

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
імені адмірала Макарова

КУЗНЕЦОВ ВАЛЕРІЙ ВАЛЕРІЙОВИЧ

УДК 629.5.03:62-8

**РОЗВИТОК НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ ОСНОВ ПІДВИЩЕННЯ
ЕФЕКТИВНОСТІ І КОМПАКТНОСТІ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК
ІНТЕНСИФІКАЦІЄЮ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ
В ЇХ ЕЛЕМЕНТАХ**

Спеціальність 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки

Реферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Миколаїв 2025

Дисертацією є рукопис

Робота виконана в Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова Міністерства освіти і науки України

Науковий консультант: **Шевцов Анатолій Павлович**, доктор технічних наук, професор, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова Міністерства освіти і науки України, професор навчально-наукового центру Морської інфраструктури

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор

Білогуб Олександр Віталійович, Національний аерокосмічний університет імені Жуковського «Харківський авіаційний інститут», професор кафедри авіаційних двигунів

доктор технічних наук, професор

Варбанець Роман Анатолійович, Одеський національний морський університет, завідувач кафедри суднових енергетичних установок і технічної експлуатації

доктор технічних наук, професор

Грицук Ігор Валерійович, Херсонська державна морська академія, професор кафедри експлуатації суднових енергетичних установок

Захист відбудеться «12» березня 2025 р. о 11 годині на засіданні Спеціалізованої вченої ради Д 38.060.01 Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова за адресою: 54000, м. Миколаїв, просп. Центральний, 3, ННІАіЕ, ауд. 134

Захист транслюватиметься на Youtube-каналі Спеціалізованої вченої ради Д 38.060.01 <https://youtube.com/live/zvaDglAkP4U?feature=share>

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова за адресою: 54007, м. Миколаїв просп. Героїв України, 9, та за електронною адресою <https://nuos.edu.ua/nauka/specializovani-vcheni-radi-2/specializovana-vchena-rada-d-38-060-01/>

Реферат розісланий «8» лютого 2025 р.

Вчений секретар спеціалізованої
вченої ради Д 38.060.01
д-р техн. наук, професор

Чередніченко О.К.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Підвищення ефективності транспортних та стаціонарних енергетичних установок здійснюється за рахунок удосконалення процесів перетворення теплоти в їх елементах. Ці процеси визначаються законами термодинаміки, гідрогазодинаміки, тепломасообміну і впливають на ефективний ККД, рівень теплових та шкідливих викидів, ресурс і компактність установок. Значний вплив на ці показники мають їх теплообмінні апарати як елементи енергетичних установок.

Удосконалення суднових енергетичних установок та зростання масогабаритних показників теплообмінних апаратів у зв'язку з цим визначило **запит практики** на розробку і впровадження науково-технічних рішень інтенсифікації процесів конвективного перенесення теплоти в цих апаратах для комплексного поліпшення їх економічних, екологічних, ресурсних і масогабаритних характеристик та забезпечення зменшення споживання палива й теплових і шкідливих викидів.

Проблемами інтенсифікації теплопередачі в теплообмінних апаратах енергетичних установок займаються провідні академічні інститути і навчальні заклади України: Інститут технічної теплофізики, Інститут гідромеханіки (м. Київ), Інститут енергетичних машин і систем імені А.М. Підгорного (м. Харків) НАН України, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» (м. Київ), Національний технічний університет «ХПІ», Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ» (м. Харків), Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова (м. Миколаїв), Національний університет «Одеська морська академія», Одеський національний морський університет (м. Одеса), Херсонська державна морська академія (м. Херсон).

Над проблемами суднової та корабельної енергетики працюють науковці ДП НВКГ «Зоря»—«Машпроект», ДП ДПЦК, ПрАТ «Чорноморсуднопроект», АТ «Завод «Екватор» (м. Миколаїв), ТОВ «Морське інженерне бюро» (м. Одеса). Роботи в галузі суднової енергетики виконують дослідні центри і фірми-виробники енергетичного обладнання, таких як Харбінський дослідний інститут суднових котлів і турбін, *MAN Diesel&Turbo SE*, *WIN GD (Wartsila)*, *Siemens*, *Rolls-Roys*, *Mitsubishi Heavy Industries*, *Kawasaki Heavy Industries*, *Alfa-Laval* та ін.

Вирішенню проблем підвищення ефективності процесів перенесення теплоти в елементах енергетичних установок присвячені численні роботи як вітчизняних, так і закордонних вчених В.М. Бузніка, В.М. Антуф'єва, Е.К. Калініна, Г.О. Дрейцера, Ю.О. Бистрова, С.О. Ісаєва, М.А. Кудрявцева, О.І. Леонтєва, А.А. Халатова, Є.М. Письменного, С.В. Рижкова, *D.Q. Kern*, *A.D. Kraus*, *W.M. Kays*, *A.L. London*, *M.S. Sohal*, *J.E. O'Brien*, *A. Shahane*, *L. Ghodake*, *D.T. Kashid*, *S. Lopata*, *T. Stelmach*, *A. Hasan* та ін.

Розглянувши сучасний стан використання енергетичних ресурсів та зменшення теплових і шкідливих викидів відпрацьованих газів у суднових енергетичних установках, можна зробити висновок про обмеженість результатів і рекомендацій щодо інтенсифікації процесів конвективного теплообміну за умов

їх комплексної ефективності та створення на їх основі обладнання з поліпшеними економічними, екологічними, ресурсними і масогабаритними показниками.

Одним із перспективних напрямів інтенсифікації процесів в теплообмінних апаратах є погодження форми і площі поверхонь при конвективному теплообміні в елементах енергетичних установок. Це погодження базується на використанні внутрішньої і зовнішньої форм поодиноких каналів при заданих розмірах та їх просторовому розташуванні у пучках. Суттєвою відмінністю таких пучків теплопередавальних поверхонь буде забезпечення переважаючого зростання теплопередачі над зростанням гідродинамічного опору на її забезпечення, що дасть можливість створення на їх основі компактних теплообмінних апаратів для використання в суднових енергетичних установках.

Таким чином, обмеженість науково обґрунтованих результатів і рекомендацій щодо підвищення комплексної технічної ефективності енергетичних установок за рахунок інтенсифікації процесів теплопередачі в їх елементах стримує реалізацію цих установок і обґрунтовує **актуальність** теми дослідження.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана відповідно до тематичного плану прикладних науково-дослідних держбюджетних робіт Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова в рамках пріоритетних напрямів розвитку науки і техніки в Україні. Наведені в дисертації матеріали узагальнюють результати досліджень, виконаних автором у рамках прикладних науково-дослідних держбюджетних робіт № 0110U001324 «Підвищення технічного рівня ГТУ на основі енергоефективного і енергозберігаючого теплопередавального обладнання», № 0117U000360 «Розробка аерозольних градієнтних технологій для систем життєзабезпечення суден і кораблів», в яких автор брав участь як відповідальний виконавець, та № 0117U000884 «Вдосконалення процесів шумоглушіння з охолодженням відпрацьованих газів в енергетичних установках кораблів класу корвет», в якій автор був науковим керівником.

Науково-прикладною проблемою, що вирішується в дисертаційній роботі, є підвищення ефективності використання енергетичних ресурсів та зменшення теплових і шкідливих викидів відпрацьованих газів, при достатньому ресурсі і компактності суднових енергетичних установок, шляхом пріоритетного підвищення інтенсивності теплопередачі порівняно з впливом гідродинамічного опору завдяки раціональному погодженню форми і площі поверхонь при конвективному теплообміні в їх елементах.

Мета дослідження – вдосконалення енергетичних установок шляхом інтенсифікації процесів конвективного теплообміну в їх теплообмінних апаратах та створення на їх основі обладнання з поліпшеними економічними, екологічними, ресурсними і масогабаритними показниками.

Робочі наукові гіпотези сформульовані наступним чином:

- забезпечення ефективності енергетичних установок досягається сукупністю показників їх економічності, екологічності, ресурсу і компактності за умови переважаючого зростання переданої теплоти первинних і вторинних енергоресурсів над витратами енергії на їх перенесення у теплообмінних апаратах з інтенсифікацією процесів теплопередачі і, як наслідок, зниження загальної витрати палива, теплових та шкідливих викидів у навколишнє середовище, теплонапруженого стану елементів енергетичних установок і масогабаритних показників;
- переважаюче зростання переданої теплоти над витратами енергії на її перенесення в теплообмінних апаратах енергетичних установок як відношення потоку теплоти до витрат енергії на рух теплоносіїв відповідно до аналогії Рейнольдса забезпечується раціональною формою теплопередавальної поверхні та просторовим розташуванням її елементів;
- забезпечення раціональної форми зовнішніх і внутрішніх теплопередавальних поверхонь поодиноких каналів та їх просторового розташування у пучках теплообмінних апаратів енергетичних установок досягається за однакової площі зниженням сумарного гідродинамічного опору переважно за рахунок опору форми;
- запропонований інтегральний показник ефективності енергетичних установок з теплообмінними апаратами дозволяє оцінити комплексне поліпшення їх економічних, екологічних, ресурсних і масогабаритних характеристик.

