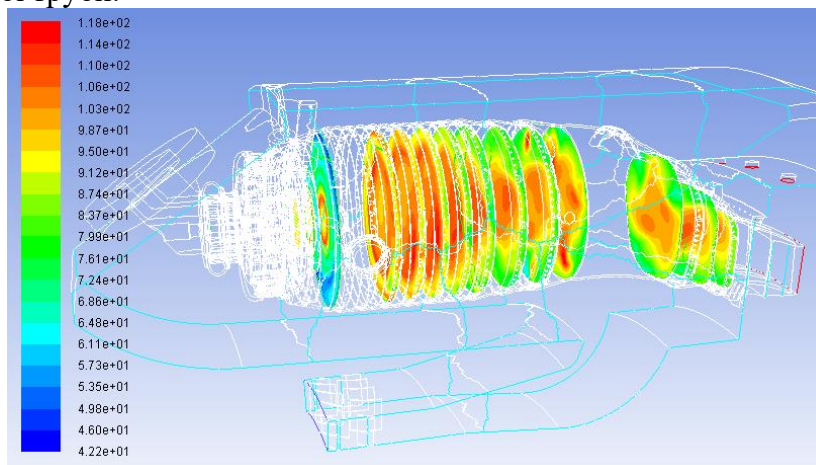


Рис. 2. Поле рівня потужності звуку в перерізах жарової труби, дБ

Висновки:

1. Проведено числові дослідження процесів горіння в низькоемісійній камері згоряння газотурбінного двигуна за допомогою сучасних засобів обчислювальної гідродинаміки.
2. Шляхом отриманих пульсаційних характеристик камери згоряння на режимі горіння та режимі холодного продування, визначені характерні частоти пульсацій, що генеруються безпосередньо процесами горіння в камері згоряння.

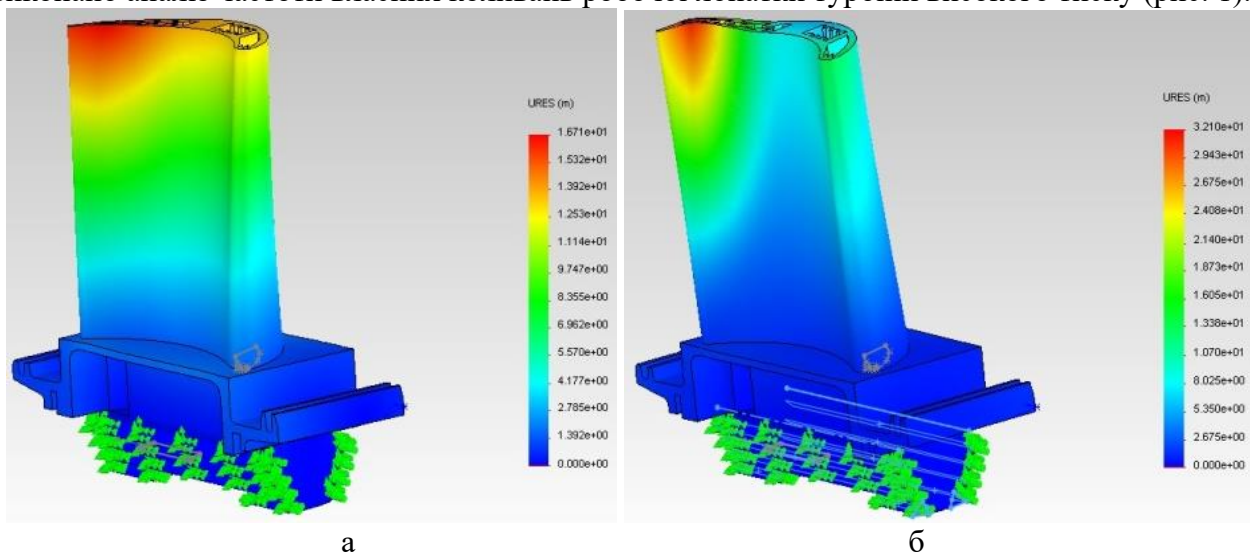
Література:

9. Serbin, S., Kozlovskiy, A., & Burunsuz, K. (2021). Influence of plasma-chemical products on process stability in a low-emission gas turbine combustion chamber. *International Journal of Turbo & Jet-Engines*, pp. 46. <https://doi.org/10.1515/tjj-2020-0046>
10. Serbin, S. I., Kozlovskiy, A. V., & Burunsuz, K. S. (2016). Investigations of nonstationary processes in low emissive gas turbine combustor with plasma assistance. *IEEE Transactions on Plasma Science*, 44(12), 2960-2964.
11. Сербін, С. І. Підвищення стійкості низькоемісійної камери згоряння газотурбінного двигуна / С. І. Сербін, А. В. Козловський // Збірник наукових праць НУК імені адмірала Макарова. – Миколаїв, 2021. – №4 (487). – С. 7-13.

ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБИНИ ВИСОКОГО ТИСКУ ГТА З ТУК**Козловський А. В.***кандидат технічних наук, доцент кафедри турбін***Назаренко А. В., Оніщенко О. Д.***магістранти кафедри турбін**Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,**м. Миколаїв, Україна*

Виконано оптимізацію ефективних показників, термо- та газодинамічні розрахунки газотурбінного двигуна, включаючи вибір і обґрунтування основних параметрів установки. В результаті габаритного розрахунку основних елементів ГТД визначені основні характеристики компресорів, камери згоряння та турбін. Проведено розрахунок на міцність робочої лопатки турбіни високого тиску, диску турбіни високого тиску та розрахунок закручення робочої лопатки турбіни високого тиску [1].

Побудована тривимірна геометрична модель робочої лопатки турбіни високого тиску, виконано аналіз частоти власних коливань робочої лопатки турбіни високого тиску (рис. 1).



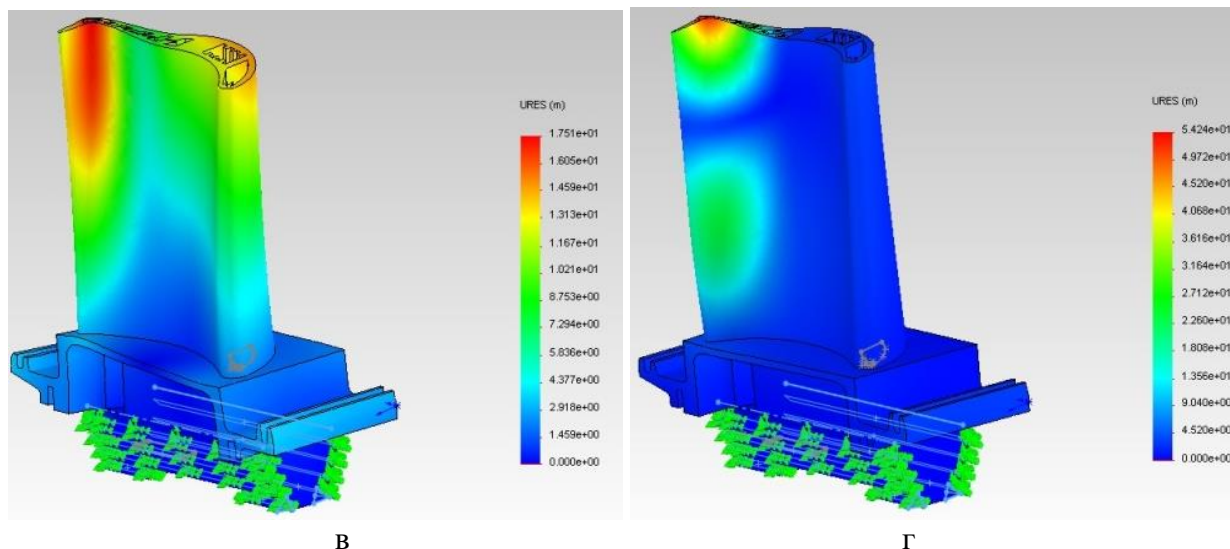


Рис. 1. Результати аналізу частоти власних коливань робочої лопатки турбіни високого тиску: а – форма коливань 1, з частотою коливань $\nu_1 = 2850$ Гц; б – форма коливань 2, з частотою коливань $\nu_1 = 5496$ Гц; в – форма коливань 3, з частотою коливань $\nu_1 = 7145,3$ Гц; г – форма коливань 4, з частотою коливань $\nu_1 = 8752,6$ Гц

Висновки. В результаті проведених тривимірних досліджень частотного аналізу власних коливань лопатки турбіни високого тиску, виявлено, що у верхній частині вихідної кромки лопатки спостерігається найбільша деформація.

Література:

12. Романовський Г. Ф. Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів: Навчальний посібник / Г. Ф. Романовський, М. В. Ващиленко, С. І. Сербін. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 304 с.

Секція № 4

ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ ДВИГУНОБУДУВАННЯ

УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ВЕРХНІХ КОМПРЕСІЙНИХ КІЛЕЦЬ ПОРШНЕВИХ ДВЗ

Доценко С. М.

кандидат технічних наук, доцент

Мамонтов С. С.

магістрант

*Первомайський навчально-науковий інститут Національного університету
кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Первомайськ, Україна*

Призначення компресійних поршневих кілець створення герметичності надпоршневого простору.

Досвід показує, що пропуск газу крізь замок мало впливає на роботу двигуна за виключенням пускового режиму. Пропуск газу через внутрішні поверхні та робочий профіль кільця впливає по іншому. Обтікання газами високої температури зовнішньою поверхні кільця у випадку незадовільного прилягання приведе до перегріву кільця та поршня. В результаті збільшення температури вигорає масло, різко зростає нагароутворення і з'являється вірогідність закоксовування компресійних кілець. До матеріалу компресійного кільця пред'являють специфічні вимоги: це висока стійкість проти зносу, високі антифрикційні якості та пружні якості в робочих умовах.

В більшості двигунах використовуються компресійні кільця прямокутного перерізу. Поршневі кільця прямокутного перерізу мають невисокі затрати та не складний технологічний процес виготовлення [1]. Також даному типу кільцям властиві такі недоліки як пропуск газу крізь замок, втрата контакту кільця з циліндром під час зношення кільця, довготривалий період припрацювання. Якщо компресійні кільця прямокутного перерізу починають припрацьовуватися верхньою частиною циліндричної поверхні то кільце знімає масло з стінок циліндра в камеру згоряння.

Для зменшення часу припрацювання та збільшення надійності роботи компресійних кілець їх робочу поверхню виготовляють таким чином, щоб весь радіальний тиск концентрувався на вузькому поясі, частіше всього на нижній кромці кільця [2].

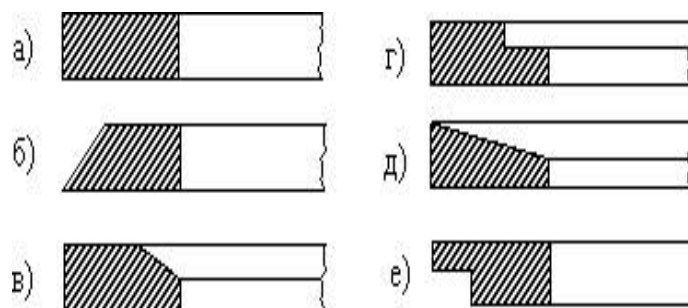


Рис. 1. Форми поршневих кілець

Якщо припустити, що кільце працює п'ятою частиною висоти сила тертя одного компресійного кільця зменшилась на 80 % а для трьох кілець ця величина буде 25 %. Так як 40 % всіх механічних втрат припадає на поршневу групу то зменшення цих втрат в поршневій групі приведе до зменшення всіх механічних втрат в двигуні приблизно на 3...5%.

Висновок. Шляхом заміни верхнього компресійного кільця прямокутного перерізу є можливість збільшити надійність роботи та прискорити час припрацювання робочого профіля компресійного кільця.

Література:

1. Григурко І. О., Анастасенко С. М., Доценко С. М. Проектування технологічних процесів в судновому машинобудуванні (*навчальний посібник*) «Новий світ – 2000». – Львів, 2017. – 348 с.
2. Цюман Н. П., Голубов А. С. Методика определения механических потерь поршневого двигателя // Проблемы тертя та зношування: науково-технічний збірник – К.: НАУ, 2012. – Випуск 57. – С.100-107.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ КОМПРЕСІЙНИХ КІЛЕЦЬ НА ХАРАКТЕРИСТИКУ РОБОТИ КІЛЬЦЯ

Доценко С. М.

кандидат технічних наук, доцент

Тріщинський А. С.

магістрант

*Первомайський навчально-науковий інститут Національного університету
кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Первомайськ, Україна*

Одною із складових втрат в поршневому двигуні внутрішнього згоряння є механічні втрати, що складають приблизно 20 %. Основна частина цих втрат приходить на циліндро-поршкову групу (приблизно 45...55 %) [1].

Як відомо, втрати на тертя поршня залежать від швидкості поршня, зазору в циліндро-поршневій групі, температури масла, конструкції поршня (висоти, овальності й бочко подібності робочої поверхні) і т. д.

Поршневі компресійні кільця в двигунах внутрішнього згоряння призначені для ущільнення робочої порожнини циліндра, передачі теплоти від головки поршня до втулок циліндра і далі в охолоджувальну рідину.

В більшості двигунів використовуються компресійні кільця прямокутного перерізу які мають не складний технологічний процес виготовлення та невисокі затрати на виготовлення [2]. Недоліком такого типу поршневих кілець є значний період припрацювання та значні сили тертя які залежать від висоти кільця та якості обробки робочої поверхні кільця та циліндра.

Також в компресійних кільцях прямокутного перерізу відбувається втрата контакту кільця з циліндром під час зношення кільця та пропуск газу крізь замок.

У ущільнювального кільця втрати на тертя залежать, у першу чергу, від тангенціального зусилля кільця та його конструктивних параметрів.

Метою даної роботи є оцінка ступеню впливу кожного із параметрів на роботу поршневих компресійних кілець.

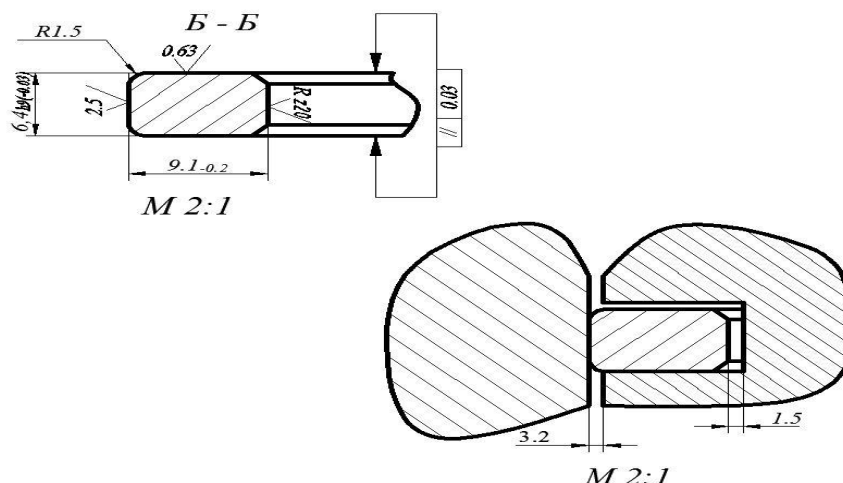


Рис. 1. Конструкція поршневого кільця прямокутного перерізу дизельного двигуна 6ЧН 25/34

Так як 35...40 % всіх механічних втрат в двигуні припадає на поршкову групу то зменшення цих втрат в поршневій групі приведе до зменшення всіх механічних втрат в двигуні приблизно на 3...4 %.

Шорсткість робочої поверхні

Початкова шорсткість робочої поверхні впливає на силу тертя тільки в період припрацювання і визначається його тривалістю.

Вид покриття кілець

Порівняльні випробування кілець з чавуну, хромованих і з молібденовим покриттям показали, що покриття кілець не впливає на силу тертя. Тільки при зменшенні числа і висоти поршневих кілець втрати на тертя зменшуються [3].

Радіальна товщина компресійного кільця

Порівняльні розрахунки роботи поршневих кілець з різними значеннями цього параметру в різних літературних джерелах не виявили істотного впливу радіальної товщини на характеристику роботи кільця. Зміна радіальної товщини кільця приводить тільки до зміни сил пружності [3].

Висота робочої поверхні компресійного кільця

Збільшення висоти робочої поверхні веде за собою збільшення підйомної сили поршневого кільця та збільшення середньої і мінімальної товщини масляної плівки в зазорі. Збільшення товщини масляної плівки приводить до зменшення середнього коефіцієнта тепловіддачі. Збільшення висоти робочої поверхні в 2 рази приводить до зниження інтенсивності теплообміну на 30%. Збільшення висоти робочої поверхні в 2 рази приводить до збільшення сили тертя фактично в 2 рази [4].

Висновок

1. На величина середнього тиску механічних втрат в першу чергу впливає висота кільця. середньому на 1...2 % (за результатами теплового розрахунку газового двигуна).
2. Збільшення висоти робочої поверхні в 2 рази приводить до збільшення сили тертя фактично в 2 рази.
3. Збільшення висоти робочої поверхні в 2 рази приводить до зниження інтенсивності теплообміну на 30 %.

Література:

1. Тимченко І. І. та інші. Автомобільні двигуни. Підручник. – 3-тє видання К.: Арістей, 2007. – 476 с.
2. Григурко І. О. Проектування технологічних процесів в судновому машинобудуванні

(навчальний посібник) / І. О. Григурко, С. М. Анастасенко, С. М. Доценко. – Львів: «Новий світ – 2000», 2017. – 348 с.

3. Міщенко М. І. Визначення механічних втрат у поршневому двигуні внутрішнього згоряння / М. І. Міщенко, В. Г. Заренбін, Т. М. Колеснікова, Ю. В. Юрченко, В. Л. Супрун, В. С. Шляхов // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2013. № 1. – С.51-57.

4. Цюман Н. П., Голубов А. С. Методика определения механических потерь поршневого двигателя // Проблемы тертя та зношування: науково-технічний збірник – К.: НАУ, 2012. – Випуск 57. – С.100-107.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ГАЗОВОГО ДВИГУНА ЗА РАХУНОК ОПТИМІЗАЦІЇ ПРОФІЛЯ КОМПРЕСІЙНОГО КІЛЬЦЯ

Доценко С. М.

кандидат технічних наук, доцент

Якобець Р. М.

магістрант

*Первомайський навчально-науковий інститут Національного університету
кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Первомайськ, Україна*

Аналіз стану проблеми. Поршнєві компресійні кільця в двигунах внутрішнього згоряння призначені для ущільнення робочої порожнини циліндра, передачі теплоти від головки поршня до втулок циліндра і далі в охолоджувальну рідину.

В більшості як дизельних так і газових двигунів використовуються компресійні кільця прямокутного перерізу. Поршнєві кільця такої конструкції мають простий технологічний процес виготовлення [1].

Поршнєві кільця такого типу мають наступні недоліки:

- пропуск газу крізь замок;
- втрата контакту кільця з циліндром під час зношення кільця;
- передача на стінку циліндру тиску, що може призвести до підвищеного спрацювання кілець і циліндрів;
- значний період припрацювання та значні сили тертя.

Ці недоліки стають більш відчутними під час збільшення теплових навантажень що відбувається при переводі їх на роботу на газоподібному паливі. Передача на стінку циліндру збільшеної величини тиску може призвести до підвищеного спрацювання кілець і циліндрів, та до їх здирання.

Якщо компресійні кільця прямокутного перерізу починають перепрацьовуватися верхньою частиною циліндричної поверхні то кільце знімає масло з стінок циліндра в камеру згоряння. В результаті чого угар масла різко зростає збільшується нагароутворення і з'являється вірогідність закоксування компресійних кілець[2].

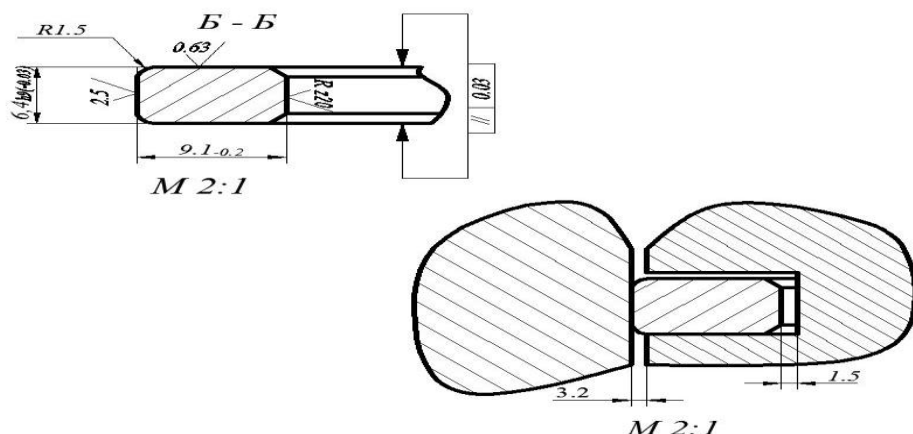


Рис. 1. Конструкція поршневого кільця прямокутного перерізу дизельного двигуна 6ЧН 25/34

Шляхи вирішення проблеми. Приймаючи до уваги ці недоліки пропонується в якості верхнього компресійного кільця - компресійні кільця з оптимізованим робочим профілем. Для зменшення часу припрацювання та збільшення надійності роботи компресійних кілець їх робочу поверхню виготовляють таким чином, щоб весь радіальний тиск концентрувався на вузькому поясі. Також кільця з бочкоподібною робочою поверхнею мають менший період припрацювання з робочою поверхнею циліндра.

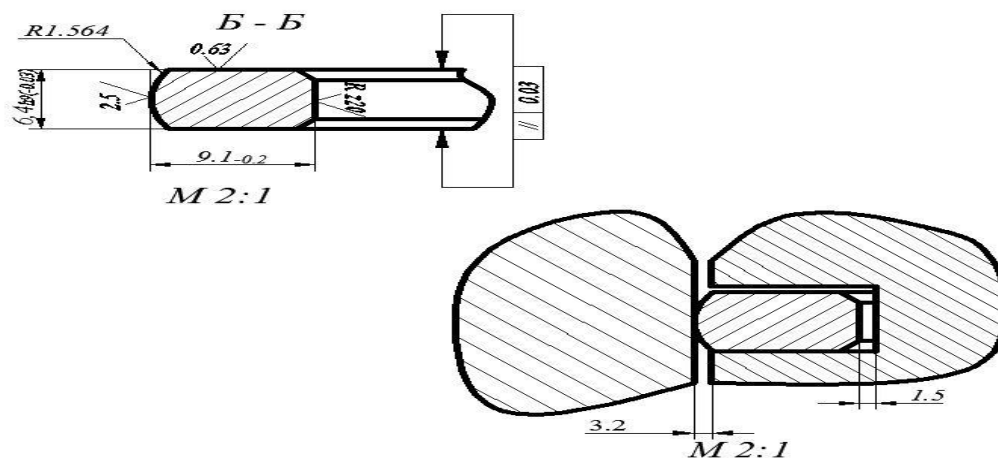


Рис. 2. Компресійне кільце з бочкоподібною робочою поверхнею газового двигуна 6ГЧН 25/34

Завдяки випуклій робочій поверхні кільця можливо добитися гідродинамічного характеру тертя а також знизити втрати масла. Бочкоподібні кільця менше чутливі до перекосів поршня та деформації деталей шатунної групи.

Також поршневі кільця з бочкоподібною робочою поверхнею мають більш низькі втрати на тертя чим кільця прямокутного перерізу.

Для газового двигуна 6ГЧН 25/34 при заміні компресійного кільця прямокутного перерізу на компресійне кільце з бочкоподібною робочою поверхнею при роботі весь тиск буде концентруватися на середній вузькій кромці. По цьому пояску дуже швидко досягається припрацювання.

Враховуючи те, що кільце працює п'ятою частиною висоти сила тертя одного компресійного кільця зменшилась на 80 % (берем до уваги, що на поршні газового двигуна 6ГЧН 25/34 встановленні 4 компресійних кільця – тому сила тертя зменшаться на 20 %).

Так як 40 % всіх механічних втрат припадає на поршневу групу то зменшення цих втрат в поршневій групі приведе до зменшення всіх механічних втрат в двигуні приблизно на 1...2 % [3].

Висновок

5. В результаті заміни компресійних кілець прямокутного перерізу на компресійне кільце з бочкоподібною робочою поверхнею зменшується величина середнього тиску механічних втрат в середньому на 1...2 % (за результатами теплового розрахунку газового двигуна).

6. Зменшується період припрацювання та втрати масла компресійного кільця з бочкоподібною робочою поверхнею.

7. Зменшується вірогідність закоксування верхнього компресійного кільця компресійного кільця, яке працює в найбільш тяжких умовах.

Література:

3. Тимченко І. І. та інші. Автомобільні двигуни. Підручник. – 3-тє видання К.: Арістей, 2007. – 476 с.
4. Григурко І. О. Проектування технологічних процесів в судновому машинобудуванні (навчальний посібник) / І. О. Григурко, С. М. Анастасенко, С. М. Доценко. – Львів: «Новий світ – 2000», 2017. – 348 с.
3. Міщенко М. І. Визначення механічних втрат у поршневому двигуні внутрішнього згоряння / М. І. Міщенко, В. Г. Заренбін, Т. М. Колеснікова, Ю. В. Юрченко, В. Л. Супрун, В. С. Шляхов // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2013. № 1. – С.51-57.
8. Цюман Н. П., Голубов А. С. Методика определения механических потерь поршневого двигателя // Проблемы тертя та зношування: науково-технічний збірник – К.: НАУ, 2012. – Випуск 57. – С.100-107.

METHODS OF ENSURING THE RELIABILITY OF LOCK CONNECTIONS IN GAS TURBINES ENGINE

Olha Dvirna

Ph. D.

Gdynia Maritime University, Gdynia, Poland

Gas Turbine as a Ship's Main Engine is determines its resource. The turbine consists of a housing, a shaft with a set of discs with blades attached. One of the most loaded element in the turbine and compressor is the groove attachments connect blades to disks. They are in very unfavorable operating conditions during engine start-up, operation and shutdown. The presence of an aggressive environment (hot working gas along with ash and sulfur admixtures and other impurities in the fuel), high operating temperature and pressure, significant cyclic alternating loads and vibrations - all this leads to an increase in contact stress, activation of chemical corrosion and fretting, cracking of the blades and the discs surface, erosion and the development of other unfavorable processes that often lead to the loss of reliability not only of the lock connections, but also cause the turbine and the engine. In such conditions, the low quality of the top layer of the disc lock groove is unacceptable, they cooperate with the surface of the blade mounting elements. The presence of any surface defects, cracks, burrs, high surface roughness and hardening, tensile self-stress, etc. are not allowed.

The article presents the test results of the surface quality parameters after broaching of heat-resistant steels of grades: 1.7335 (13CrMo4-5) and 1.4841 (X15CrNiSi25-20). The aim of the work

is to determine the technological methods of obtaining the lowest treated surface roughness, surface layer hardening and the elimination of surface defects after broaching. To investigate the influence of cutting conditions (cutting speed, tool geometry and feed) on surface roughness and hardening, the physical modeling method of the broaching was used.

As a result of the research, recommendations were developed for increasing the main parameters of the surface layer quality while gas turbine discs broaching which made of selected grades of heat-resistant steel.

References:

1. Cwilewicz R.: Okrętowe turbiny gazowe. Fundacja Rozwoju Akademii Morskiej w Gdyni. Gdynia 2004.
2. Dvirna O.: Analiza stosowanych technologii obróbki powierzchni zamka tarczy sprężarki i turbiny gazowej. Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej. Mechanika, t. 35 (z. 4), pp. 433-440, Rzeszów 2018.
3. Dvirna O.: Engineering support of the quality of surface layer of tab grooves in the discs made from heat-resistant steel. Journal of KONES, vol. 25 (no. 3), pp. 153-158, 2018.
4. Dvirna O.: Influence of the cutting tool properties on the treatment surface quality in the heat resistant steel broaching. Materials, technologies, constructions : special purpose processes. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, pp. 27-38, Stalowa Wola 2019.
5. Dvirna O.: The physical modelling of high speed broaching of the heat-resistant steels for studies surface layer quality. Journal of KONES, vol. 26 (no. 3), pp. 23-29, 2019.
6. Dvirnaya O., Shumilov A.: Modern methods of processing the locking grooves in the GTE, Actual problems of engineering: Materials of the International Conference, NUK, pp. 112-115, Mykolaiv – 2011.
7. Dvirna O., Wieczorska A.: Wpływ warunków skrawania na chropowatość powierzchni przy przeciąganiu stali żaroodpornych. Predykcja w układach mechanicznych i automatycznych, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, s. 123-148, Rzeszów 2021.
8. Богуслаев В. А. Технологическое обеспечение эксплуатационных характеристик деталей ГТД. Лопатки компрессора и вентилятора. Часть I. Монография. ОАО «Мотор Сич», Запорожье 2003.
9. Соловьев С. Триботехнология: Словарь-справочник. Изд-во НГТУ им. Петра Могилы, Николаев 2003.

ВИЗНАЧЕННЯ ФОРМ І ЧАСТОТ ВЛАСНИХ КОЛИВАНЬ ПОРШНЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА 6ЧН 12/14

Проскурін А. Ю.

кандидат технічних наук, доцент кафедри «Двигуни внутрішнього згорання, установки та технічна експлуатація»

Галинкін Ю. М.

кандидат технічних наук, викладач кафедри інженерної механіки та технології машинобудування

Немченко А. В.

магістрант кафедри «Двигуни внутрішнього згорання, установки та технічна експлуатація»

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова м. Миколаїв, Україна

У процесі роботи дизельного двигуна поршні схильні до впливу на них інтенсивних змінних механічних (від газових та інерційних сил) і теплових (внаслідок циклічної зміни

температури робочого тіла) навантажень. До особливостей умов роботи, що впливають на конструкцію поршнів слід віднести великі швидкості відносного їх переміщення, тертя при високих питомих тисках, ударні явища, що супроводжують переміщення («перекладання») поршня в межах зазору між поршнем і циліндром під дією бічної сили, а також контакт з робочим тілом, що містить корозійно активні компоненти та мають високу температуру [1].

Сумарна дія всіх зазначених сил викликає вібрацію поршнів. При збігу частоти зовнішнього впливу з однією з власних частот поршня виникає резонанс, що супроводжується збільшенням амплітуд коливань і різким зростанням вібраційних напружень в ньому [2].

Резонансні коливання можуть призвести до появи тріщин, розвиток яких тягне за собою можливість поломки юбки або навіть донця поршня. Місця виникнення втомних тріщин визначають за лініями найбільших напружень (відповідних лініям найбільшої кривизни) деталі, що коливається.