Головні задачі наукового дослідження:

1. Визначення резервів підвищення ефективності суднових енергетичних установок при вдосконаленні сукупних процесів конвективного теплообміну у теплопередавальних елементах та їх раціональних показників у залежності від функціонального призначення теплообмінних апаратів.
2. Обґрунтування підходу та фактору підвищення ефективності і компактності суднових енергетичних установок за умови випередження приросту інтенсивності конвективного теплообміну у порівнянні з витратами на переміщення теплоносіїв в їх теплообмінних апаратах з обмеженнями по ресурсних і масогабаритних показниках у складі енергетичних установок.
3. Обґрунтування використання в енергетичних установках теплообмінних апаратів з ефективними і компактними пучками каналів для поліпшення економічних, екологічних, ресурсних і масогабаритних характеристик установок.
4. Забезпечення вдосконалення енергетичних установок з поліпшеними економічними, екологічними, ресурсними і масогабаритними показниками шляхом використання теплопередавального обладнання з пучками каналів різної форми та просторовим розташуванням.

Об'єктом дослідження є процеси енергоперетворення при конвективному теплообміні в теплопередавальних елементах суднових енергетичних установок та їх характеристики.

Предметом дослідження є закономірності та параметри процесів енергоперетворення при конвективному теплообміні в елементах суднових

енергетичних установок та їх вплив на сукупність економічних, екологічних, ресурсних і масогабаритних показників, що визначають комплексну ефективність.

Методи дослідження: математичне моделювання процесів конвективного теплообміну в теплопередавальних елементах енергетичних установок; аналіз і синтез при узагальненні наявних даних на базі фундаментальних рівнянь перенесення теплоти; зіставлення розрахункових і експериментальних результатів для верифікації та валідації математичної моделі; системний аналіз для технічних рішень використання в енергетичних установках теплопередавальних елементів.

Обґрунтованість і достовірність наукових положень, результатів та висновків базується на використанні фундаментальних законів термодинаміки, гідрогазодинаміки і тепломасообміну, системи балансових рівнянь збереження енергії та маси. Достовірність результатів розрахунків по вдосконалених математичних моделях забезпечена припустимою розбіжністю з результатами фізичного експерименту і наявними експериментальними даними.

Наукова новизна отриманих результатів, які захищає автор, полягає у наступному.

Вперше:

1. Обґрунтовано напрям підвищення ефективності і компактності енергетичних установок інтенсифікацією теплопередачі в їх елементах, що забезпечує поліпшення показників до 5 % економічності, 11 % теплових викидів, 5 % шкідливих викидів, 7 % ресурсних та 20 % масогабаритних показників і досягається у пучках еліптичних труб з оребренням, профільованими лунковими системами.

2. Доведено, що в суднових енергетичних установках присутні резерви, які дозволяють при проміжному охолодженні, регенерації та утилізації теплоти робочого тіла підвищити їх ККД відповідно на 3%, 5% та 3% шляхом зниження енергетичних втрат у процесах конвективного теплообміну завдяки їх удосконаленню за умови, що співвідношення теплоти, підведеної в циклі, та витрат енергії на переміщення теплоносіїв складає до 1,08; 1,13 та 1,06 відповідно.

3. Обґрунтовано, що підвищення компактності суднових енергетичних установок до рівня $0,1 \dots 0,2 \text{ кВт/м}^3$ можливо завдяки застосуванню утилізаційних котлів у дизельних та утилізаційних котлів і регенераторів у газотурбінних установках з компактністю на рівні $60 \dots 140 \text{ м}^2/\text{м}^3$, що досягається використанням гладких еліптичних труб із співвідношенням осей $a/b = 2,4 \dots 2,6$.

4. Показано, що підвищення компактності суднових утилізаційних котлів дизельних та утилізаційних котлів і регенераторів газотурбінних установок досягається при використанні гладких пучків еліптичних труб при їх щільній компоновці зі співвідношенням поперечних і поздовжніх кроків $s_1/d_{\text{екв}} = 1,1 \dots 1,4$ і $s_2/d_{\text{екв}} = 1,5 \dots 1,9$, що підвищує ефективність перенесення теплоти на 24...31 % у порівнянні з пучками гладких круглих труб.

5. Доведено, що подальше підвищення компактності суднових енергетичних установок та їх котлів досягається додатковим використанням

послідовного розташування лунок на спіральні-стрічкових ребрах круглих труб зі співвідношенням глибини лунки H до її діаметра d $H/d = 0,125 \dots 0,5$ та плоских ребрах на еліптичних трубах з $H/d = 0,1 \dots 0,3$, що відповідно підвищує ефективність перенесення теплоти до 33 % та 35 % абсолютних у порівнянні з пучками гладких круглих труб.

6. Доведено, що для регенераторів суднових енергетичних установок додаткове використання лункових систем з параметрами, аналогічними пункту 5, відповідно підвищує ефективність до 34 % та 36 % абсолютних.

Вдосконалено:

1. Структуру математичної моделі комплексної ефективності енергетичних установок шляхом декомпозиції на рівні головний двигун – двигун внутрішнього згоряння або газотурбінний двигун; теплообмінний апарат – енергетичний і технологічний, яка враховує раціональну організацію процесів перенесення теплоти в їх елементах та вплив на економічні, екологічні, ресурсні і масогабаритні показники цих установок завдяки послідовній реалізації за ієрархією: теплообмінний апарат як елемент енергетичної установки; теплообмінний апарат як система конструктивних елементів; теплопередавальна поверхня теплообмінного апарату як елемент підсистеми.

2. Метод розрахунку теплообмінних апаратів енергетичних установок при спіральному русі теплоносія в каналі шляхом використання узагальненого критеріального рівняння тепловіддачі як добутку двох функцій, які враховують вплив закрутки теплоносія і тепловіддачу в каналі без закрутки, що забезпечує можливість більш широкого узагальнення результатів досліджень.

Отримали подальший розвиток:

1. Метод визначення ефективності теплообмінних апаратів енергетичних установок з урахуванням інтенсивності теплопередачі в каналах різної форми шляхом зіставлення значень фактору аналогії Рейнольдса.

2. Метод оцінки ефективності і досконалості енергетичних установок з теплообмінними апаратами інтегральним показником у вигляді добутку або лінійної згортки як сукупності показників економічних, екологічних, ресурсних і масогабаритних характеристик.

Наукові положення, які були сформульовані на основі отриманих наукових результатів:

1. Вдосконалення суднових енергетичних установок можливе за рахунок підвищення показників їх економічності, екологічності, ресурсу і компактності шляхом узгодження форми поверхонь конвективного теплообміну в їх елементах, що забезпечує випереджаючий приріст теплопередачі у порівнянні з загальними втратами енергії на переміщення теплоносіїв.

2. Комплексне підвищення ефективності суднових енергетичних установок за рівнями паливної економічності, теплових і шкідливих викидів, ймовірності безвідмовної роботи і масогабаритних характеристик досягається застосуванням теплообмінних апаратів, інтенсифікація процесів перенесення теплоти в яких забезпечує переважające зростання теплопередачі над гідродинамічним опором.

3. Рівень ефективності теплообмінних апаратів у складі енергетичних установок з обмеженнями по ресурсних і масогабаритних показниках характеризується фактором аналогії Рейнольдса, нормованим відповідно до умов теплопередачі гладкого циліндричного каналу.

4. Розроблена концепція комплексного поліпшення показників транспортних та стаціонарних енергетичних установок шляхом використання в їх складі теплообмінних апаратів з випереджаючим зростанням теплопередачі над гідродинамічним опором узагальнює результати роботи і є подальшим розвитком використання теплообмінників у складі енергетичних установок.

Наукове значення роботи полягає в розробці теоретичного підґрунтя підвищення ефективності енергетичних установок з поліпшеними економічними, екологічними, ресурсними і масогабаритними показниками шляхом раціональної організації процесів проміжного охолодження, регенерації й утилізації теплоти робочого тіла завдяки погодженню форми поверхонь теплообмінних апаратів.