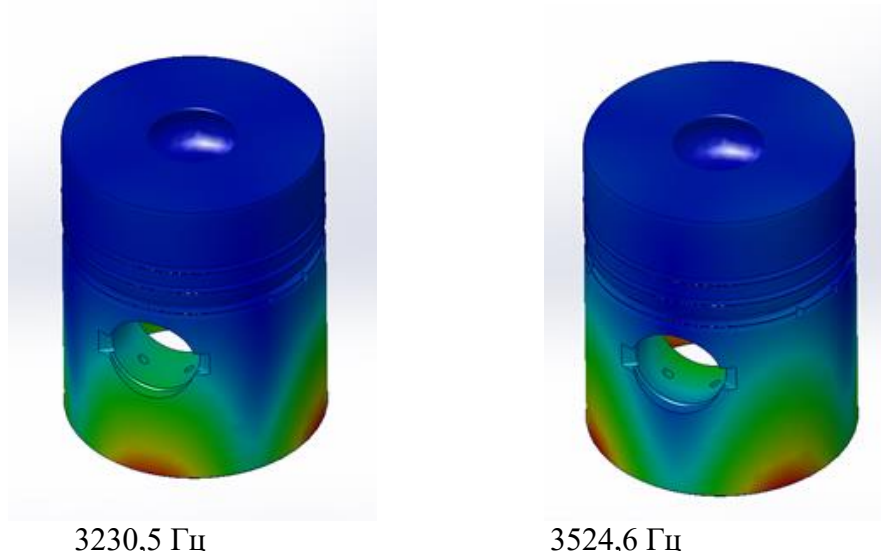
Таким чином, визначення форм і частот власних коливань дозволяє визначити резонансні режими роботи поршня; визначити найбільш небезпечні місця щодо появи тріщин; при відпрацюванні машини вжити заходів для запобігання роботі на небезпечних резонансних режимах.

Метою роботи є визначення форм і частот власних коливань поршня дизельного двигуна 6ЧН 12/14.

Визначення форм коливань проведено шляхом моделювання у програмному комплексі SolidWorks. Зазначений програмний комплекс використовує чисельний метод аналізу технічних конструкцій – метод кінцевих елементів (МКЕ), суть якого полягає в розділенні віртуальної твердотільної моделі на багато малих частин простих форм (їх називають елементами), що дозволяє ефективно замінити складне рішення кількома простими. МКЕ використовує елементи різних форм. Діюча сила у будь-якій точці елемента інтерполюється з реакціями вузлів елементів. Кожен вузол повністю описується рядом параметрів, які залежать від типу виконуваного розрахунку та використовуваного елемента [3].

Для визначення власних форм використовується твердотільна модель, розроблена на основі робочого креслення. Тип сітки – сітка на твердому тілі; використовуване розбиття – сітка на основі змішаної кривизни; максимальний розмір комірки – 19,42 мм, мінімальний – 0,97; якість сітки – висока. Тип програми рішення – FFEPlus. Матеріал – алюмінієвий сплав: щільність – 2700 кг/м^3 , модуль пружності – $2,1 \times 10^{10} \text{ Н/м}^2$; коефіцієнт Пуассона – 0,28.

Результатом досліджень є ряд форм (рис. 1), які отримані у діапазоні 50...9000 Гц.



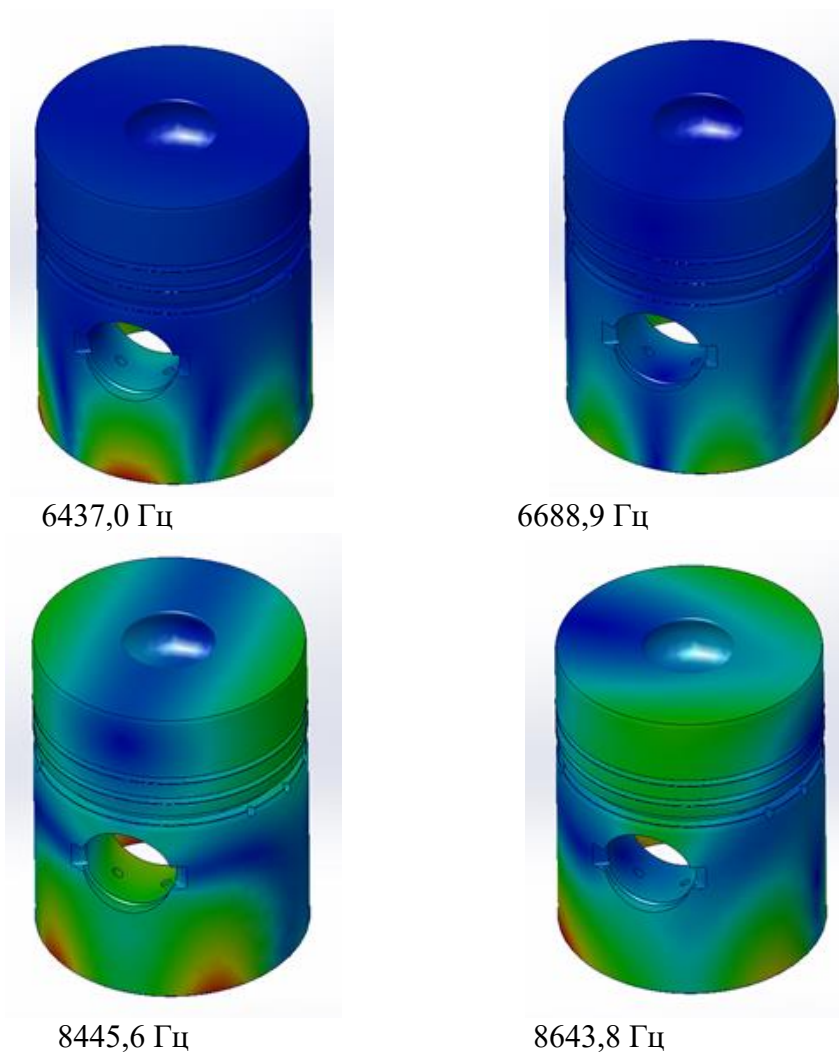


Рис. 1. Форми коливань поршня

Отриманні форми та частоти коливань дозволять визначити найбільш небезпечні місця щодо появи тріщин від вібраційних навантажень та встановити небезпечні резонансні режими роботи двигуна.

Література:

1. Наливайко В. С. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : Вид-во Торубара В. В., 2015. – 332 с.
2. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах / за редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф Шеховцова. Харків: Видавн. центр НТУ "ХПІ", 2004. Т. 6: Надійність ДВЗ. – 421 с.
3. <https://www.solidworks.com>

СИСТЕМНИЙ АНАЛІЗ ФОРМУВАННЯ ТРИБОТЕХНОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ НАУКОЄМНОГО ВИРОБУ

Боду С. Ж.

старший викладач кафедри інженерної механіки та технології машинобудування

Гладкий Р. В.

студент

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,

м. Миколаїв, Україна

Складність вирішення питань забезпечення довговічності окремого вузла тертя або машини в цілому полягає в необхідності враховувати велику кількість пов'язаних між собою факторів і параметрів, які до того мають випадкову природу. Життєвий цикл виробу проходить декілька стадій – спочатку створюється гіпотетична конструкторська модель, потім фізична технологічна модель, далі відбувається її експлуатація в змінних умовах. Випадковий характер технологічних і експлуатаційних параметрів ускладнює прогнозування якості та стану окремих трибоповерхонь і машини в цілому.

Тертя є причиною складних деформаційних, динамічних, теплових, акустичних, електричних, адгезійних та інших процесів, що незворотно змінюють параметри трибологічної системи (ТС). Отже, при її описі необхідно враховувати, що трибосистема має структуру та функцію динамічної системи [1, с. 41-47].

Найбільш значущий вихідний параметр ТС – коефіцієнт тертя, оскільки він є результатом цілого комплексу фізико-хімічних процесів і його не можна віднести до будь-якої однієї деталі. Також не можна віднести до одного елементу ТС характеристики зносостійкості (швидкість зношування, інтенсивність зношування та інших.), оскільки вони залежить від властивостей всіх елементів ТС загалом.

Модель ТС може бути представлена у вигляді логіко-математичної структури, що складається з кількох підсистем (рис. 1).



Рис. 1. Модель трибологічної системи (ТС) та її основні підсистеми

Через те що у більшості механічних систем надійність і ресурс залежать від зносових явищ, які в свою чергу залежать від стану поверхневих шарів, причини відмов найчастіше формуються на технологічному етапі [1, с. 178-186; 2, с. 182-184].

З точки зору надійності аналіз та контроль механічних систем на всіх стадіях життєвого циклу виробу доцільно супроводжувати відпрацюванням на триботехнологічність, особливу увагу приділивши саме технологічному етапу як такому, що формує якість контактних поверхонь [3, с. 21-22, 4, с. 17-18, 5, с. 3-7]. Триботехнологічність – властивість

поверхні (пари тертя, вузла, машини в цілому) необхідна і достатня для забезпечення заданого ресурсу за мінімальних витрат на проектування, виготовлення та експлуатацію виробу.

Якісний алгоритм відпрацювання наукоємного виробу (НСВ) на триботехнологічність є наступною послідовністю:

- a. Аналіз навантажень вузлів: вид, характер впливу, граничні значення, час впливу та ін.
- b. Аналіз видів пошкоджень деталей та вузлів НСВ.
- c. Визначення видів тертя – за кінематичною ознакою та динамічною ознакою та режиму змащування.
- d. Визначення видів зношування з виділенням ведучого та виключенням неприпустимих.
- e. Експериментальна перевірка гіпотези про провідний вид зношування, це особливо важливо для вузлів, що працюють у нестационарних умовах під впливом змінних факторів (попадання абразиву, температурні спалахи, агресивне середовище, змінні навантаження і т. ін.).
- f. Визначення головної пари тертя та пари мінімального ресурсу механізму [7, с. 41-44]. Головна пара тертя визначає настання параметричної відмови, пара мінімального ресурсу – відмови функціонування.
- g. Визначення триботехнологічного принципу, який дозволить вирішити проблему ресурсу та вибір напрямку оптимізації [7, с. 44-48].
- h. Вибір зони оптимізації (тіло, контртіло, мастильний матеріал), де конструктивно та технологічно зміни вносити простіше (дешевше, ефективніше).
- i. Вибір методу оптимізації триботехнологічної якості, тобто способу зміни властивостей тіла, контртіла чи мастила (заміна матеріалу пар тертя, введення присадки, хіміко-термічне зміцнення поверхні і т. п.).
- j. Розрахунок параметрів та характеристик технологічного процесу, що забезпечують необхідні властивості (режими різання, зміцнення, ін. видів обробки, інструменту, технологічних середовищ, оснащення тощо).
- k. Розробка матеріально-технічного забезпечення технологічного процесу.
- l. Розробка, виготовлення та випробування дослідного зразка.
- m. Визначення триботехнологічних показників дослідного зразка.
- n. Корегування в разі необхідності та ухвалення технічних рішень. Підготовка до серійного випуску виробу.

Це загальний алгоритм відпрацювання виробу на триботехнологічність, який потребує уточнення для кожного конкретного випадку.

Література:

1. Чихос Х. Системный анализ в трибонике / Х. Чихос; Перевод с англ. С. А. Харламова. – М. : Мир, 1982. – 351 с.
2. Соловьев С. Н. Основы триботехнологии // Основы технологии судового машиностроения / С. Н. Соловьев. – 2-е изд. – Л.: Судостроение, 1983. – 358 с.
3. Бутенко В. И. Триботехнологическое проектирование технологических процессов / В. И. Бутенко. – *Машиностроитель*. – 1988. – № 10. – С.21-22.
4. Коффманн К. Технологически ориентированное проектирование / К. Коффманн. – *Автомобильная промышленность США*. – 1988. – № 2. – С.17-18.
5. Соловьев С. Н. Триботехнологическая ориентация процесса создания новой техники. Сб. науч. тр. «Триботехнология судового машиностроения». – Николаев : НКИ. – 1990. – С.3-7.
6. Адгамов Р. И. Научное производство авиационных двигателей / Р. И. Адгамов, Ю. П. Катаев – Изв. вузов. *Авиационная техника*, № 1, 1995. – С.51-58.

7. Соловьев С. Н. Основы триботехнологии / С. Н. Соловьев, С. Ж. Боду, Е. В. Трофимова. – Николаев : НУК, 2018. – 236 с.

ЗАСТОСУВАННЯ СИСТЕМ ТРИВИМІРНОГО ПРОЕКТУВАННЯ ПРИ РОЗРОБЦІ НОВИХ КОНСТРУКЦІЙ КОМПАКТНИХ МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ

Новошицький А. В.

кандидат технічних наук,

доцент кафедри інженерної механіки та технології машинобудування

Довгорученко В. Ю., Хвастунова К. В.

магістранти кафедри інженерної механіки та технології машинобудування

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,

м. Миколаїв, Україна

Компактні металообробні верстати забезпечують виготовлення малорозмірних деталей приборів, паливної апаратури, різноманітних механізмів, ювелірних виробів. Вони застосовуються також в експериментальних і модельних лабораторіях ВУЗів, НДІ та великих підприємств, на малих виробництвах та у домашніх майстернях [1, 2].

У сучасних умовах використовуються компактні верстати або закордонного, або радянського виробництва, які за своїми технологічними, експлуатаційними або габаритними характеристиками часто не задовольняють кінцевого користувача. Відновлення вітчизняного верстатобудування, можливо, може розпочатися із запуску виробництва конкурентоспроможних компактних верстатів. Перспективним є створення конструкцій малогабаритних токарних та фрезерних верстатів, оптимальних за критерієм мінімуму наведених витрат на проектування та виготовлення, що мають задані технологічні можливості [3].

Використання систем тривимірного проектування забезпечує можливість максимально гнучкого підходу до проектування та дозволяє отримувати оптимальні конструкції верстатів, адаптовані до існуючих технологічних можливостей та наявності готових чи доступних елементів конструкції [3], що дозволяє суттєво знизити собівартість виготовлення, кардинально скоротити терміни на технологічну підготовку виробництва та запуск у серію (рис. 1) [4].

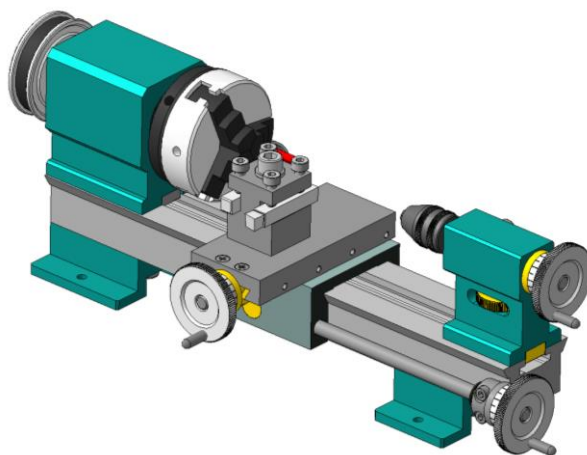


Рис. 1. Модель компактного токарного верстата

Застосування принципів уніфікації та агрегатизації у поєднанні з використанням систем тривимірного проектування дає змогу змодельовати новий готовий виріб з розширеною функціональністю шляхом додавання до існуючої моделі нових модулів.

Прикладом може бути компактний токарний верстат, оснащений додатковою фрезерною колоною, що використовує передню бабку в якості фрезерної головки (рис. 2) [5]. Після такої модифікації з'являється можливість вертикального фрезерування та свердління.

Також, з використанням цих принципів може здійснюватися проектування верстатів суміжної групи – фрезерних, у яких доцільно використовувати вже спроектовані деталі та складальні одиниці (рис. 3).

Окремо слід зазначити, що практика впровадження в навчальному процесі отримання студентами знань та вмінь тривимірного проектування за допомогою САД систем, а також практичних навичок роботи на металорізальному обладнанні, дозволяє суттєво підвищити рівень майбутніх фахівців [6].

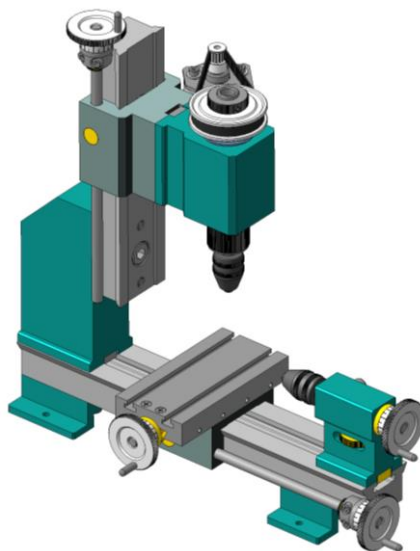


Рис. 2. Модель компактного токарного верстата, який трансформований у в вертикально-фрезерний

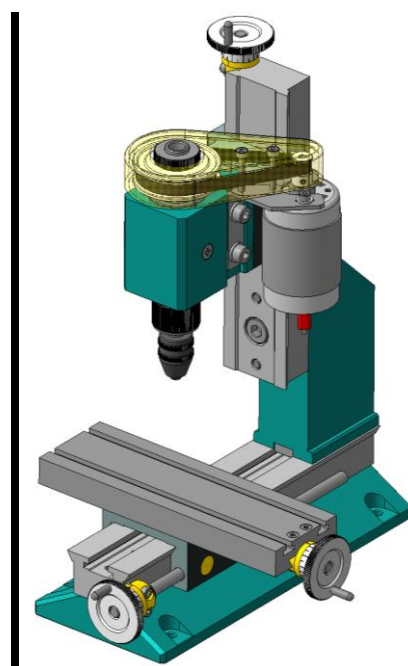


Рис. 3. Модель компактного фрезерного верстата

Висновок. Використання систем тривимірного проектування для розробки нових конструкцій компактних металорізальних верстатів, за умови їх подальшого виробництва, дозволить задовольнити потреби потенційних користувачів та може стати віхою у відродженні вітчизняної верстатобудівної галузі.

Література:

1. Martin, J. (1998) Tabletop Machining: A Basic Approach to Making Small Parts on Miniature Machine Tools. Vista, California: Sherline Products Inc.
2. Eichardt, J. (2005) Kleindrehtmaschine im Eigenbau. Baden-Baden: Verlag für Technik und Handwerk GmbH.
3. Новошицкий А. В. Использование морфологического анализа при проектировании компактных токарных станков [Текст] / А. В. Новошицкий, М. А. Сергиенко, Д. А. Коваль, К. С. Лепёхина, М. А. Чикал // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали IX Міжнародної науково-технічної конференції, 7-8 листопада : тези допов. – Миколаїв: НУК, 2019.
4. Новошицкий А. В. Применение систем трехмерного проектирования при разработке новых конструкций компактных токарных станков [Текст] / А. В. Новошицкий, В. В. Ткаченко // Актуальні проблеми інженерної механіки: Матеріали VI міжнародної науково-технічної конференції, 21 жовтня : тези допов. – Миколаїв: НУК, 2020.
5. Новошицкий А. В. Применение систем трехмерного проектирования при разработке токарных станков с расширенной функциональностью [Текст] / А. В. Новошицкий, Д. В. Вдов // Актуальні проблеми інженерної механіки: Матеріали VI міжнародної науково-технічної конференції, 21 жовтня : тези допов. – Миколаїв: НУК, 2020.
6. Новошицкий А. В. Проектирование и изготовление действующего металлорежущего оборудования в учебном процессе [Текст] / А. В. Новошицкий, Д. Н. Кравченко // Актуальні проблеми інженерної механіки: Матеріали VI міжнародної науково-технічної конференції, 21 жовтня : тези допов. – Миколаїв: НУК, 2020.

ВИЗНАЧЕННЯ ВЛАСНИХ ЧАСТОТ КОЛИВАНЬ РОБОЧОЇ ЛОПАТКИ ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА НА ОСНОВІ УТОЧНЕНОЇ СКІНЧЕННОЕЛЕМЕНТНОЇ МОДЕЛІ

Ткач М. Р.

*доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри Інженерної механіки та технології
машинобудування*

Ключник В. С.

аспірант кафедри Інженерної механіки та технології машинобудування

Моргун С. О.

*кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри Інженерної механіки та технології
машинобудування*

*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
м. Миколаїв, Україна*

У сучасних умовах розвитку газотурбінних двигунів (ГТД) переважаючою тенденцією є збільшення їхньої потужності при забезпеченні необхідного рівня надійності та ресурсу [1, 2]. Найбільш навантаженим та відповідальним елементом газової турбіни є лопатковий апарат, на який, як показує статистика, припадає близько 10...15 % аварій газотурбінних двигунів, головним чином у зв'язку з вібрацією робочих лопаток, що робить дослідження коливань робочих лопаток турбін, одним із найважливіших етапів розробки двигуна.

В даний час, розрахунок вібраційних характеристик лопаток турбін переважно проходить чисельно, використовуючи тривимірні моделі, за допомогою методу скінченних елементів, реалізованого у сучасних програмних комплексах (ANSYS, SolidWorks, NASTRAN, COSMOS та інших.) [3, 4, 5, 6].

Разом з тим, точність розрахункових даних безпосередньо залежить від відповідності геометрії досліджуваної лопатки щодо розрахункової моделі, що використовується, і значно знижує її у разі невідповідності. В результаті чого для забезпечення точності розрахунку потрібна геометрична модель, створена шляхом 3D сканування розмірів реальної лопатки, що підвищує трудомісткість розробки тривимірної моделі.

Ціль роботи. Побудова уточненої геометричної твердотільної параметричної 3D моделі реальної лопатки.

В якості об'єкта дослідження розглянуто робочу лопатку турбіни газотурбінного двигуна з висотою по вихідній кромці 288 мм і хордою в середньому перерізі 88,5 мм.

З метою забезпечення точності геометрії досліджуваної лопатки створено її твердотільну модель на базі 3D сканування (використано високоточний сканер Solutionix Rexscan CS2+) з точністю сканування 0,01 мм (рис. 1а).

Отримане фасетне тіло, із загальною кількістю елементів порядку 10^8 представлено (рис. 1б). За допомогою системи автоматизованого проектування Siemens NX, на базі фасетного тіла, використовуючи пакет функцій "Reverse engineering", створена точна 3D модель робочої лопатки газової турбіни [7].

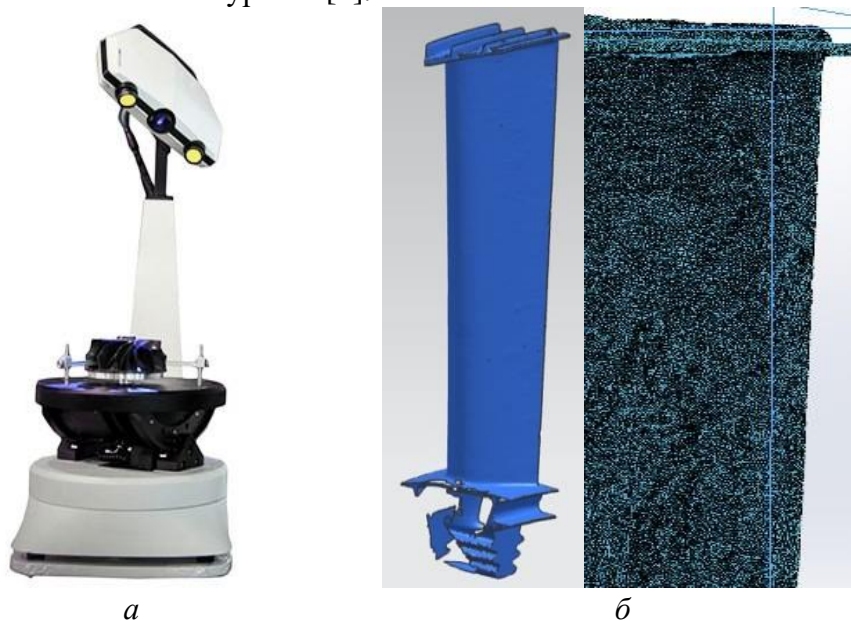


Рис. 1. Визначення реальних розмірів лопатки газової турбіни:

а – 3D сканер; б – фасетне тіло лопатки

Отримана 3D модель досліджуваної робочої лопатки турбіни змінного поперечного перерізу представлена на рис. 2.

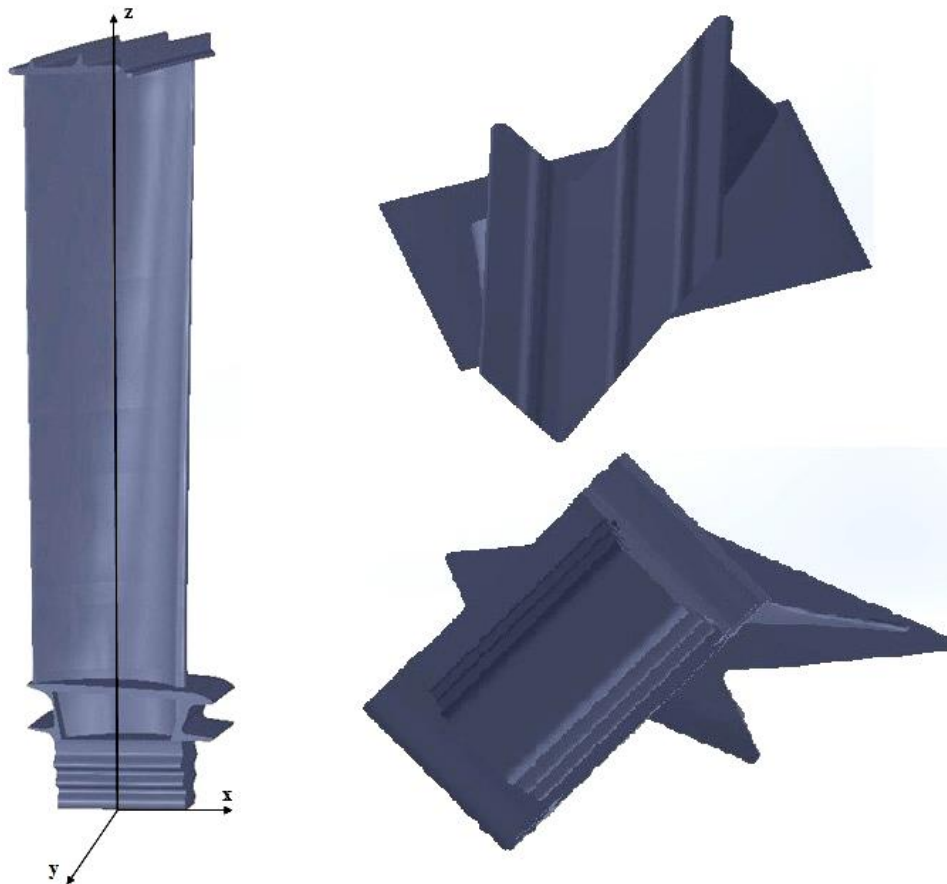


Рис. 2. 3D модель робочої лопатки турбіни в декартовій системі координат

Лопатка розташована у декартовій системі координат x, y, z . Вісь z спрямована по радіусу від осі обертання ротора турбіни, а вісь x - паралельна осі обертання (див. рис. 2).

Матричне рівняння власних коливань досліджуваної лопатки з урахуванням варіаційного принципу Лагранжа [8, 9]:

$$[M]\{\ddot{\delta}\} + K\{\delta\} = 0, \quad (i, j = 1, \dots, 8) \quad (1)$$

Потенційна енергія деформації скінченноелементної моделі [9]:

$$\Pi = \frac{1}{2} \iiint_V \varepsilon^T D_{\sigma} \varepsilon dV = \frac{1}{2} \iiint_V B^T D B dV = \frac{1}{2} (\{\delta\}^T [K] \{\delta\}), \quad (2)$$

де K – матриця жорсткості аналізованого скінченного елемента; δ – вектор узагальнених переміщень вузлів елемента.

Кінетична енергія визначається наступним чином [9]:

$$T = \frac{1}{2} \iiint_V \rho \dot{\delta}^T B^T N^T B N \dot{\delta} dV = \frac{1}{2} (\{\dot{\delta}\}^T [M] \{\dot{\delta}\}), \quad (3)$$

де M – матриця мас аналізованого скінченного елемента.

Прийнятий восьмивузловий тривимірний скінченний елемент, має властивості, як криволінійного оболонкового елемента, так і криволінійного перехідного. Функції форми скінченного елемента в його локальній системі координат, а також залежності переходу від глобальної системи координат лопатки до локальної системи координат елемента наведені в роботі [9].

Поле переміщень вузлів елемента у напрямках x, y, z задається наступним чином:

$$\{\delta\} = \sum N_i(\eta, \xi, \zeta) \{\delta_i\} \quad (i = 1, 2, \dots, 8) \quad (4)$$

де $\{\delta_i\}$ – вектор переміщень i -го вузла скінченного елемента; N_i – функції форми елемента в i -тому вузлі; η, ξ, ζ – локальні криволінійні координати i -го вузла скінченного елемента.

Враховуючи (2–4), матричне рівняння (1) приводиться до частотного рівняння для всієї аналізованої скінченноелементної моделі:

$$[K]a - f^2 [M]a = 0, \quad (5)$$

де f – частота вільних коливань лопатки, a – амплітуда коливань.

Матрична система рівняння (5) являє собою узагальнену проблему власних значень. Її вирішення досягається застосуванням модифікованого методу Холецкого для випадку симетричних смугових матриць.

Висновки. Чим більше відповідність між геометрією реальної робочої лопатки та її скінчено елементною моделлю, тим точніше можна розрахувати частоти її власних коливань. Для вирішення цього завдання розроблена точна геометрична скінченноелементна модель з використанням спеціального тривимірного криволінійного скінченного елемента. Використання цього елемента дозволяє більш точно описати складну геометрію пера лопатки, утворену криволінійною поверхнею та визначити частоти власних коливань лопатки.