Практичне значення отриманих результатів полягає в удосконаленні енергетичних установок шляхом використання теплообмінних елементів з раціональною організацією процесів перетворення енергії, розробки алгоритму їх розрахунку і програмного забезпечення для його реалізації, визначення схемних рішень та раціональних параметрів процесів перетворення енергії, а також практичних рекомендацій для проектування.

Результати роботи впроваджені в ДП НВКГ «Зоря»–«Машпроект», ПрАТ «Чорноморсуднопроект», ДП ДПЦК (м. Миколаїв) та *Ningbo Mingwei Technology Information Service Co., Ltd.* (КНР).

Особистий внесок здобувача. Основні наукові положення та результати, що представлені в дисертації, отримані особисто автором у період з 2008 по 2024 роки в Науково-дослідному інституті енергетики та машинобудування Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова. Внесок автора у праці, написані у співавторстві, зазначений біля кожної публікації.

Відомості про апробацію результатів дисертації. Основні положення і результати досліджень обговорювалися на таких заходах: I–XV Міжнародних науково-технічних конференціях «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці» (Миколаїв, 2010–2024); III–XI Міжнародних науково-технічних конференціях «Суднова енергетика: стан та проблеми» (Миколаїв, 2007–2023); I–VIII Міжнародних науково-технічних конференціях «Сучасний стан та проблеми двигунобудування» (Миколаїв, 2010–2024); V–XII Міжнародних науково-технічних конференціях «Проблеми екології та енергозбереження в суднобудуванні» (Миколаїв, 2010–2018); I–IV Міжнародних науково-технічних конференціях «Сучасні технології в газотурбобудуванні» (Алушта, 2009–2012); IX Міжнародній науково-технічній конференції «Наукові підсумки-2020» (Харків, 2020); III та IV Міжнародних науково-практичних морських конференціях ОНМУ «МРР&О-2021» та «МРР&О-2022» (Одеса, 2021, 2022); XII та XIV Міжнародних науково-практичних конференціях «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування СЕУТТОО-2021 та 2023» (Херсон, 2021, 2023); XXVIII Міжнародному Конгресі

Двигунобудівників (Харків, 2023); доповідях на засіданнях Комісії з промислових газових турбін та електроприводів при Відділенні фізико-технічних проблем енергетики НАН України (2010–2014).

Публікації. Основні положення та результати проведених досліджень відображено в 68 друкованих наукових працях, з них 21 основна публікація, у тому числі 14 у наукових спеціалізованих виданнях, рекомендованих переліком МОН України (з них 3 без співавторів), 7 публікацій в іноземних фахових виданнях, включених до міжнародних наукометричних баз *Scopus* та *Web of Science Core Collection* (з них 2 без співавторів), до додаткових публікацій належать 1 монографія (у співавторстві); 4 патенти України на корисну модель, одна публікація на міжнародній конференції, що входить до наукометричної бази *Scopus*, 7 публікацій у фахових виданнях України, 34 тези доповідей у збірниках матеріалів міжнародних науково-технічних конференцій (з них 10 без співавторів).

Структура й обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, 6 розділів, висновків і 3 додатків. У додатках наведені технологічна карта роботи, акти, що підтверджують впровадження результатів досліджень, та перелік патентів на корисні моделі. Обсяг дисертації складає 347 сторінок, у т. ч. 276 сторінок основного машинописного тексту, 191 рисунок, 19 таблиць. Список використаних джерел містить 212 найменувань (на 25 сторінках). Додатки розміщені на 14 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність роботи, сформульовано мету та основні задачі дослідження, наведено загальну характеристику роботи й основні положення та результати, що виносяться на захист.

У **першій главі** «Напрямки вдосконалення енергетичних установок з теплообмінними апаратами» виконана оцінка сучасного рівня комплексної технічної ефективності транспортних і стаціонарних енергетичних установок за характеристиками техніко-економічними, екологічними, ресурсними та компактності. Розглянуті можливості підвищення потенціалу їх ефективності в залежності від інтенсифікації процесів тепловіддачі в їх енергетичних і технологічних теплообмінних апаратах при проміжному охолодженні, регенерації та утилізації теплоти робочого тіла. Для суднових енергетичних установок представлені результати аналізу сучасних способів інтенсифікації процесів перенесення теплоти та їх вплив на характеристики комплексної технічної ефективності за рахунок рівня ефективного ККД, теплових та шкідливих викидів, ресурсу і компактності.

За результатами першої глави визначено науково-прикладну проблему, мету і задачі дослідження які, для суднових енергетичних установок, спрямовані на підвищення ефективності використання їх енергетичних ресурсів та зменшення теплових і шкідливих викидів відпрацьованих газів шляхом раціональної організації перетворення енергії завдяки погодженню форми і площі поверхонь при конвективному теплообміні в їх елементах.

У **другій главі** «Методи і моделі дослідження ефективності енергетичних установок та їх теплопередавальних елементів» визначено способи і засоби

дослідження ефективності та компактності процесів перетворення енергії в енергетичних установках з теплообмінними апаратами. Теоретичним підґрунтям розвитку науково-технічних основ удосконалення енергетичних установок з теплообмінними апаратами є показник, який визначає рівень енергій у формі перенесеної теплоти до витраченої роботи, що системно поєднує енергетичний зв'язок двигуна, теплообмінного апарату і робочого тіла в прямому та зворотному напрямках.

Доопрацьована об'єктно-орієнтована математична модель комплексної ефективності енергетичної установки, що складається з наступних процедур: «Головний двигун», «Енергетичний теплообмінний апарат», «Технологічний теплообмінний апарат», «Показники ефективності енергетичної установки», «Інтегральний коефіцієнт ефективності».

Використання в процедурі «Головний двигун» апробованих методів розрахунку параметрів робочого тіла і характеристик двигунів та енергетичних установок дозволило обґрунтувати коректність і достовірність отриманих результатів.

У процедурах теплообмінних апаратів враховано три рівні передачі теплоти: I – тепловіддача від теплоносіїв, II – теплопередача між теплоносіями та III – передача теплоти між елементами.

Для обґрунтування способу інтенсифікації тепловіддачі в каналах на першому рівні отримав подальший розвиток напрямок, запропонований академіком А.А. Халатовим. На підставі цього показник ефективності на першому рівні оцінки визначиться як

$$FAR_{\alpha} = \frac{Nu/Nu_0}{Eu/Eu_0}, \quad (1)$$

де індекс 0 відповідає циліндричному гладкому каналу.

Для врахування й оцінки ефективності процесів інтенсифікації теплопередачі на другому рівні запропоновано модифікований фактор аналогії Рейнольдса FAR_k , який визначається як

$$FAR_k = \frac{k/k_0}{Eu_1/Eu_{10} + Eu_2/Eu_{20}} \text{ або } FAR_k = \frac{k/k_0}{f_1/f_{10} + f_2/f_{20}}, \quad (2)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К), індекси 0, 1 і 2 відповідають зазвичай гладкому каналу з обох боків (як найбільш термогидравлічно дослідженому), а також гарячому і холодному теплоносію.

Для оребрених поверхонь, де площі поверхонь теплообміну різні ($F_1 \neq F_2$),

$$FAR_{kp} = \frac{k_p/k_0}{f_{1p}/f_{10} + f_2/f_{20}} = \frac{f_{10} \cdot f_{20} \cdot (\alpha_{10} + \alpha_{20})}{(f_{1p} \cdot f_{20} + f_2 \cdot f_{10}) \cdot \alpha_{10} \cdot \alpha_{20} \cdot (1/\alpha_2 + 1/\alpha_{1np} F_2/F_{1pc})} \quad (3)$$

Отримані рівняння дозволяють проводити аналіз способів інтенсифікації теплопередачі з метою визначення найбільш ефективних її параметрів.

Для визначення ефективності передачі теплоти на третьому рівні оцінки, тепловий потік, що передається, представляється як

$$Q_{та} = F (Q_{1та}, Q_{2та}, \Delta L_{пт}, \delta p_1, \delta p_2),$$

де $Q_{1та}$ – тепловий потік, що передається від гарячого теплоносія; $Q_{2та}$ – тепловий потік, що сприймається холодним теплоносієм; $\Delta L_{пт}$ – робота для переміщення

теплоносіїв; $\delta p_1, \delta p_2$ – гідродинамічні втрати з боку гарячого і холодного теплоносіїв відповідно.