Література:

1. Vorobiov Yu. S. Vibration stress localization in turbomachinery blading / Yu. S. Vorobiov, A. M. Chugay, J. S. Rao and other // VETOMAC VII International Conference On Vibration Engineering And Technology of Machinery. – Gdansk, Poland. – 2012. – P. 324-331.
2. Зайдельман Р. Л. Надежность лопаточного аппарата паровых турбин / Р. Л. Зайдельман. – М.: Энергия. 1988. – 224 с.
3. Ostrovsky Yu. I. Holographic interference methods for measuring deformations / Yu. I. Ostrovsky, V. V. Shchepinov, V. V. Yakovlev. – М.: Nauka Press. 1988. – 336 p.
4. Kresis Th. Handbook of holographic interferometry. Optical and Digital Methods Weinheim / Th. Kresis // WILEY-VCH Verlag GmbH; Co. KGaA Publishing house. 2005. – 542 p.
5. Krishnakanth, P. V. Structural and thermal analysis of gas turbine blade by using FEM / P. V. Krishnakanth, G. Narasa-Raju // International Journal of Scientific Research Engineering and Technology. – 2013. – no. 2(2). – P. 60-65.
6. Pyhalov E. Static and dynamic analysis of the turbine rotors assemblies / E. Pyhalov, A. Milov. – Irkutsk: Irkutsk Technical. University Press. 2007, – 120 p.
7. Tkach M. R., Kulishov S. B., Polischyk V. A., Kluchnyk V. S., Zolotoj Yu. G., Zhuk I. Yu., Proskurin A. Yu., Halynkin Yu. N. Экспериментально-расчетное определение механических свойств материала рабочих лопаток турбин / Авиационно-космическая техника и технология – №4. 2021. – P. 83 - 92. <https://doi.org/10.32620/aktt.2021.4sup1.12>
8. Vorobiev Yu. S. Analysis of vibration stresses in the blades of a low-pressure compressor of a gas turbine engine / YU. S. Vorob'ev, N. YU. Ovcharova, P. N. Kulakov, S. B. Kulishov, A. N. Skrickij // Compressor and power engineering. – № 3. 2016. – P. 14-20.
9. Baqersad J. Predicting full-field dynamic strain on a three-bladed wind turbine using three dimensional point tracking and expansion techniques / J. Baqersad, C. Niezrecki, P. Avitabile // Sensors and Smart Structures Technologies for Civil, Mechanical, and Aerospace Systems. – 2014. – pp. 56-62. <https://doi.org/10.1117/12.2046106>

ВИКОРИСТАННЯ ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ПРИ РОЗРАХУНКАХ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНОЛОГІЇ ВИГОТОВЛЕННЯ ТОНКОСТІННИХ ПРОФІЛІВ

Новошицький А. В.

кандидат технічних наук,

*доцент кафедри інженерної механіки та технології машинобудування
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова,
м. Миколаїв, Україна*

Сучасне суднобудівне виробництво характеризується необхідністю використання великої номенклатури тонкостінних деталей і профілів із сучасних високоміцних корозійностійких сталей, конструкційних і легованих сталей, алюмінієвих сплавів і металопласту. Традиційні технології виготовлення таких деталей прокаткою і штампуванням є енергоємними й у ряді випадків не можуть забезпечити необхідну якість виготовлених деталей та економічну доцільність. У сучасних умовах раціональним є виробництво тонкостінних профільних деталей безпосередньо на суднобудівному підприємстві на основі технології профілювання гнуттям з поздовжнім розтягом [1, 2] з використанням відповідного профілюючого устаткування [3].

Розрахунок параметрів для налаштування профілювального устаткування, а також розрахунок геометричних параметрів технологічного оснащення для отримання відповідної конфігурації профілю є достатньо трудомістким завданням, яке передбачає отримання сумісного рішення задачі пружнопластичного згину штаби з поздовжнім розтягом [4] та рівняння пружного розвантаження для кожної криволінійної ділянки профілю.

Спеціалізованого програмного забезпечення для вирішення подібних задач не існує, а використання системи Mathcad не дозволяє добитися швидкості і зручності отримання результатів та вимагає наявності ліцензії.

Для вирішення цієї проблеми було прийнято рішення розробки власного відповідного програмного забезпечення. З метою досягнення зручності користування та мобільності для реалізації було обрано Flutter. Flutter – комплект засобів розробки та фреймворк для створення мобільних додатків для Android та iOS, веб-додатків, а також настільних додатків для Windows, macOS та Linux з використанням мови програмування Dart, розробленої корпорацією Google.

В результаті було розроблено мобільний додаток, який дозволяє проводити розрахунки параметрів, що необхідні для налаштування профілювального устаткування, сили затискання заготовки в кінцевих затискачах F_n та сили попереднього розтягу штабової заготовки F_z , (рис. 1), а також розрахунки геометричних параметрів кінцевих затискачів та профілювальних роликів для отримання відповідної конфігурації профілю (рис. 2 а). Для профілів, які мають декілька криволінійних ділянок з різними геометричними параметрами, розрахунок проводиться послідовно для кожної ділянки (рис. 2 б).

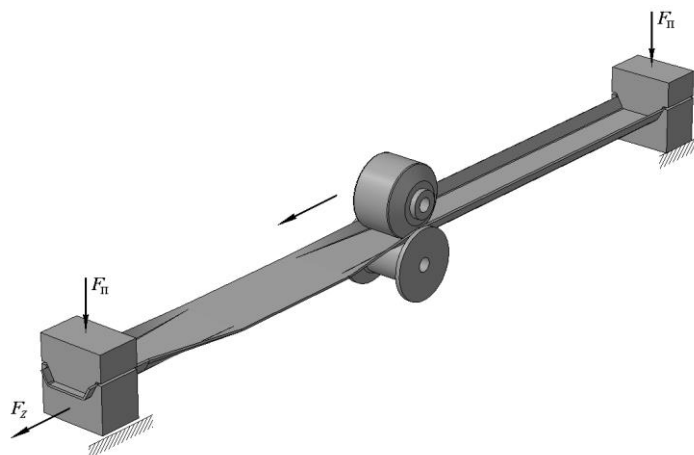


Рис. 1. Схема виготовлення профілю згідно технології гнуття з поздовжнім розтягом

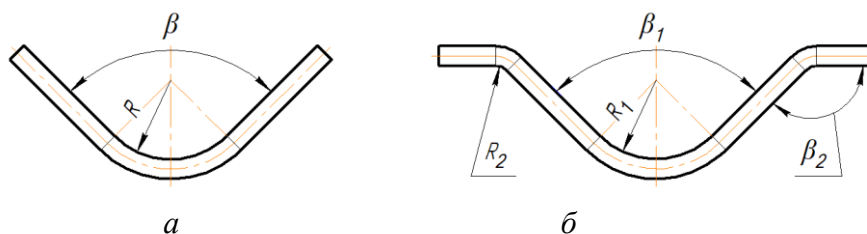


Рис. 2. Приклади профілів з однією та декількома криволінійними ділянками

Перший екран передбачає введення розмірів перерізу штабової заготовки (ширина і товщина) та механічних властивостей її матеріалу (границя текучості, модуль пружності, відносний модуль зміцнення) (рис. 3 а). Також на екрані передбачена можливість вибору мови додатку та отримання довідкової інформації.

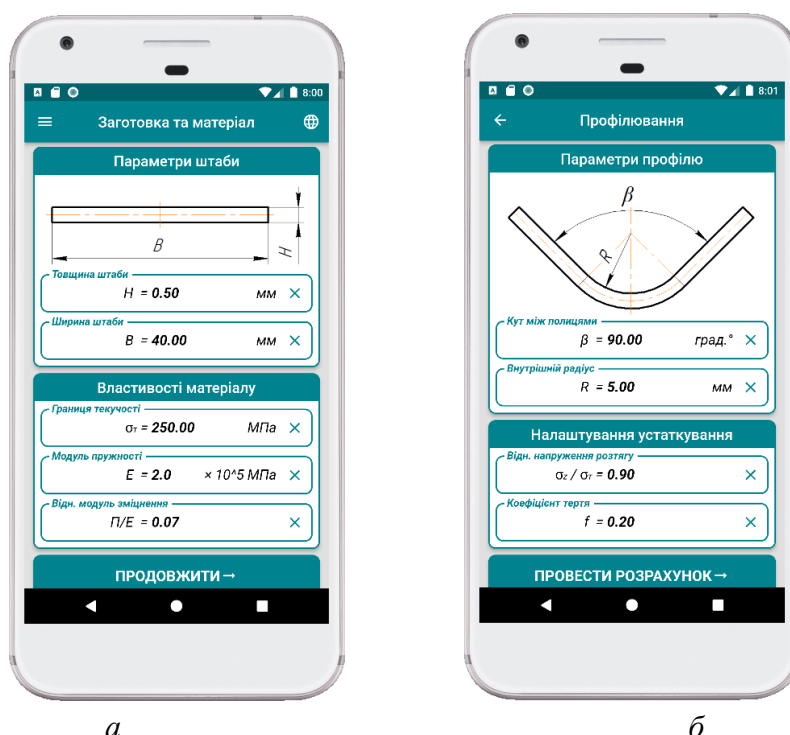


Рис. 3. Екрани введення даних для розрахунку

Другий екран – введення геометричних характеристик ділянки профілю, що розраховується (внутрішній радіус і кут між полицями), а також, деякі характеристики профілювального устаткування, необхідні для проведення розрахунків (відносні напруження розтягу і коефіцієнт тертя матеріалу штабової заготовки в кінцевих затискачах) (рис. 3 б).

На третьому екрані (рис. 4) виводяться результати розрахунків:

- 1) для налаштування профілювального устаткування – сила затискання кінцевих ділянок заготовки і сила попереднього розтягу штабової заготовки;
- 2) для проектування кінцевих затискачів і профілювальних роликів – геометричні характеристики для отримання потрібної форми ділянки профілю, що виготовляється (кути між полицями та внутрішні радіуси згину).

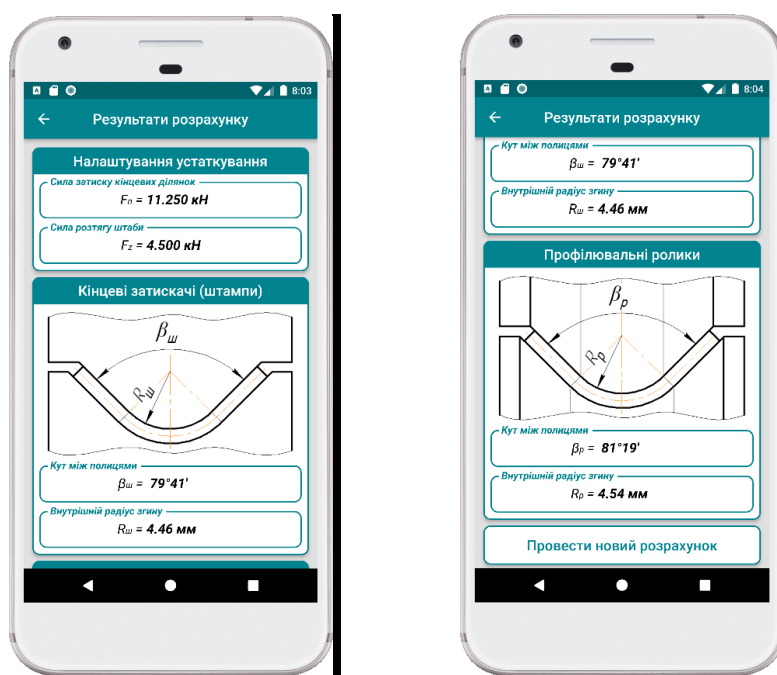


Рис. 4. Екран з результатами розрахунків

Висновок. Застосування розробленого додатку дозволить кардинально скоротити час на технологічну підготовку виробництва тонкостінних профілів гнуттям з поздовжнім розтягом за рахунок автоматизації розрахунків геометричних параметрів технологічного оснащення та силових параметрів профілювального устаткування.

Література:

1. Новошицкий А. В. Технология изготовления модульных конструкций малотоннажных судов [Текст] : монография / А. В. Новошицкий. – Николаев : издательство Швец В.М., 2021. – 164 с.
2. Декл. пат. 44451А Україна, МПК7 В 21 D 5/00, В 21 D 53/00. Спосіб виготовлення гнутих профілів [Текст] / С. М. Соловйов, А. В. Новошицкий ; Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова. – № 2001031674 ; заявл. 12.03.01 ; опубл. 15.02.02, Бюл. № 2.
3. Декл. пат. 43149А Україна, МПК7 В 21 D 5/00, В 21 D 11/20. Розтяжна машина [Текст] / С. М. Соловйов, А. В. Новошицкий ; Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова. – № 2001031675 ; заявл. 12.03.01 ; опубл. 15.11.01, Бюл. № 10.
4. Новошицкий А. В. Упругопластический изгиб с продольным растяжением полосы с учетом упрочнения материала [Текст] / А. В. Новошицкий // 3б. наук. пр. УДМТУ. – Миколаїв : УДМТУ, 2003. – № 5 (391). – С. 81–87.

Секція № 5

ІННОВАЦІЇ В СИСТЕМІ ПІДГОТОВКИ ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ФАХІВЦІВ

СТАРИЙ НАВЧАЛЬНИЙ КОРПУС НУК – КОЛИСКА ТЕХНІЧНОЇ ОСВІТИ В МИКОЛАЄВІ

Наливайко В. С.

*кандидат технічних наук, доцент кафедри двигунів внутрішнього згоряння, установок та
технічної експлуатації*

Гогоренко О. А.

*кандидат технічних наук,
в.о. завідувача кафедри двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної
експлуатації*

*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
м. Миколаїв, Україна*

Після того, як Міністерство народної освіти Росії повідомило, що відбулось «высочайшее повеление» царя Миколи І про відкриття в Миколаєві з 1 червня 1902 р. середнього механіко-технічного училища, яке стало базою для створення Миколаївського кораблебудівного інституту, нині Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, починається слава історія Старого корпусу, яка продовжується вже 120 років.

В 1902 р. міська управа для розміщення училища виділила ділянку загальною площею приблизно 12000 м² під будівництво корпусів в 81-му кварталі по вулиці Кузнецькій між вул. Бугською і вул. Левадівською.

Проект основних будівель був виконаний головним міським архітектором Штукенбергом Є. А. в 1902 р. Тобто, 2022 рік – ювілейний для старого корпусу, якщо відлік часу вести з моменту його появи на папері.

На початку 1903 р. на очищеній ділянці розпочалось будівництво основних будівель училища. Для будівництва корпусів була створена авторитетна комісія на чолі із директором реального училища І. А. Клововським.

4 червня 1903 р. на закладку навчального корпусу училища прибула міська влада та духовенство. Почесним гостем був прибулий із Санкт-Петербурга один із авторів проекту і ініціаторів відкриття такого училища в м. Миколаєві, професор Боклевський К. П. – декан кораблебудівного відділення Санкт-Петербурзького політехнічного училища.

Через один рік головний корпус був зведений і прийнятий в міську казну від підрядчика, харківського купця 1-ї гільдії С. Г. Солуна. Приймала його будівельна комісія під головуванням директора училища В. А. Углецького. В складі комісії був спеціально відряджений управлінням Одеського навчального округу архітектор Короповський.

В 1904 р. будівництво корпусів училища закінчилось і вони були прийняті в міську казну. Освячення всього комплексу – необхідний ритуал тих часів – відбулось 30 серпня

1904 р. Слід відмітити те, що будівництво такого великого комплексу навіть по теперішнім міркам, відбулось фактично за один рік.

На рис. 1 зображено плани I і II поверхів навчального корпусу де показано розташування приміщень станом на 1904 р. Приведена назва того чи іншого приміщення, а в дужках вказується його призначення в теперішній час.

Зануримось в минуле на 120 років назад. Мова буде йти тільки про навчальний корпус, який фасадом виходить на вулицю Кузнецьку. Головний вхід до нього розташований в самому центрі будівлі. Над ним височить ажурний навіс, який зберігся до цього часу.

З вулиці корпус має два поверхи з великими вікнами, а з подвір'я – два з половиною, так як внаслідок розпушування ґрунту довелось проводити значні земляні роботи і опустити фундамент глибше, ніж передбачалось. Великі двері ведуть в просторий, красиво оздоблений вестибюль, підлога якого викладена дорогоцінною пірогранітною плиткою. Декілька маршрутних сходів ведуть із вестибюлю в наскрізний коридор, який в вимощений пірогранітною плиткою. Яка до речі зберіглась до сьогодні, що не можна сказати про дорогоцінну плитку в вестибюлі.