Для визначення $\Delta Q_{\text{пт}}$ та $\Delta L_{\text{пт}}$ необхідна інформація про особливості протікання процесів перенесення теплоти в елементах енергетичних установок за різних умов, а також при їх різному поєднанні.

Дослідження процесів перенесення теплоти в теплообмінних апаратах виконане за допомогою інструментарію обчислювальної гідромеханіки – використання *Computation Fluid Dynamic (CFD)* методу. Математична модель процесів теплообміну при русі робочих середовищ формується як система рівнянь нерозривності, збереження кількості руху, збереження енергії. Вона замикається додаванням напівемпіричних залежностей для тензора напружень, теплового потоку, рівняння стану теплоносіїв, а також диференціальних рівнянь RSM-моделі турбулентності.

Для реалізації процедури «Показники ефективності енергетичної установки» показники ефективності енергетичної установки визначаються при реалізації основних термодинамічних процесів перетворення теплоти в роботу та процесів, що забезпечують працездатність елементів установки – охолодження масла, води і парціальне охолодження елементів установки при розширенні.

Ефективність перетворення теплоти в установках визначиться на підставі першого закону термодинаміки для
– простого циклу (без утилізації теплоти)

$$\eta_{\text{пц}} = \frac{Q_1 - Q_2 - (QL)_{\text{пт}}}{Q_1}, \quad (4)$$

– складного циклу (з утилізацією теплоти)

$$\eta_{\text{сл.ц}} = \frac{Q_1 - Q_2 - L_{\text{пал}} - L_{\text{масл}} - Q_2^{\text{охл}} - E_1 + \Delta Q_{\text{сц}} - \Delta L_{\text{сц}}}{Q_1},$$

де $Q_1 - Q_2 = L_1$ – корисна робота, отримана в циклі; $(QL)_{\text{пт}} = \Delta Q_{\text{пт}} + \Delta L_{\text{пт}}$ – втрати на перетворення теплоти, що враховують теплові ($\Delta Q_{\text{пт}}$) і гідравлічні ($\Delta L_{\text{пт}}$) втрати при охолодженні масла, води і парціальному охолодженні елементів установки при розширенні робочого тіла; $L_{\text{пал}}$ – втрати при спалюванні палива; $L_{\text{масл}}$ – втрати, пов'язані з ефективністю відведення теплоти маслом; $Q_2^{\text{охл}}$ – теплота, що використовується для охолодження конструктивних елементів установки при розширенні робочого тіла.

Після перетворення отримано

$$\eta_{\text{сл.ц}} = \eta_{\text{пц}} \cdot \eta_{L, \text{сц}} \left(1 + \frac{\delta Q_{\text{сц}}}{\eta_{\text{пц}} \cdot \eta_{L, \text{сц}}} \right). \quad (5)$$

Ефективність процесів перетворення енергії в енергетичних установках з теплообмінними апаратами ($\Delta Q_{\text{сц}}/\Delta L_{\text{сц}}$), перенесенні теплоти в теплообмінних апаратах цих установок ($Q_{\text{та}}/L_{\text{та}}$) і конвективного теплообміну теплоносіїв у цих апаратах визначається відношенням кількості перенесеної теплоти до роботи, що забезпечує це перенесення ($Q_{\text{кт}}/L_{\text{кт}}$).

Для характеристики ефективності процесів конвективного теплообміну використовується гіпотеза О. Рейнольдса про єдність конвективного перенесення теплоти і механічної енергії, що у безрозмірному вигляді представляється як

$$\frac{Nu_j}{Eu_j} = f_1(R, \Phi, Z, Re, Pe),$$

де Nu та Eu – відповідно числа Нусельта та Ейлера.

Зіставлення показників ефективності процесів перетворення енергії в енергетичних установках з теплообмінними апаратами, перенесення теплоти між теплоносіями в теплообмінних апаратах і процесів конвективного теплообміну доводить їх аналогію за відношенням теплоти до роботи.

Визначення екологічної ефективності енергетичних установок здійснювалося за показниками теплових і шкідливих викидів з відпрацьованими газами та рівнем шуму. Кількість теплових викидів оцінено коефіцієнтом ефективності теплових викидів $\theta = \frac{(1 - \eta_e)}{\eta_e}$, де η_e – ефективний ККД енергетичної установки.

Кількість шкідливих викидів енергетичних установок з теплообмінним обладнанням оцінено зміною коефіцієнта викидів вуглецю – *Carbon Intensity Indicator* – $CII = \frac{AFC \cdot CO_2^{em\ fact}}{L \cdot D_w}$, де AFC – загальне споживання палива всією

енергетичною установкою за визначений термін, зазвичай за рік, кг/рік; $CO_2^{em\ fact}$ – коефіцієнт перерахунку, що визначає кількість отриманого CO_2 при спалюванні палива, кг/кг; L – пройдений судном шлях, милі; D_w – дедвейт судна, т.

Сумарне зниження рівня шуму визначалося при розширенні потоку відпрацьованих газів та зниження його температури за рахунок теплообміну. Ці величини ослаблення шуму визначаються для третьоктавних смуг зі стандартизованими значеннями середньгеометричних частот: 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 Гц.

Зниження рівня шуму $\Delta L_{кгЛ}$ визначиться як:

$$\Delta L_{кгЛ} = 10 \lg(A^2 + B^2), \text{ дБ},$$

де $A = \cos(kl_{гл}) - (m - 1) \sin(kl_{гл}) \operatorname{tg}(kl_{тр})$, $B = 0,5(B_1 + B_2)$, $B_1 = (m + 1/m) \sin(kl_{гл})$,

$B_2 = 2m(m - 1) \operatorname{tg}(kl_{тр}) \left(\frac{1}{m^2} \cos(kl_{к1}) \cos(kl_{к2}) - \sin(kl_{к1}) \sin(kl_{к2}) \right)$; l_k – загальна довжина

розширювальних камер глушника, м; $l_{к1}$, $l_{к2}$ – довжина першої і другої розширювальних камер відповідно, м; $l_{тр}$ – довжина з'єднувального трубопроводу, м; $m = S_k / S_{тр}$ – коефіцієнт розширення, що характеризує

відношення площі прохідного перерізу розширювальної камери S_k до площі перерізу трубопроводу газовипускної системи $S_{тр}$; $k = 2\pi f / c$ – хвильове число; f – середньгеометрична частота третьоктавних смуг, Гц; $c = \sqrt{1,34RT}$ – швидкість

звуку у відпрацьованих газах, м/с; $R = 287$ – газова стала, Дж/(кг×К); T – температура газів на вході в камеру, К.

Для розрахунку швидкості звуку температура потоку приймається як $T_1 = T_r - \Delta T$, де T_r – температура газів після двигуна, К; ΔT – значення охолодження газів у випускному тракті, в залежності від довжини випускного тракту. Температура потоку для розрахунку швидкості звуку визначається рівнянням $T = 0,5(T_1 + T_2)$, К, де T_2 – температура потоку на виході із теплообмінної поверхні глушника.

Визначення показників ресурсу енергетичної установки виконано на підставі оцінки ймовірності безвідмовної роботи теплового двигуна і теплообмінного апарату за умови, що ці події несумісні. Припущення несумісності подій таких відмов ґрунтується на досвіді експлуатації, який свідчить, що поява однієї події не змінює ймовірності появи іншої. На підставі цього ймовірність безвідмовної роботи протягом заданого часу енергетичної установки $P_{\text{ЕУ}}$ досягається умовою безвідмовної роботи двигуна й теплообмінного апарату і розраховується як

$$P_{\text{ЕУ}} = P_{\text{Д}} \times P_{\text{ТА}},$$

де $P_{\text{Д}}$ – ймовірність безвідмовної роботи теплового двигуна; $P_{\text{ТА}}$ – ймовірність безвідмовної роботи теплообмінного апарату.

Ймовірність безвідмовної роботи теплового двигуна визначається технічним завданням та підтверджується його експлуатацією. Ймовірність безвідмовної роботи теплообмінного апарату визначається сукупністю несумісних подій його конструктивних елементів за умови, що міцність кожного конструктивного елементу буде перевищувати протягом часу експлуатації величину напружень матеріалу, викликаних тепловими навантаженнями.