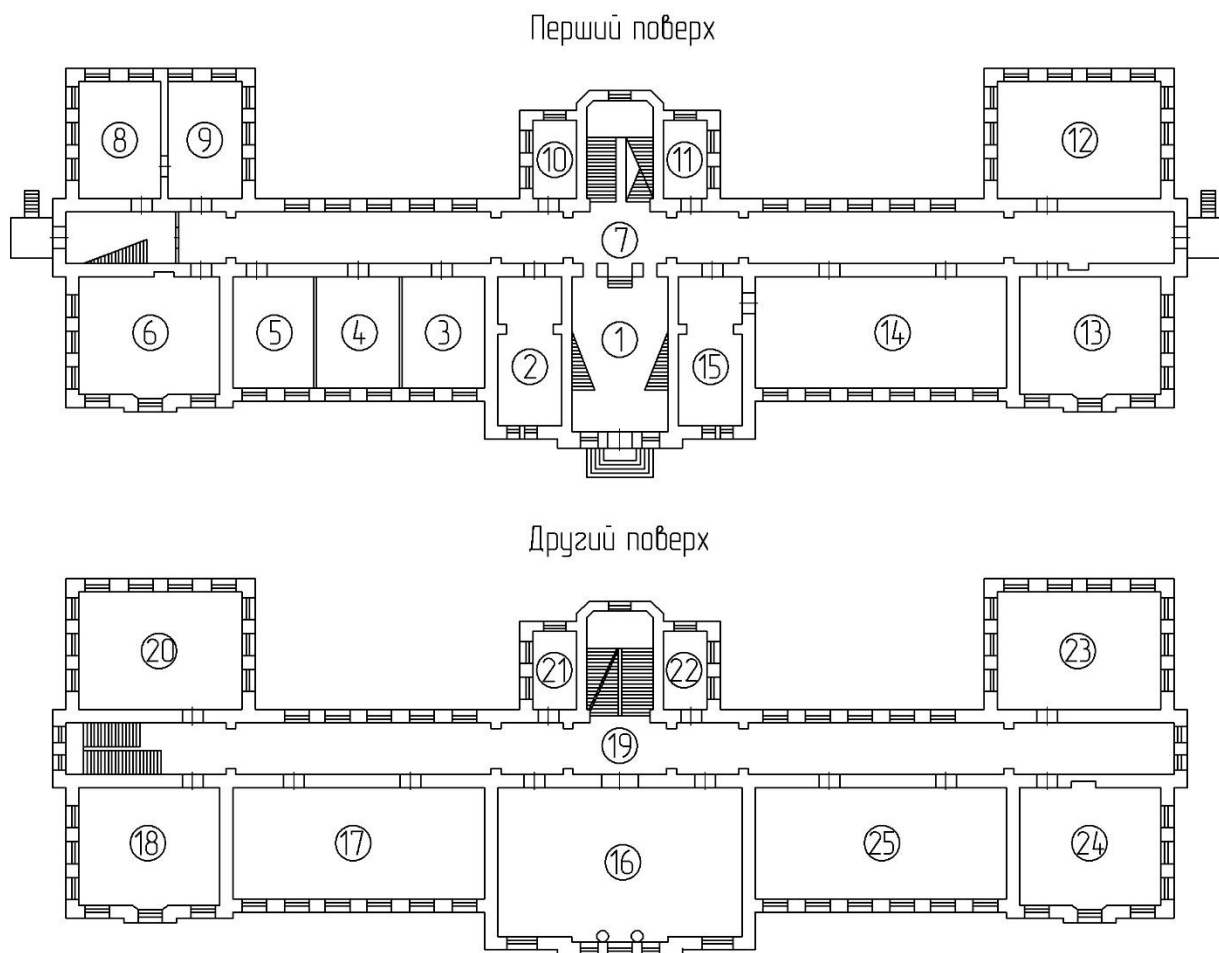


Рис. 1. Плани I і II поверхів навчального корпусу: 1 – вестибюль; 2 – кабінет директора (деканат ННЦ МІ); 3 – канцелярія (ауд. 51, лабораторія кафедри КіР); 4 – хімічний кабінет (ауд. 50, аудиторія каф. ТСМ); 5 – фізичний кабінет (ауд.49, навчальна); 6 – підготовчий клас (ауд. 48, навчальна);

7 – коридор; 8 – кухня; 9 – їдальня (ауд. 47, навчальна); 10 – роздягальня (ауд.45, склад, бібліотека); 11 – роздягальня для учнів (архів); 12 – бібліотека (ауд.39, кафедра ТСМ); 13 – клас для креслення (ауд.56, читальний зал);

14 – клас для креслення (ауд. 55, деканат, ауд. 54 кафедри ДВЗ);

15 – допоміжна класу для креслення (ауд. 53, кафедра СЕУ); 16 – актовий зал (ауд.80, конференц зал); 17 – клас №3 (каф. КІР, ауд.79, каф. СЕУ); 18 – клас №4 (ауд.78, навчальна); 19 – коридор; 20 – музей; 21 – службове приміщення (ауд. 77, навчальна); 22 – викладацька (архів); 23 – клас №1 (ауд.73, навчальна); 24 – клас №2 (ауд. 85, каф. СЕУ); 25 – клас для малювання (ауд. 83, навчальна)

Проте зберіглись маршрутні сходи в коридор і в напідвальне приміщення. Просторий коридор освітлюється великими вікнами, які виходили на подвір'я. Як бачимо, майже всі службові приміщення розташовані на фасадній стороні будівлі за винятком декількох, які знаходяться на крилах.

Відразу, за арочним входом зліва знаходився невеликий кабінет директора училища з приймальною. Напроти, була роздягальня. В самому кінці коридору цієї частини розміщувалося єдине навчальне приміщення – підготовчий клас. Напроти нього, в крилі, розміщується їдальня для учнів. Це велика кімната площею 89 м² при ній була кухня, що давало можливість учням частувати гарячі сніданки.

Поряд з підготовчим класом розміщувався фізичний кабінет, а за ним – хімічний. Далі слідує канцелярія і, як вже відмічалось кабінет директора, що межує з вестибюлем.

По другу сторону вестибюлю з правої сторони розташовані два класи для креслення. Особливо обширним був перший. В якому можна було виготовляти великі креслення по корпусу судна, а також проводити розміточні роботи. Поряд із цим класом була невелика кімната, де зберігались спеціальні інструменти для виготовлення великих корпусних креслень і засоби проведення розміточних робіт. Напроти в другому крилі будівлі було велике приміщення для технічної бібліотеки. До цього часу в училищі накопичилось більше 1000 примірників технічної літератури. Також поповнювалась бібліотека і художньою літературою.

На верхній поверх посередині коридору з вестибюлю ведуть широкі маршрутні сходи в два марші з просторою площадкою посередині. На другому поверсі через всю будівлю простягається коридор з плиточною підлогою. На цьому поверсі розміщувались всі чотири основні навчальні класи. В кінці коридору, в крилі знаходився музей техніки, який тільки почав працювати. Рядом із музеєм знаходився третій і четвертий навчальні класи. Напроти парадних сходів був розташований актовий зал. Великий за своїми розмірами (182 м²) і високою стелею 6,2 м з ліпленими карнизами, проти 4,8 м у всіх інших приміщеннях, що давало багато світла і повітря. Цей зал був справжньою прикрасою всьому училищу.

Вважається, що красиве оздоблення актового залу – люб'язність підрядника Солуна, який за власний рахунок, не жаліючи коштів, надав залу розкішний вигляд. Він ще багато чого зробив, що не вимагалось від нього контрактом.

За актовим залом розміщувався клас для малювання, а далі другий основний навчальний клас. Перший навчальний клас розміщувався напроти в крилі. Слід відмітити, що у всіх приміщеннях були прекрасна паркетна підлога і широкі вікна, які забезпечували багато світла і свіжого повітря.

Архітектурний ансамбль вражав місцевих жителів, які називали його «Светлым училищным дворцом».

Складений підрядником надзвичайно лояльно кошторис на побудову всього комплексу будівель училища в 182 тис. карбованців виявився недостатнім. Фактична вартість складала 260 тис. карбованців, але комплекс мав такий прекрасний вигляд, що міська громада згодилась із такою сумою витрат.

Ось така славна історія Старого корпусу НУК. Так було задумано, що саме в цьому місці буде відбуватись навчання, то ж задачею нинішнього покоління є збереження цієї традиції для майбутніх поколінь. Ми переконалися в тому, що історію мають не лише міста та люди, а й будинки, які наповнюють ці міста та в яких працюють і живуть люди.

Література:

1. Николаевское среднее механико-техническое училище. Газета «Южная правда» № 224 от 01.09.1904 г.
2. Крыщенко С. В. Колыбель николаевских инженеров. Газета «Николаевский базар» от 05.12.2021 г.
3. Романовский Г. Ф. 1902 год – начало кораблестроительного образования в Украине. Очерки истории Николаевского среднего механического училища 1902-1917 г.г. / Г. Ф. Романовский, В. Г. Матвеев. – Николаев, УГМТУ, 2002. – 28 с.
4. Горбов В. М. Отделение, факультет, институт. Очерки истории машиностроительного факультета Национального университета кораблестроения / В. М. Горбов, Дымо Б. В., Наливайко В. С. – Николаев: НУК, 2004. – 76 с.

"SOFT SKILLS" ЯК НЕОБХІДНІ ЯКОСТІ СУЧАСНОГО ІНЖЕНЕРА

Патлайчук О. В.

*кандидат філософських наук,
доцент кафедри соціально-гуманітарних дисциплін*

Патлайчук В. М.

*кандидат технічних наук, завідувач кафедри турбін
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
м. Миколаїв, Україна*

"Soft skills" ("м'які навички") – це нетехнічні навички, пов'язані з тим, як ви працюєте. Вони включають те, як ви взаємодієте з колегами, як ви вирішуєте проблеми та як керуєте своєю роботою. Альтернативні назви "soft skills" – "навички міжособистісного спілкування" ("interpersonal skills"), "істотні навички" ("essential skills"), "некогнітивні навички" ("noncognitive skills") [1].

Давайте розглянемо, що таке "soft skills", розглянемо їх типи та приклади, а також способи їх розвитку.

"Soft skills" пов'язані з тим, як ви працюєте. Вони включають міжособистісні (людські) навички, комунікативні навички, навички слухання, управління часом і емпатію, серед іншого.

Менеджери з найму зазвичай шукають кандидатів із навичками спілкування, оскільки вони роблять когось більш успішним на робочому місці [2]. Хтось може чудово володіти технічними, специфічними навичками роботи, але якщо він не вміє керувати своїм часом або працювати в команді, він може не досягти успіху на робочому місці.

"Soft skills" вважаються важливими для успіху також більшістю роботодавців. Зрештою, майже кожна робота вимагає від працівників певним чином взаємодіяти з іншими.

Ще одна причина, чому менеджери з найму та роботодавці шукають кандидатів із розвиненими "soft skills", полягає у тому, що ці навички спілкування є універсальними, які можна використовувати незалежно від типу виконуваної роботи. Це робить кандидатів на роботу з розвиненими "м'якими навичками" дуже адаптивними працівниками.

"Soft skills" є особливо важливими у роботах, орієнтованих на клієнтів. Працівники цієї сфери безпосередньо контактують із безліччю людей. Щоб уміти вислухати клієнта та надати йому корисне та ввічливе обслуговування, потрібні певні навички спілкування.

Які є основні типи "soft skills"? До "м'яких навичок" відносять: здатність до адаптації ("adaptability"); комунікабельність ("communication"); здатність творчо мислити ("creative

thinking"); дисциплінованість ("dependability"); дотримання трудової етики ("work ethic"); здатність працювати у команді ("teamwork"); позитивний настрій ("positivity"); вміння керувати своїм часом ("time management"); мотивованість ("motivation"); вміння вирішувати проблеми ("problem-solving"); здатність до критичного мислення ("critical thinking"); здатність вирішувати конфлікти ("conflict resolution").

Як розвинути "soft skills"? На відміну від "hard skills" ("жорстких навичок"), які вивчаються, "м'які навички" схожі на емоції або розуміння, які дозволяють людям "читати" інших. Це набагато важче вивчити, принаймні в традиційному сенсі. Їх також набагато важче виміряти й оцінити.

Шкільні та університетські освітні програми чималою мірою сприяють формуванню "soft skills". Подальший розвиток "м'які навички" отримують вже в процесі трудової активності, особливо протягом роботи у командному середовищі.

Якщо Ви бажаєте досягти успіху у своїй роботі, то розвивайте свої "м'які навички" цілеспрямовано, використовуючи для цього усі підручні можливості. Наприклад, замість того, щоб просто обговорювати проблеми з вашим менеджером, запропонуйте шляхи вирішення цих проблем. Якщо ви бачите, що ваш колега має певні труднощі при вирішенні якоїсь проблеми, запропонуйте йому свою допомогу. Якщо є засіб, який може покращити ваше робоче місце, запропонуйте його.

При наймі на роботу роботодавці зазвичай безпосередньо не запитують, чи володієте ви навичками спілкування. Натомість, для того, щоб оцінити, чи володієте ви цими "soft skills", вони наводять певні ситуації та запитують, що б ви зробили для їх вирішення [4].

Коли ви намагаєтесь одержати нову роботу, підкреслюйте свої навички спілкування так само, як і професійні навички. Особливу увагу зверніть на ті навички, які мають безпосереднє відношення до бажаної роботи. Не соромтесь вказувати їх у супровідному листі та наводити докази того, що ви володієте ними.

Активно демонструйте свої "soft skills" під час співбесіди з менеджерами з найму. Доброзичливість та доступність, які ви проявите при цьому, вже є доказом наявності певних "м'яких навичок". Якщо ви будете уважно стежити за розмовою інтерв'юера, ви продемонструєте свої навички слухання.

Література:

1. South Dakota Department of Education. Soft Skills. URL: <https://doe.sd.gov/CTE/softskills.aspx>
2. Society for Human Resource Management / Mercer Survey Findings: Entry-Level Applicant Job Skills. URL: <https://bit.ly/2GAaq4p>
3. Office of Disability Employment Policy. Skills to Pay the Bills. URL: <https://www.dol.gov/sites/dolgov/files/odep/topics/youth/softskills/softskills.pdf>
4. University of Cincinnati. The Soft Skills That Will Land You Your Dream Job. URL: <https://grad.uc.edu/student-life/news/soft-skills.html>

MAIN TRENDS IN THE DEVELOPMENT OF THE EDUCATIONAL PROCESS IN HIGHER EDUCATION

Patlaichuk O. V.

*Associate Professor of Social Sciences and Humanities Department
Admiral Makarov National University of Shipbuilding
Mykolayiv, Ukraine*

In the global educational area, values are constantly being rethought, policies reformatted and priorities revised. Therefore, in order for Ukraine to be able to freely join the current international educational program, it is necessary to study, analyze and implement progressive world experience, trends and values [1], [2].

Let's consider the main global trends in the development of the educational process in higher education [3], [4].

1. Digitization as a way of managing the educational process.

Researchers often characterize this trend as a certain implementation of the artificial intelligence system in education management and note two necessary conditions for this "digitalization" of the educational process. First, educational institutions must be equipped with appropriate computer equipment and software. Secondly, for the possibility of applying this technique, teachers and support staff must have sufficient qualifications.

When discussing this trend, attention is often drawn to the fact that artificial intelligence will contribute to the personalization of the educational process, the creation of individual educational trajectories, the assessment of the competencies of those seeking higher education, and will even be able to provide students with recommendations for further education. Therefore, we should expect that very soon something like a "smart university" will appear next to the "smart house" and "smart city".

2. Digitization as a way of providing information for students.

The coronavirus pandemic clearly showed that digitization from an auxiliary direction of development became the main one, turned into a real means of education. New methods of digital education dictate the need to develop new didactics, and this, in turn, requires a change not only in pedagogical qualifications, but also in the way of thinking of professors. E-learning is no more "e-learning", but "digital learning". This term emphasizes that learning is not divided into face-to-face and distance learning, but uses all different modern tools to achieve the educational aim.

3. Distance learning as a norm.

A few years ago, distance learning in some online schools or online courses was exotic. Now you won't surprise anyone with this. Millions of schoolchildren and students were forced to switch to distance learning. They are increasingly being followed by educational platforms and businesses that previously worked online.

Traditional universities, classical and alternative schools are moving online. The fear of distance education during the pandemic has disappeared. We learned that online education can also be of high quality. Although, of course, it is only developing.

4. Individual educational trajectories.

A current trend is a certain freedom of student choice of educational material. This approach is implemented through the formation of the so-called "individual educational trajectory" and a flexible curriculum that corresponds to this trajectory.

The student gets the opportunity to independently choose a subject that interests him, as well as methods of learning new materials and solving problems. This approach, in addition to improving professional skills, also greatly contributes to the development of creative abilities and critical thinking of students.

5. Visualization in the educational process.

It refers to the process of presenting data in the form of an image with the aim of maximum ease of understanding. The brain perceives visual information 60 times faster than text. Therefore, images are the best friend of teachers and everyone who wants to present important data as clearly and clearly as possible. The transition to distance education naturally increased interest in information visualization in education: the combination of text and images became almost the main connecting link between the student and new knowledge.

You can visualize a certain theory, a personality portrait, a TV manual, a plane crash, a political situation – absolutely all data. Infographics can include text, symbols, diagrams, charts. But the images themselves play a key role in it [5].

6. Microlearning.

In the contemporary world, it is recognized that in order for students to better perceive information, it is advisable to present it not in large volumes at once, but through "microlearning".

Microlearning is a way of presenting learning material in the form of small learning blocks. Each element has a certain specific meaning, and a minimum of time is allocated to its study. Microlearning gives teachers considerable freedom of choice, as well as opportunities to personalize methods and interactive techniques.

7. Use of smartphones in the educational process.

Special technical means have always been used in the educational process. Video projectors, televisions and other demonstration equipment are already traditional for teaching educational material. Nowadays, more and more attention is paid to the use of smartphones in the educational process, which are actually powerful computer means of communication. Such well-known software manufacturers as Google and Microsoft create entire sets of programs for education (Google Workspace for Education, Microsoft 365 Education), which are specially adapted for use with smartphones.

8. Use of media environments.

Now there is a rapid increase in the influence of social networks and visual sources of information, such as YouTube, Instagram, Twitter. Media education is a process of personality development with the aim of forming a culture of communication, creative and communicative abilities, critical thinking, the ability to fully perceive, interpret, analyze and evaluate media texts, teaching various forms of self-expression using media technology. Students should be able to actively use the information environment and competently filter information coming from the Internet.

9. Data analysis when creating new educational products.

The creation of new educational products will increasingly be based on data analysis, rather than on the intuitive vision of teachers. Digital learning services generate a large amount of data about the behavior of learners and their interaction with content, which allows the transition from the model of "teaching as an art" to the model of "teaching as a science".

10. Use of elements of edutainment.

Edutainment is the education in an entertaining format. This trend is currently very popular for schools. But some elements of edutainment find a place in higher education as well. Its important feature is the presentation of material in an accessible and understandable language, with the integration of elements of entertainment and education.

Modern technical means make it possible to make "fun" synonymous with learning. The quality and number of edutainment projects around the world is constantly growing. Getting pleasure from the learning process is the key to sustained interest in learning.

11. Immersive learning.

Immersive learning is the use of Virtual Reality (VR) and Augmented Reality (AR) technologies. The immersive format allows:

- at first, to create a realistic environment as close as possible to real life;

– secondly, train specifically and purposefully. We supposedly blur the line between theory and practice.

As a result, the necessary skills are learned faster and better.

Nowadays, these technologies are very expensive. But in the foreseeable future, VR will become cheaper. There will be educators who have mastered VR as a hobby and can-do projects of medium complexity at an affordable price. Glasses and helmets will be more and more qualitative and cheap. The general experience of creating VR projects will be accumulated [6].

References:

1. Головні тенденції розвитку вищої освіти в європейських країнах. URL: <https://bit.ly/3PWbaTg>
2. Тенденції розвитку зарубіжної вищої освіти. URL: <https://bit.ly/3KpqVB6>
3. 11 освітніх трендів 2021 року. URL: <https://bit.ly/3PRYNap>
4. Богосвятська А. 10 освітніх трендів на 2021-2022 н.р. URL: <https://bit.ly/3e5vWD2>
5. Круглов В. Гейміфікація, гаджети і проектне навчання. Сім сучасних трендів в освіті. URL: <https://bit.ly/3RfPeDI>
6. National Geographic Learning: Тренди освіти у 2021 році та як втілювати їх на практиці. URL: <https://bit.ly/3wA8nIO>

GOOGLE DIGITAL TOOLS FOR HIGHER EDUCATION

Patlaichuk O. V.

*Associate Professor of Social Sciences and Humanities Department
Admiral Makarov National University of Shipbuilding
Mykolayiv, Ukraine*

In the conditions of challenges to the education system caused by a long pandemic and war, in order to expand the possibilities of using digital tools for organizing distance learning and improving the efficiency of the educational process, specialized cloud software suites are increasingly being used in Ukrainian higher education, the most popular of which is Google Workspace for Education and Microsoft 365 Education from the American companies Google LLC and Microsoft Corp.

The development of cloud technologies by Google began in 2006 with the introduction of Gmail. In the same year, the Google Calendar, Google Talk and Google Page Creator programs were added, which were combined into the Google Apps for Your Domain suite. Also, in 2006, for the first time, the company allowed educational institutions to use this service, calling it Google Apps for Education.

Further development supplemented the Google Apps with such well-known products as Google Docs, Google Drive, Google Forms, Google Meet, Google Classroom, and others. In 2016, the Google Apps was rebranded as G Suite. In 2020, as a result of a new rebranding, it received the current name Google Workspace.

While most Google services are available separately for free to consumers using their free Google Accounts (via Gmail), Google Workspace adds paid enterprise features, such as domain-customizable email addresses (for example, @yourcompany.com), the ability to unlimited Drive storage, additional administration tools and advanced settings, as well as 24/7 phone and email support.

Based in Google data centers, information is stored directly and then synchronized with other data centers for backup purposes. Unlike free consumer services, paid Google Workspace users do not see advertisements while using the services, and information and data in Google

Workspace accounts are not used for advertising purposes. Additionally, Google Workspace administrators can customize security and privacy settings.

The educational version of the suite of cloud services from Google was named Google Workspace for Education. As of April 2020, it had 120 million paid users.

The following Google Workspace services are most often used in the educational process:

Google Classroom – a web service for creating, distributing and checking tasks in a paperless way (including in real time);

Google Meet – a video communication service between users, with the possibility of screen broadcasting;

Gmail – a free electronic mail service;

Google Drive – a data storage owned by Google that allows users to store their data on servers in the cloud and share it with other users on the Internet;

Google Forms – an application that allows users to create and edit online surveys, collaborating with other users in real time;

Google Calendar – a service with the possibility of time management and planning;

Google Docs – a free cloud office suite that includes a text editor, a table editor, and a service for creating presentations;

Google Jamboard – a digital interactive board that provides joint meetings and "brainstorming";

Google Keep – a note-taking app with a variety of tools that include text, lists, voice, and images.

The use of Google Workspace services in higher education institutions has the following advantages: reliability (services traditionally have high functionality and data protection); individual access to resources and services; the possibility of forming user groups and divisions; filtering of unwanted content by the system, the administrator, and the user himself; centralized administration thanks to an expanded set of methods and tools; a significant amount of disk (cloud) space provided to the user; Ukrainian-language interface; accessibility from mobile devices, including the best possible device support; integration with other software tools of the educational institution.

Users of Google Workspace have a unanimous opinion that its services are powerful tools for collaboration and communication that can improve the quality of learning (especially distance learning) and promote the development of independent work skills, critical thinking, cooperation, communication, and the development of creative and innovative skills [1].

The feasibility of implementing a separate Google Workspace for Education suite in educational institutions is determined by the advantages of corporate accounts, the main of which are: centralized creation of student accounts; integration of services within one or more Internet domains; advanced support for collaboration, in particular through the use of user group accounts and shared address books; a significant number of settings, which makes it possible to adapt cloud services to the needs of the educational institution; the possibility of saving an almost unlimited amount of data; absence of advertising on web pages; limiting access to unwanted content; the possibility of receiving reports and analytical information about the use of services.

Domestic researchers note that the widespread use of the Google Workspace for Education suite makes it possible to effectively implement distance learning in higher education institutions of Ukraine [1], [2].

In order to popularize Google Workspace services in Ukrainian educational institutions, Google regularly holds introductory webinars, trainings, and master classes in our country [3], [4], [5]. Thus, as part of the agreements with the Ministry of Education and Science of Ukraine on expanding the possibilities of using digital tools for the organization of the educational process, on July 25, 2022, the Google company started a series of free online training for scientific and pedagogical workers of educational institutions of all levels as part of the program "Digital Google tools for education", which will be held throughout the 2022/2023 academic year [6].

12 training sessions are planned (every month). The duration of one training series will be 4 weeks - 30 hours (1 ECTS credit). Upon the results of training, a certificate of advanced training is provided in accordance with the requirements of the Cabinet of Ministers of Ukraine Resolution No. 800 of 08/21/2019.

References:

1. Микитенко П. В., Галицький О. В. Використання сучасних хмарних технологій у навчальному процесі закладу вищої освіти. *Освітній дискурс: збірник наукових праць*. – 2021. 33(5). – С.7-16.
2. Коноваленко С. М. Хмарні сервіси в освітньому процесі студентів технологічних коледжів. *Інформаційні технології і засоби навчання*. 2017. Том 58. № 2. – С.88-97.
3. Офіційний блог – Google Україна. URL: <https://bit.ly/3Avaqiv>
4. Онлайн-семінар “Цифрові інструменти Google для вищої освіти”. URL: <https://bit.ly/3pRzDP4>
5. Ефективні рішення Google для оптимізації освітнього процесу онлайн. URL: <https://bit.ly/3ASDaTF>
5. Цифрові інструменти Google для освіти. Курс GWUA 2022-2023. URL: <https://bit.ly/3ARBI9n>

ДЕЯКІ ПИТАННЯ ПІДГОТОВКИ ФАХІВЦІВ ПО ЕКСПЛУАТАЦІЇ СКЛАДНИХ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ

Анастасенко С. М.

кандидат технічних наук,

доцент кафедри теплоенергетики та технологій машинобудування

Первомайського навчально-наукового інституту

Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова

м. Первомайськ, Україна

Стрімкий розвиток засобів обчислювальної техніки та програмного забезпечення ПК суттєво розширює можливості розробки та впровадження у навчальний процес інженерних кафедр найрізноманітніших комп'ютерних практикумів для моделювання процесів складних технічних систем, включаючи віртуальні тренажери та лабораторні роботи [1, с. 15]. В Інтернеті можна знайти безліч сайтів, що пропонують такі матеріали або приймають замовлення на їх розробку. Однак такі розробки виконували зазвичай під специфічні запити конкретного замовника і часто не можуть бути використані в умовах іншої дисципліни, іншої кафедри, іншого вишу [2, с. 57]. Дуже скромне фінансування освітніх програм змушує відмовлятися від послуг професіоналів та займатися розробкою віртуальних комплексів самих викладачів кафедр.

Скорочення термінів підготовки та оперативна взаємозамінність фахівців посилюють вимоги перед розробниками системи автоматизованого освоєння складних технічних систем (СТС). Як зробити, щоб система була адаптивною до індивідуальних особливостей користувача-фахівця (КФ)? Як скоротити термін підготовки? Як автоматизувати процес освоєння складних технічних систем без зниження якості підготовки? Така система має бути здатна готувати спеціалістів з експлуатації складних технічних систем за заданий час до заданого рівня з високою ефективністю. Система, що розробляється, повинна бути інваріантною до предметної області, де існують складні технічні системи.

Висока ефективність системи, призначеної для підготовки фахівців з експлуатації складних технічних систем, досягається за допомогою: синтезу індивідуального курсу освоєння для кожного КФ, з можливістю динамічного коригування у процесі підготовки; адаптацію до конкретного КФ на основі складання його кваліфікаційної моделі користувача-фахівця (КМКФ); реалізації адаптивно-діалогової взаємодії.

Дослідження підтвердило збільшення продуктивності праці з використанням трьох моніторів загалом на 35 %. У системі використовується три монітори: 1) Графічна інформація з теми, що вивчається (структурні, функціональні, принципові схеми, малюнки і т.д.); 2) Інформація про користувача-фахівця (інформаційна панель) та текстова інформація з теми, що вивчається; 3) Програмно-імітована техніка (рис. 1).



Рис. 1. Система автоматизованого освоєння на трьох моніторах

У системі реалізовано метод автоматизованого управління індивідуальним освоєнням складних технічних систем, що реалізує: синтез індивідуального курсу освоєння для кожного КФ на початковому етапі підготовки, з динамічним коригуванням курсів у процесі підготовки залежно від поточного рівня підготовленості; адаптацію до конкретного КФ на основі складання його кваліфікаційної моделі користувача-фахівця (КМКФ), що включає набір параметрів, які характеризують діяльність КФ у процесі освоєння та його особисті якості; реалізацію адаптивної діалогової взаємодії, залежно від рівня підготовленості.

Запропонована система дозволяє здійснювати: ознайомлення із конкретною технікою; освоєння (вивчення та вміння працювати на техніці); підвищення кваліфікації, перепідготовку на інший профіль. У режимі налаштування є можливість редагувати існуючі та створювати нові курси підготовки. Може використовуватися для підготовки спеціалістів з експлуатації складних технічних систем та дозволяє готувати спеціалістів за заданий час до заданого рівня (конкретна посада).

Таким чином, система дозволяє проводити безперервну підготовку фахівців (підтримка на заданому рівні знань, умінь, навичок...) з експлуатації складних технічних систем, яка має забезпечити оперативну взаємозамінність фахівців.

Література:

1. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 3. Компьютерный практикум. Моделирование процессов в ДВС. Учебник для вузов / В. Н. Луканин и др. – 3-е изд., перераб., – М.: Высш. шк., 2007. – 414 с.
2. Нові технології навчання: Наук.-метод. зб. Спец. випуск / Кол. авт. – К.: Ін-т інноваційних технологій і змісту освіти, 2006. – 152 с.
3. Запрягаев С. А., Кургалин С. Д., Хорошавин С. А. Виртуальные лаборатории в учебном процессе вуза. URL: tm.ifmo.ru/tm2006/db/doc/get_thes.php?id=69

C-TEST: РІЗНОВИД ІНШОМОВНОГО ТЕСТУВАННЯ ДЛЯ СТУДЕНТІВ ТЕХНІЧНИХ СПЕЦІАЛЬНОСТЕЙ

Постосєв І. І.

студент груп 6521м; 6221м

Науковий керівник – Гогоренко О. А.,

*кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри двигунів внутрішнього згоряння,
установок та технічної експлуатації*

*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
м. Миколаїв, Україна*

Сі-тест це різновид тестування у якому здобувачеві освіти подається уривок іншомовного тексту в якому кожна лексична одиниця яку він повинен засвоїти має пропуски у літерах в середині слова. Завданням здобувача освіти є відновлення усіх таких слів з уривку тексту цілком. Уривок тексту який буде містити у собі термінологію з курсу теорія ДВЗ, наприклад, англійською мовою дасть можливість не тільки розширити словниковий запас студента, а й ще й опанувати нову лексику саме з цієї спеціалізації.