Значення ймовірності безвідмовної роботи теплообмінного апарату з n конструктивними елементами розраховується за виразом

$$P_{\text{ТА}} = 1 - [(1 - P_1) \times P_2 \times P_3 \times \dots \times P_n] + (P_1 \times (1 - P_2) \times P_3 \times \dots \times P_n) + \dots \\ \dots + P_1 \times P_2 \times P_3 \times \dots \times (1 - P_n)].$$

У загальному вигляді для тепlopередавальних елементів енергетичних установок ймовірність безвідмовної роботи визначається ймовірністю відсутності руйнації в обмеженому інтервалі часу як $P_{i,t} = P([\sigma] - \sigma_a \geq 0)$, де $[\sigma]$ – розподіл допустимих напружень, який відомий для фіксованого моменту часу та розподілу температур; σ_a – амплітуди діючих напружень, розподіл яких відомий для всього інтервалу часу, що розглядається.

За умови, що міцність деталі $[\sigma]$ і навантаження незалежні й густина ймовірності цих величин буде розподілена за нормальним законом, густина ймовірності різниці

$$\overline{M} = [\sigma] - \sigma_a \geq 0$$

за правилами композиції законів розподілу також буде розподілена за нормальним законом з параметрами $(\overline{M}, S_m^2)$, де $\overline{M}$ – середнє значення M ; S_m – середнє квадратичне відхилення величини M , що визначаються відповідно як

$$\overline{M} = [\sigma] - \sigma_a; S_m^2 = S_{[\sigma]}^2 + S_a^2. \quad (6)$$

Умовою міцності при ймовірності неруйнації P , що характеризується квантилем u_p , буде вираз

$$M_p = \overline{M} + u_p S_m = 0. \quad (7)$$

З рівнянь (6) і (7) квантиль визначиться як $u_p = (1 - n_{\text{пр}}) / \sqrt{n_{\text{пр}}^2 \theta_{[\sigma]}^2 + \theta_a^2}$, де $n_{\text{пр}} = [\sigma] / \sigma_a$ – запас міцності; $\theta_{[\sigma]} = S_{[\sigma]} / [\sigma]$ та $\theta_a = S_a / \sigma_a$ – варіації.

За відповідними таблицями значенню квантиля відповідає імовірність P неруйнування теплопередавальних елементів.

Визначення показників компактності елементів енергетичних установок та установок у цілому здійснюється за двома характеристиками: *геометрична компактність* теплообмінних апаратів як елементів енергетичних установок, яка визначатиметься як відношення площі поверхні теплопередачі до її об'єму, $\text{м}^2/\text{м}^3$; *енергетична компактність*, що визначатиметься відношенням потужності енергетичної установки або її елементів до об'єму, який вони займають, $\text{кВт}/\text{м}^3$.

Геометрична компактність теплообмінних апаратів визначиться залежністю $\psi = F / V = f((d_{3_екв} + s_1) \times (d_{3_екв} + s_2))$, $\text{м}^2/\text{м}^3$, де F – площа поверхні теплопередачі, м^2 ; V – об'єм, що займає поверхня теплопередачі, м^3 ; $d_{3_екв}$ – зовнішній еквівалентний діаметр поверхні, м ; s_1 s_2 – відповідно поперечний та поздовжній кроки труб у пучку, м ; $(d_{3_екв} + s_1) \times (d_{3_екв} + s_2)$ – площа елементарної комірки поверхні поздовжнього перерізу.

Для гладкотрубних пучків $F_{\text{гл}} = \pi \times d_{3_екв} \times l_{\text{тр}} \times n_{\Sigma}$, $V = L \times B \times h$, де $d_{3_екв}$ – зовнішній еквівалентний діаметр поверхні, м ; $l_{\text{тр}}$ – довжина теплообмінної труби, м ; n_{Σ} – сумарна кількість теплообмінних труб; L , B , h – довжина, ширина та висота пучка, м .

Для оребрених пучків $F_{\text{рб}} = (\pi \times d_{3_екв} \times l_{\text{тр}} + 2 \times (\pi D^2 / 4 - \pi d_3^2 / 4) \times n_p) \times n_{\Sigma}$, де D – зовнішній діаметр оребрення, м ; n_p – сумарна кількість ребер.

Енергетична компактність визначатиметься залежністю $\psi_{\text{ен}} = N_{\Sigma} / V_{\Sigma} = f(N_{\Sigma})$, $\text{кВт}/\text{м}^3$, де N_{Σ} та V_{Σ} – відповідно сумарна потужність та об'єм енергетичної установки або її елементів.

У процедурі «Інтегральний коефіцієнт ефективності» для сумісного аналізу впливу зазначених показників запропоновано інтегральний коефіцієнт ефективності у вигляді

$$\text{IKE} = \frac{\eta_{\text{ey}} \cdot P^{n_1} \cdot \overline{K}_{\text{геом}}^{n_2}}{\theta^{n_3} \cdot \overline{m}^{n_4} \cdot \overline{v}^{n_5}}, \quad (8)$$

де геометричний показник компактності $K_{\text{геом}}$ входить у відносному вигляді у порівнянні з базовою установкою, теплопередавальні поверхні якої виконані з гладких труб круглого перерізу; $n_1 \dots n_5$ – показники вагомості, які приймають значення 0 або 1 у залежності від наявних вихідних даних та стадії проведення аналізу.

Верифікація і валідація достовірності процедур теплообмінних апаратів проведена шляхом порівняння результатів експериментальних даних з результатами математичного моделювання і представлена на рис. 1 та 2.

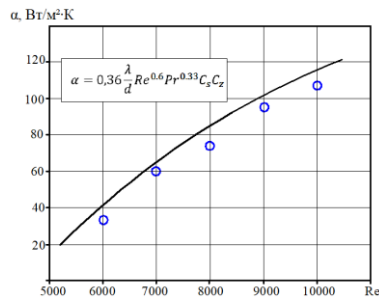


Рисунок 1 – Результати порівняння використання *RSM*-моделі турбулентності при розрахунку коефіцієнта тепловіддачі в пучках круглих труб: лінія – результати обґрунтування експериментальних даних, що наведені у тепловому розрахунку котлів; ○ – результати математичного моделювання

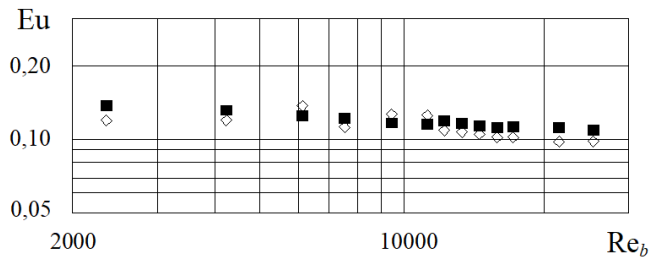


Рисунок 2 – Результати порівняння математичної моделі процесів перенесення теплоти в елементах енергетичних установок: ■ – експериментальні дані, отримані іншими дослідниками; ◇ – результати математичного моделювання [16]

На рис. 3 представлені результати порівняння оброблених автором експериментальних даних випробувань теплообмінної поверхні охолоджувача наддувного повітря, отриманих на спеціалізованому стенді кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння, установки та технічна експлуатація» Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова та розрахунків по математичній моделі процесів перенесення теплоти при зовнішньому обтіканні. Оцінена похибка виміру поля температур повітря при випробуваннях не перевищила 7,6 %.

Аналіз отриманих даних показує, що у всьому діапазоні зміни числа *Re* розходження в отриманих даних коефіцієнта тепловіддачі α , чисел *Nu* та *Eu* не перевищує 9,3 %, що припустимо для проведення подальших досліджень особливостей процесів гідродинаміки та тепловіддачі при обтіканні пучків профільованих труб.

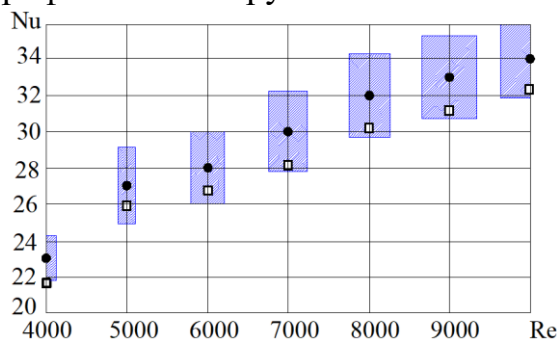


Рисунок 3 – Порівняння результатів експериментальних досліджень процесів перенесення теплоти з результатами математичного моделювання: ● – значення, отримані при експериментальних дослідженнях з полями похибок; □ – результати моделювання

У **третій главі** «Вдосконалення процесів конвективного теплообміну в теплообмінних апаратах енергетичних установок на підставі аналогії Рейнольдса» обґрунтовано напрям підвищення ефективності і компактності енергетичної установки та її теплообмінного обладнання при перенесенні теплоти в каналах різної форми, що досягається зменшенням його складової частки опору форми. Розроблено метод розрахунку теплообмінних апаратів енергетичних установок при спіральному русі теплоносія в каналі. При течії всередині каналів при закрученні потоку на гладких і шорстких поверхнях

визначено наступні аналітичні залежності для розрахунку товщини примежового шару:

$$\delta = 1.569 R \frac{1}{\sqrt{Re_d}} (X) \left(1 - \frac{2,272}{\sqrt{Re_d}} (X)^2 + \dots \right) \quad (9)$$

і для місцевого значення коефіцієнта тепловіддачі у вигляді двох добутків, перший з яких визначає ефективність теплообміну в каналі з незакрученим потоком, а другий – вплив закрутки потоку:

$$Nu_d = 0,022 Re_d^{0,8} Pr^{0,43} \frac{1,38}{(x/d)^{0,12}} [1 + f(\tau_{\varphi_0}/a\tau_0)]. \quad (10)$$

Отримані рівняння на початковій ділянці формування примежових шарів швидкості і температури теплоносія при наявності закрутки враховують особливості тепловіддачі, пов'язані з впливом геометричних показників каналів і теплофізичних властивостей теплоносія. Функція впливу закрутки потоку $[1 + f(\tau_{\varphi_0}/a\tau_0)]$ визначається за експериментальними даними і здатна враховувати особливості формування та компонування трубчастих пучків у теплообмінних апаратах і має наступний вигляд для завихрювачів: аксіально-лопаткового

$$1 + f(\tau_{\varphi_0}/a\tau_0) = \left[\frac{1 + 0,44 \cdot \Phi^{0,78}}{0,89 \cdot (x/d)^{0,08}} \right]; \quad (11)$$

тангенційного

$$1 + f(\tau_{\varphi_0}/a\tau_0) = \left(1 + 2,65 \exp\left(-\frac{x/d}{13,0}\right) \right); \quad (12)$$

шнекового

$$1 + f(\tau_{\varphi_0}/a\tau_0) = \left(20,75 \cdot \Phi_0^{0,58} [1 + 0,58 \cdot \exp(-0,084\bar{x})] Re_d^{-0,3} Pr^{-0,43} \bar{x}^{-0,88} \right). \quad (13)$$

Опір каналу з закруткою потоку f_k за аналогією Рейнольдса може бути представлений як

$$f_k = f_0 \cdot [1 + f(\tau_{\varphi_0}/a\tau_0)] \cdot A, \quad (14)$$

де $f_0 = 0,316/Re^{0,25}$ – опір гладкого каналу, який розраховується по формулі Блазіуса; A – корегуючий множник між значеннями гідродинамічного опору і коефіцієнтом тепловіддачі.

Для визначення множника A прийняті результати експериментальних досліджень для тангенційної закрутки потоку з відкритим виходом. Корегуючий множник A визначений у вигляді функції від відносної довжини каналу x/d у формі

$$A = 3,5288 \cdot \exp(-0,048 \cdot \bar{x}). \quad (15)$$

Порівняльний розрахунок за залежністю (14) з урахуванням (15) представлений на рис. 4.

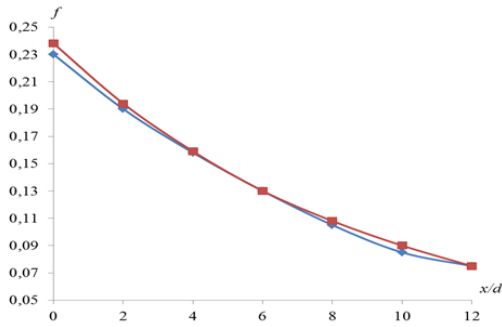


Рисунок 4 – Порівняння розрахункових та експериментальних значень опору каналу з тангенційною закруткою і відкритим виходом: $\blacklozenge$ – експериментальні дані отримані іншими дослідниками і наведені в [8]; $\blacksquare$ – результати розрахунку за залежністю (15)

Особливістю аксіально-лопаткових завихрювачів є залежність їх ефективності не тільки від протяжності каналу, а й від ступеня закрутки Φ . На рис. 5 представлена оцінка залежності показника аналогії Рейнольдса $FAR = f(l/d, \Phi)$. Результати показують порівняно високу теплогідравлічну ефективність навіть на ділянці затухання потоку ($l/d > 20$).

На рис. 6 представлена залежність $FAR = f(f/f_0)$ для аксіально-лопаткового завихрювача при $\Phi = 0,4$.

Таким чином, маючи необхідне значення показника FAR та використовуючи залежності, аналогічні рис. 5 для використовуваних завихрювачів, можна визначити необхідний ступінь закрутки Φ , а згідно з рис. 6 – визначити гідродинамічний опір завихрювача для визначення FAR_k .

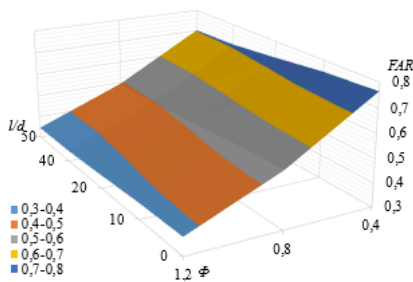


Рисунок 5 – Залежність показника аналогії Рейнольдса $FAR = f(l/d, \Phi)$ для аксіально-лопаткових завихрювачів

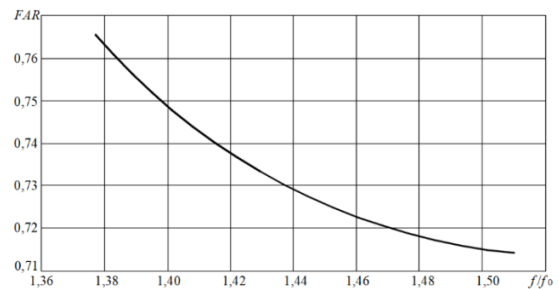


Рисунок 6 – Залежність $FAR = f(f/f_0)$ для аксіально-лопаткового завихрювача при $\Phi = 0,4$

Для досліджень тепловіддачі в теплообмінних апаратах з шорсткими каналами, на підставі рівняння Лайона, отриманий математичний вираз для визначення коефіцієнта тепловіддачі шорстких поверхонь з урахуванням розподілу швидкостей на перепад температур у ядрі потоку і залежності товщини в'язкого підшару від режиму течії:

$$Nu_d = \frac{\alpha \cdot 2R}{\lambda} = \frac{q \cdot 2R}{\Delta t \cdot \lambda} = \frac{0,2 Re_{*d}}{2 \left(1 - \frac{\delta}{R}\right) \{PAR1\} + \frac{1}{2} \ln[PAR2]}, \quad (16)$$

де $PAR1$ і $PAR2$ – комплексні параметри, які залежать від геометричних розмірів шорсткості.

Як визначальний фактор прийнято висоту шорсткості, яка практично розповсюджена у вигляді нанесених накаток, лунок, виступів. Отримані результати дозволяють обґрунтувати режим течії всередині труб для досягнення максимальної ефективності тепловіддачі. Так, максимальна ефективність

тепловіддачі при висоті елемента шорсткості $\delta_{\text{ш}} = 0,001$ м досягається при $Re \approx 6500$, а при підвищенні $\delta_{\text{ш}} - Re \approx 6000$ і нижче.

Встановлено, що для оптимізації ефективності і компактності енергетичної установки та її теплообмінного обладнання з підвищенням швидкості теплоносія існує локальний максимум ефективності по показнику фактора аналогії Рейнольдса FAR , викликаний утоненням ламінарного підшару з виступанням елемента шорсткості у турбулентне ядро.

Порівняльний аналіз теплогідравлічної ефективності при зовнішньому обтіканні поодиноких труб круглого, еліптичного і плоскоовального перерізів виконано при сталому еквівалентному діаметрі $d_{\text{екв}}$, довжині окружності L і площі поперечного перерізу S в діапазоні значень чисел Рейнольдса 6000...14000, що відповідає умовам суднових теплообмінних апаратів. При розрахунку зовнішнього обтікання труб еліптичного та плоскоовального перерізів прийняті співвідношення півосей (a/b) у діапазоні 1,5...3,4. Результати розрахунків залежностей ефективності тепловіддачі $Nu = f(Re)$ та коефіцієнта повного опору $C_D = f(Re)$ представлені на рис. 7 та 8.

Отримані результати дозволили визначити теплогідравлічну ефективність розглянутих поверхонь при тепловіддачі і теплопередачі (рис. 9 та 10).