Основне призначення іноземної мови як предметної галузі навчання – це оволодіння студентами навичками іншомовного спілкування. Обов'язковою вимогою до випускника немовного закладу вищої освіти є сформоване вміння логічно, аргументовано організовувати своє мовлення у конкретних ділових, наукових, професійних сферах та ситуаціях. Зрозуміло що без гарного словникового запасу неможливо висловити думку іноземною мовою, і як наслідок, не є можливою міжкультурна та міжособистісна взаємодія у професійній сфері діяльності. Будь-який процес навчальної діяльності підлягає контролю. Сі-тест – це один із продуктивних та швидких способів перевірки рівня поповнення та володіння лексичними одиницями у контексті. Більш того, сі-тест має навчальну функцію. Однак існує низка питань, пов'язаних із складанням сі-тестів, на які ми ще маємо відповісти: якою має бути пропозиційна цільність у реченні із закодованою (пропущеною) лексичною одиницею, якою має бути частота слів з відсутніми літерами, якою має бути довжина речення, складність тексту та інші параметри.

Систематична організація проведення сі-тестів, дотримання етапів навчання говорінню та відпрацювання мовного матеріалу забезпечують абсолютне включення студентів у роботу на заняттях, підвищують мотивацію до вивчення лексичних одиниць та іноземної мови в цілому. Отримані результати роблять внесок у дослідження проблем контролю навчання та мотивують до подальших розробок різних форм тестування в онлайн-та офлайн-форматах. Діагностика загальної професійної мовної компетенції студентів, що застосовується в рамках сі-тестів, дозволяє досить надійно та точно виміряти рівень володіння іноземною мовою та надає можливість отримати результати у числовому еквіваленті (балах). Отримані результати можуть бути використані у подальшому моніторингу студентів, який передбачає розробку коригувальної методики, орієнтованої безпосередньо на особистості студентів у процесі їхнього навчання. Інтегративний сі-тест сприяє активному вивченню лексичних одиниць та розвитку словникового запасу, тобто не лише розпізнаванню окремих частин мови у тексті. Також, сі-тест зручний у застосуванні, його можна адаптувати для різнорівневої аудиторії.

Підводячи підсумки, сі-тести є зручним способом викладу іншомовного матеріалу для студентів технічних спеціальностей. І використовуючи цю методику, ми можемо не лише підвищити знання здобувачів освіти за допомогою підручників англійської мови, а й покращити їхні знання англійської мови. Фаховий словник що було відібрано на основі використання концептуального аналізу і побудови відповідного фрейму "Двигуни

внутрішнього згорання" надає значні переваги такого тесту для перевірки рівня знань спеціальної фахової лексики.

Література:

1. Basturkmen, H. (2006). *Ideas and Options in English for Specific Purposes*. New Jersey: Lawrence Erlbaum Associates Inc.
2. Boundjema, F. (2014). TTT technique for ESL learning. Retrieved from <http://www.slideshare.net/innovative14/test-teachtest-technique-for-esl-classes>.
3. Klein-Braley, Christine. "Advance Prediction of Difficulty with C-Tests." In *Practice and Problems in Language Testing*, edited by T. Culhane, C. Klein-Braley, and D.K. Stevenson. Colchester: University of Essex, 1984.

ЗМІСТ

ПЛЕНАРНЕ ЗАСІДАННЯ

Гогоренко О. А., Наливайко В. С., Авдюнін Р. Ю. 90-річна історія кафедри «двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації» і 50 років її Херсонської філії	3
---	---

НАПРЯМ №1. ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ ДВИГУНОБУДУВАННЯ

Погорлецький Д. С., Кожедубов О. С. Покращення сепарації палива за рахунок контролю витрати та подачі палива до сепаратору	8
Грич А. В., Остапенко О. В. Аналіз впливу ступеневого кондиціювання повітря на ефективність газових двигунів автономної теплоелектростанції	10
Грицук І. В., Поліщук О. В. До питання підвищення технічної готовності судових енергетичних установок на основі двигунів внутрішнього згоряння удосконаленням методів керування системою технічного обслуговування	12
Чередніченко О. К., Басов О. Ю. Проблема визначення раціональної межі застосування термохімічної регенерації теплоти в енергетичних комплексах різного цільового призначення	14
Доценко С. М., Ченчик Д. О., Чебаненко В. О. Альтернативні палива для дизельних двигунів з відновлювальних джерел енергії	16
Грицук О. В., Парамонов М. А. Усвідомлений вибір основних конструктивних і регулювальних параметрів вітчизняного дизеля для вантажно-пасажирських автомобілів, мінівенів і мікроавтобусів	18
Побережець О. О., Пузир Р. В., Грабовенко О. І. Передумови використання генераторного газу в якості альтернативного палива в ДВЗ	22
Побережець Ю. О., Роман О. А., Грабовенко О. І. Перспективи отримання в Україні біогазу із відходів органічного походження	24
Мошенцев Ю. Л., Гогоренко О. А. Особливості проектування систем охолодження лінійних суден	27
Проскурін А. Ю., Тимошевський Б. Г., Мілінг А. С., Химорода І. І., Андрущенко А. М. Перспективи використання альтернативних палив у судових двигунах	31
Грич А. В., Остапенко О. В. Система двоступеневого охолодження повітря машинного відділення автономної теплоелектростанції на базі газових двигунів	34
Проскурін А. Ю., Ковальов В. А. Аналіз способів подачі води у циліндри сучасних ДВЗ	36
Бельдіян Д. І., Шаповалов Ю. О., Семенов М. М. Аналіз дослідження впливу наночастинок в низькотемпературних акумуляторах теплоти	38
Харевський В. В., Ремінний А. О., Грабовенко О. І., Урсуленко І. О. Використання стендової установки з дизелем 1С 7,8/6,2 (Кентавр-300) для проведення лабораторних та науково-дослідних робіт	42
Васюков Е. П., Семенов М. М., Шаповалов Ю. О. Аналіз показників ефективності встановлення ДВЗ для нафтовидобувного підприємства	45
Глушков В. Є. Аналіз впливу введення стандарту Євро-7 на виробництво автомобільних двигунів внутрішнього згоряння	47
Козлов А. Є. Деякі питання паливopідготовки на судні	49
Кубінський В. В. Хімічна обробка палива на судні	50
Снісар О. О. Підвищення ефективності паливopідготовки за рахунок гомогенізації	52
Булаш І. Л., Борисов А. В. Уточнення розрахункових залежностей для аналізу ефективності дизельних енергетичних установок танкерів-продуктовозів	53
Тимошевський Б. Г., Ткач М. Р. Ефективність когенерації на базі малообертових двигунів внутрішнього згоряння	55

Готинян А. М., Радченко Я. Г. Аналіз ефективності системи утилізації теплоти при використанні дизельних двигунів потужністю 8725 кВт в установках танкерів-продуктовозів	60
Плесной О. В., Детюков В. О., Буяшенко М. Ю. Підвищення ефективності роботи комбінованих котлів Alfa Laval ОС у складі дизельних енергетичних установок контейнеровозів дедвейтом 42000 т.....	63
Сокур О. О., Крилов Д. В. Зміна екологічно небезпечних викидів при застосуванні газоповітряних охолоджувачів у системах газовипуску двигунів MAN B&W потужністю 14940 кВт.....	65
Наливайко В. С., Хоменко В. С., Максимов Д. О. Покращення екологічної ситуації в умовах міста застосуванням магнітних активаторів палива в двигунах внутрішнього згоряння.....	68
Наливайко В. С., Авдюнін Р. Ю., Мустафасв Т. М. Вирішення екологічних проблем суднових ДВЗ за рахунок використання газоподібних палив.....	70
Коробко В. В. Дослідження термоакустичних двигунів з двофазним робочим середовищем.....	72
Бастикайтес О. О., Маркус С. О., Сарібасв А. В. Енергетичні установки мегаяхт.....	74

НАПРЯМ №2. РОБОЧІ ПРОЦЕСИ В ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ТА УСТАНОВКАХ

Olena V. Lytosh Concept of improvement of hermetic compressor units of marine refrigeration machines	77
Варбанець Р. А., Мінчев Д. С., Мальчевський В. П., Кирнац В. І., Псарюк С. П. Вібродіагностування лубрикаторної системи циліндрового змащення малообертних ДВЗ.....	83
Варбанець Р. А., Мальчевський В. П., Мінчев Д. С., Братченко П. В., Абросімов В. Г., Воловик К. В. Особливості робочого процесу суднових ДВЗ при застосуванні палив з наднизьким вмістом сірки.....	86
Калініченко І. В., Поздняков Р. С., Черноморченко В. А. Підвищення надійності турбокомпресорів суднових дизель-генераторів за рахунок зменшення абразивного зносу елементів проточної частини турбін	88
Воронков О. І., Нікітченко І. М. Математичне моделювання динаміки паливного факела в дизелі за допомогою пакета MATLAB	91
Шалапко І. О. Сучасні способи використання альтернативного палива в суднових двигунах внутрішнього згоряння	94
Остапенко О. В., Грич А. В. Підвищення ефективності трансформації теплоти газового двигуна в холод вікористанням ступеневої ежекторно-абсорбційної системи	97
Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Визначення мінімального підігріву робочого тіла при роботі роторно-поршневого двигуна в умовах низьких температур.....	99
Митрофанов О. С., Цимоха Д. С., Авраменко А. М., Бондар В. М. Дослідження ефективності використання термохімічної утилізації тепла відпрацьованих газів у енергетичних установках транспортних засобів.....	102
Єфремов А. О. Поліпшення техніко-економічних показників дизелів застосуванням системи налаштованого впуску	104
Корогодський В. А., Матиско О. О. Оцінка температури в надпоршневому об'ємі по зонах (продукти згоряння, паливоповітряна суміш, повітря) у двигуні з іскровим запалюванням та внутрішнім сумішоутворенням	108
Швець І. А. Оптимізація вибору початкових даних для розрахунку параметрів процесу згоряння в двигуні з примусовим запалюванням	111

НАПРЯМ №3. РОБОЧІ ПРОЦЕСИ В ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНАХ ТА УСТАНОВКАХ

Патлайчук В. М., Борщов О. М. Конструювання та розрахунок газотурбінного агрегату з перерозширенням газу.....	114
--	-----

Patlaichuk V. M., Borschov O. M. Dependence of the parameters of gas turbine unit on the gas over-expansion in power turbine	116
Patlaichuk V. M. Directions for increasing the efficiency of gas turbine units with gas over-expansion in the turbine	120
Колесников А. Б., Сербін С. І. Обґрунтування можливостей спалювання газоподібного аміаку в камерах згоряння ГТД	121
Halina Kobalava, Andrii Kurdibanov Study of working processes in the thermopressor for gas turbine air cooling systems	124
S. Serbin, N. Washchilenko, D. Chen, Y. Zongming Possibilities of use of cross-flow plasma fuel nozzles in gas turbines	127
Сербін С. І., Шмарков О. А. Обґрунтування можливостей використання водню в якості палива для ГТД контактного типу	130
Яковлєв М. Ф. Можливості використання водню в газотурбінних двигунах	132
Ващиленко М. В. Ефективність використання перерозширення в схемах енергетичних ГТА з проміжним охолодженням циклового повітря	134
Ващиленко М. В. Оцінка реальних можливостей деяких схем енергетичних ГТА, що використовують перерозширення, при сучасному рівні газотурбінних технологій	139
Козловський А. В. Вплив використання резонуючих порожнин на стабільність процесів в камерах згоряння газотурбінних двигунів	143
Лавренченко Г. К., Слинько О. Г., Галкін В. М., Козловський С. В., Бойчук А. С. Термодинамічний цикл комбінованої ДГТУ з газотурбінним наддувом	146
Козловський А. В. Використання плазмохімічного стабілізатора у практиці проектування та доводки сучасних газотурбінних двигунів	150
Козловський А. В. Стаціонарні тривимірні розрахунки процесів горіння в камері згоряння газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт	151
Козловський А. В. Дослідження характеристик турбіни високого тиску ГТА з ТУК	153

НАПРЯМ №4. КОНСТРУКЦІЯ ТА МІЦНІСТЬ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ ТА ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Доценко С. М., Мамонтов С. С. Удосконалення конструкції верхніх компресійних кілець поршневих ДВЗ	155
Доценко С. М., Тріщинський А. С. Дослідження впливу параметрів компресійних кілець на характеристику роботи кільця	156
Доценко С. М., Якобець Р. М. Підвищення ефективності роботи газового двигуна за рахунок оптимізації профіля компресійного кільця	158
Olha Dvirna Methods of ensuring the reliability of lock connections in gas turbines engine	160
Проскурін А. Ю., Галинкін Ю. М., Немченко А. В. Визначення форм і частот власних коливань поршня дизельного двигуна 6ЧН 12/14	161
Боду С. Ж., Гладкий Р. В. Системний аналіз формування триботехнологічних показників наукоємного виробу	164
Новошицький А. В., Довгорученко В. Ю., Хвастунова К. В. Застосування систем тривимірної проектування при розробці нових конструкцій компактних металорізальних верстатів	166
Ткач М. Р., Ключник В. С., Моргун С.О. Визначення власних частот коливань робочої лопатки газотурбінного двигуна на основі уточненої скінченноелементної моделі	168
Новошицький А. В. Використання інформаційних технологій при розрахунках параметрів технології виготовлення тонкостінних профілів	172

НАПРЯМ №5. ІННОВАЦІЇ В СИСТЕМІ ПІДГОТОВКИ ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ФАХІВЦІВ

Наливайко В. С., Гогоренко О. А. Старий навчальний корпус НУК – колиска технічної освіти в Миколаєві	175
---	-----

Патлайчук О. В., Патлайчук В. М. "Soft skills" як необхідні якості сучасного інженера.	178
Patlaichuk O. V. Main trends in the development of the educational process in higher education	180
Patlaichuk O. V. Google digital tools for higher education	182
Анастасенко С. М. Деякі питання підготовки фахівців по експлуатації складних технічних систем.....	184
Постоєв І. І. С-test: різновид іншомовного тестування для студентів технічних спеціальностей	186

Наукове видання

**СУЧАСНИЙ СТАН
ТА ПРОБЛЕМИ ДВИГУНОБУДУВАННЯ**

VII Міжнародна науково-технічна конференція

24–25 листопада 2022 року

*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
м. Миколаїв, пр-т Героїв України, 9*

МАТЕРІАЛИ КОНФЕРЕНЦІЇ

(українською та англійською мовами)

Відповідальний за випуск	<i>Гогоренко О. А.</i>
Комп'ютерне верстання	<i>Торубара В. В.</i>
Макетування та дизайн обкладинки	<i>Торубара В. В.</i>

Формат 60×84/16 Ум. друк. арк. 11,5. Наклад 100. Зам. № 12/22-Ц

Видавець та виготовлювач Торубара В. В.

вул. Наваринська, 5–17, м. Миколаїв, 54001, тел.: (067) 800-70-70

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 4626 від 9.10.2013

**Науково-дослідна частина
Національного університету
кораблебудування
імені адмірала Макарова**

**54025, м. Миколаїв,
просп. Героїв України, 9
Тел.: (0512) 70-91-04
<http://conference.nuos.edu.ua>
e-mail: conference@nuos.edu.ua**