Локальний максимум ефективності тепловіддачі (рис. 9), що спостерігається у діапазоні $Re = 10000 \dots 11000$, обумовлений сукупним впливом зростання коефіцієнта тепловіддачі та зниження коефіцієнта аеродинамічного опору (рис. 7 та 8).

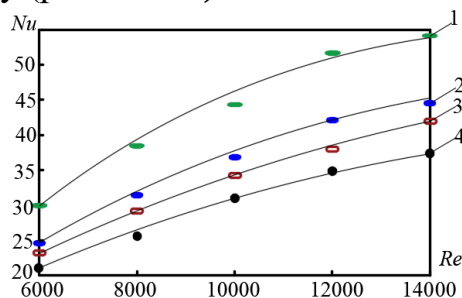


Рисунок 7 – Розрахунок залежності ефективності тепловіддачі від числа Рейнольдса: 1 – еліптичний профіль ($a/b = 2,5$); 2 – еліптичний профіль ($a/b = 2,0$); 3 – плоскоовальний профіль ($a/b = 2,7$); 4 – круглий профіль

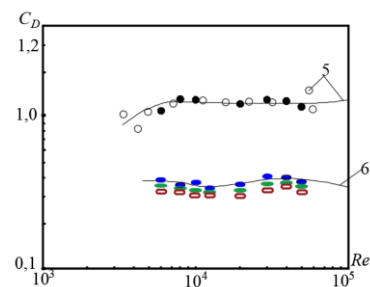


Рисунок 8 – Розрахунок коефіцієнта повного опору від числа Рейнольдса: 1-4 – аналогічно рис. 7; 5, 6 – дані [34]

Для визначення співвідношення півосей еліптичних та плоскоовальних профілів для досягнення максимальної теплогідравлічної ефективності, проведено аналіз при $a/b = 1,5 \dots 3,4$. Як нормуючі значення при розрахунках FAR і FAR_k приймалися аналогічні результати розрахунків труби круглого перерізу.

Аналіз результатів показав наступне. При порівнянні ефективності тепловіддачі за показником FAR труб з однаковим еквівалентним діаметром кращу мають труби еліптичного перерізу практично у всьому діапазоні співвідношень півосей. Локальний максимум теплогідравлічної ефективності тепловіддачі для еліптичних і плоскоовальних труб відповідно складає при $a/b = 2,6$ та $2,8$.

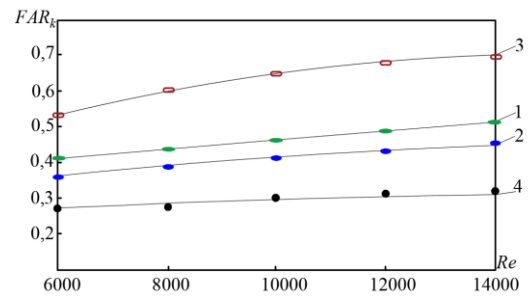
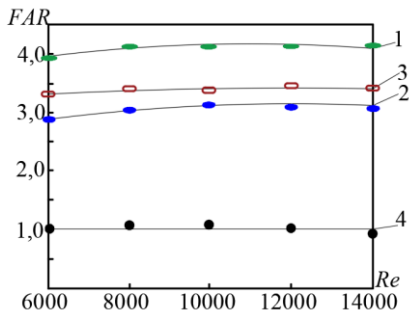


Рисунок 9 – Порівняльне моделювання ефективності тепловіддачі для поодиноких теплообмінних профілів різного поперечного перерізу при $d_{\text{екв}} = \text{const}$, позначення аналогічні рис. 7

Рисунок 10 – Порівняльне моделювання ефективності теплопередачі для поодиноких теплообмінних профілів різного поперечного перерізу при $d_{\text{екв}} = \text{const}$, позначення аналогічні рис. 7

Для теплопередачі максимальні показники ефективності плоскоовальних труб вище, ніж еліптичних та відповідають $a/b = 2,8$ та $2,5$.

Аналогічні результати спостерігаються і при однакових довжині окружності L і площі поперечного перерізу S .

Дослідження ефективності вдосконалення процесів перенесення теплоти при зовнішньому обтіканні гладких профільованих поверхонь виконані шляхом математичного моделювання. Дослідження проведені у діапазоні вихідних даних, характерних для сучасних дизельних і газотурбінних двигунів енергетичних установок та їх теплообмінних апаратів, і мали наступні значення: температура потоку, що омиває поверхню теплообміну, $230 \dots 370$ °С; еквівалентний діаметр поверхні теплопередачі $0,022 \dots 0,030$ м; поперечний крок поверхні теплопередачі, $s_1/d_{\text{екв}} = 1,1 \dots 1,5$; поздовжній крок поверхні теплопередачі, $s_2/d_{\text{екв}} = 1,5 \dots 1,9$; число Рейнольдса $= (6 \dots 14) \cdot 10^3$; співвідношення півосей еліпса $a/b = 2,0 \dots 2,6$.

У результаті отримані критеріальні залежності для розрахунків тепловіддачі та гідродинамічного опору у вигляді:

для коефіцієнту тепловіддачі

$$Nu = 0,41 \cdot \left(\frac{w_1 \cdot d_{\text{екв}}}{\nu_1} \right)^{0,615} \cdot Pr_f^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \cdot C_s \cdot C_z, \quad (17)$$

де C_s – коефіцієнт, який визначається в залежності від кроків труб при «тісному» компонуванні пучків $(0,1 \leq \varphi = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} \leq 1,7)$ як $C_s = 0,95 \cdot \varphi^{-0,1}$, а σ_1 і

σ_2' – відносні поперечні та діагональні кроки пучків, $\sigma_2' = \sqrt{\sigma_1^2/4 + \sigma_2^2}$, σ_2 – відносний поздовжній крок пучків; C_z – поправка на кількість рядів труб z_2 по ходу газів при $z_2 < 10$ і $\sigma_1 \leq 3$, $C_z = 3,12 \cdot z_2^{0,05} - 2,5$ $z_2 \geq 10$, $C_z = 1$.

Для коефіцієнта гідродинамічного опору

$$Eu = 0,44 \cdot (\sigma_1 - 1)^{-0,39} \cdot Re^{-0,19} \quad (18)$$

Для оцінки ефективності розташування лункових систем на спіральнo-стрічковому оребренні, з урахуванням особливостей його виготовлення, обрані

лунки з наступними характеристиками: вісь лунки проходить по центру ребра, діаметр лунки 0,004 м, глибина лунки 0,0015 м, крок лунки 0,01 м.

Отримані наступні залежності для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі та гідродинамічного опору:

$$Nu_f = 0,2035 \cdot \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_2} \right)^{0,2} \cdot \left(\frac{s}{d_{\text{екв}}} \right)^{0,18} \cdot \left(\frac{h}{d_{\text{екв}}} \right)^{-0,14} \cdot Re^{0,68} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25}, \quad (19)$$

де s та h – крок та висота ребер відповідно, м;

$$Eu_f = 3,187 \cdot \varepsilon^{0,5} \cdot Re^{-0,25} \cdot \sigma_1^{-0,55} \cdot \sigma_2^{-0,5}, \quad (20)$$

де ε – коефіцієнт оребрення.

Отримано, що виконання на ребрах лункових систем здатне покращити ефективність тепловіддачі майже на 31 %.

Для оцінки ефективності розташування лункових систем на пластинчастому оребренні труб еліптичного перерізу обрані наступні умови: вісь лунки проходить по центру бокової частини ребра по більшій стороні, діаметр лунки $d = 0,003$ м, глибина лунки $H = 0,0005$ м. Схема розміщення лунок на поверхні пластинчастого оребрення представлена на рис. 11.

Як перший варіант був прийнятий варіант з розташуванням лунок по малій осі еліпса (рис. 11,б), варіант в (рис. 11,в) визначав розташування лунок на початковій і кінцевій ділянках ребра, варіант г (рис. 11,г) розглядав оцінку ефективності гіпотези розташування лунок у носовій і кормовій частині ребра по великій осі еліпса.

Як найбільш ефективний приймався варіант, при якому спостерігалось би найбільше зростання інтенсивності тепловіддачі в порівнянні з ростом аеродинамічного опору. Порівняння ефективності тепловіддачі проводилося за показником фактора аналогії Рейнольдса (6). Індекс «0» визначав базовий канал, і приймався як варіант 11а.



Рисунок 11 – Варіанти розташування лунок на ребрі

Отримано, що нанесення лунок на ребро значно інтенсифікує тепловіддачу за рахунок зниження аеродинамічного опору при обтіканні. Найбільш ефективним є варіант 11в – послідовного розташування лунок на ребрі, оскільки в ньому спостерігається найбільше зростання ефективності тепловіддачі в порівнянні з ростом опору. Варіант 11г – з носовою і кормовим розташуванням лунок – не дав очікуваного ефекту, оскільки додатковий опір носовому вихору,

який розвивається, створила носова частина труби, а кормова лунка знаходиться в гідродинамічному сліді лунок на ребрах.

Для варіанта 11в отримані наступні залежності для оцінки коефіцієнтів тепловіддачі та гідродинамічного опору:

$$Nu_f = 0,2441 \cdot (\sigma_1/\sigma_2)^{0,2} \cdot (s/d_{\text{екв}})^{0,18} \cdot (h/d_{\text{екв}})^{-0,14} \cdot Re^{0,682} \cdot Pr^{0,36} \cdot (Pr_f/Pr_w)^{0,25}, \quad (21)$$

де h – відстань між стінкою труби і краєм ребра по великій осі еліпса, м;

$$Eu_f = 2,832 \cdot \varepsilon^{0,5} \cdot Re^{-0,25} \cdot \sigma_1^{-0,55} \cdot \sigma_2^{-0,5}, \quad (22)$$

де ε – коефіцієнт оребрення.

Результати аналізу теплогідрравлічної ефективності для пучків каналів з гладких еліптичних труб представлені на рис. 12. Аналіз результатів показує залежність ефективності теплопередачі від поперечних та поздовжніх кроків. Більший вплив мають поздовжні кроки, оскільки вони формують картину поздовжньої течії теплоносія по каналу. Профілювання поверхні дозволяє отримати переважання зростання теплопередачі над опором. Максимальне зростання тепловіддачі складе 24,3 % при зростанні гідродинамічного опору на 14,1 %.

Подібне представлення результатів дозволяє обґрунтувати характеристики просторового розташування пучків каналів.



Рисунок 12 – Теплогідрравлічна ефективність теплопередачі в гладкій еліптичній поверхні

Отримані результати обґрунтовують напрям підвищення ефективності і компактності енергетичної установки та її теплообмінного обладнання при перенесенні теплоти в каналах різної форми за фактором аналогії Рейнольдса, що досягається зменшенням його складової частки опору форми на 0,275...0,302. При цьому для установки з компактністю на рівні 0,1...0,4 м³/кВт теплообмінні апарати з плоскоовальних труб зі співвідношенням осей $a/b = 2,6...2,8$ мають компактність 83...106 м²/м³, а еліптичних труб із співвідношенням осей $a/b = 2,4...2,6$ з гладкою поверхнею – 60...140 м²/м³.

У **четвертій главі** «Покращення характеристик теплообмінних апаратів енергетичних установок за рахунок вдосконалення в них процесів конвективного теплообміну» виконаний аналіз для наступних теплообмінних апаратів енергетичних установок: утилізаційні котли головних та допоміжних двигунів внутрішнього згоряння і газотурбінних установок, глушники-утилізаційні котли допоміжних двигунів внутрішнього згоряння, охолоджувачі повітря, регенератори суднових газотурбінних установок та газоперекачувальних станцій, нагрівачі-утилізатори повітряних турбінних теплоутилізуючих установок та апарати повітряного охолодження з теплопередаючими

поверхнями еквівалентного діаметру несучої труби для всіх поверхонь $d_{\text{екв}} = 0,022$ м, співвідношення півосей еліпса 2,5 та кроках труб при шаховому розташуванні поперечний $s_1/d_{\text{екв}} = 1,3$ і поздовжній – $s_2/d_{\text{екв}} = 1,6$.

Для утилізаційних котлів головних і допоміжних двигунів внутрішнього згоряння розглянуто зміну компактності для трьох варіантів суднових утилізаційних парових водотрубних котлів: *а*, *б* – прямокутного перерізу відповідно з випарною поверхнею та з пароперегрівною, випарною та економайзерними поверхнями, та *в* – круглого перерізу з коаксіальною змійовиковою поверхнею. Теплопередавальні поверхні котлів малі наступні характеристики: Поверхня I – Змійовики з гладких труб круглого перерізу ($FAR_k = 0,57$); Поверхня II – Змійовики з гладких еліптичних труб ($FAR_k = 0,69$); Поверхня III – Змійовики круглого перерізу з *H*-подібними ребрами ($FAR_k = 0,32$); Поверхня IV – Змійовики з оребрених еліптичних труб з лунковими системами на ребрах ($FAR_k = 0,52$); Поверхня V – Змійовики коаксіальні гладкотрубні ($FAR_k = 0,21$); Поверхня VI – Змійовики коаксіальні зі спіральнo-стрічковим оребренням з лунковими системами ($FAR_k = 0,27$).

Найбільш ефективною поверхнею для зниження масогабаритних показників виявилась поверхня варіанта *б*, яка забезпечила при зміні значення коефіцієнта геометричної компактності з $99,2 \text{ м}^2/\text{м}^3$ до $129 \text{ м}^2/\text{м}^3$ зниження маси і об'єму поверхні майже на 24 %. Зміна аналогічних показників для варіанта *а* склала з $51,2 \text{ м}^2/\text{м}^3$ до $64 \text{ м}^2/\text{м}^3$ – 17,5 %, для варіанта *в* з 95 до $112 \text{ м}^2/\text{м}^3$ – 15 % при збереженні ресурсу апарата.

Виконана оцінка ефективності вдосконалення процесів теплопередачі лунковими системами на оребрених поверхнях глушника-утилізаційного котла допоміжного двигуна внутрішнього згоряння 5L23/30 потужністю 710 кВт. Розташування лунок на ребрі визначалось з геометричних розмірів ребер та умови «ненакладання» сусідніх вихорів – як лінійне, коридорне та шахове. Параметри лунок приймалися за розмірами ребра і складали: для лінійного і коридорного розташування $H/d = 0,33$ та шахового $H/d = 0,5$. Параметри потоку газів приймалися у відповідності з рекомендаціями: швидкість газів 20...50 м/с, температура газів 300 °С, температура стінки 200 °С.

Результати розрахунку обтікання поверхонь без використання лунок та з шаховим розташуванням показали ділянку теплової стабілізації, що на гладкій поверхні складає близько 10 еквівалентних діаметрів каналу, а для шахового розташування лунок знижується до 2,25. Зниження температури газів після теплообмінного апарату склало 17...30 °С у залежності від розташування лункових систем.

Подібні глушники-утилізаційні котли доречно використовувати як водогрійні котли для отримання гарячої води на побутові потреби з температурою 90 °С або для подавання як живильної води утилізаційних котлів головних двигунів з температурою 120 °С. Оцінка показала, що при температурі води на вході в котел 60 °С можливе отримання 0,65...1,2 т/год води температурою 90 °С та 0,23...0,54 т/год води з температурою 120 °С.

Газотурбінні двигуни, у порівнянні з дизельними, мають більшу температуру відпрацьованих газів у 430...500 °С. Тому котли таких двигунів

мають прямокутну форму перерізу та містять три поверхні нагріву – економайзерну, випарну та пароперегрівну. Розглянуто зміну компактності для трьох варіантів поверхонь: поверхня I – круглі трубки зі спіралью-стрічковим оребренням ($FAR_k = 0,23$); поверхня II – круглі труби зі спіралью-стрічковим оребренням та лунковими системами ($FAR_k = 0,31$); поверхня III – гладкі еліптичні труби ($FAR_k = 0,43$); поверхня IV – оребрені еліптичні труби з лунковими системами на ребрах ($FAR_k = 0,51$).

Як і у варіантах з утилізаційними котлами для дизельних двигунів, найбільшу ефективність має теплообмінна поверхня з еліптичних труб з лунковими системами на ребрах, котра забезпечує при зміні коефіцієнта геометричної компактності зі $112 \text{ м}^2/\text{м}^3$ до $125 \text{ м}^2/\text{м}^3$ зниження маси й об'єму поверхні нагріву на 20,3 % при збереженні ресурсу апарату, а при зміні зі $104 \text{ м}^2/\text{м}^3$ до $135 \text{ м}^2/\text{м}^3$ – на 23,1 %.

Для вдосконалення теплопередавальних характеристик охолоджувачів наддувного повітря двигунів внутрішнього згоряння розглянуто варіант використання лункових систем на ребрах (рис. 13).

Геометричні розміри пучка плоскоовальних труб (рис. 13,а) аналогічні тим, що використовувались при верифікації математичної моделі. Лунки розташовані з кроком 10 мм. На рис. 13,б та 13,в представлені варіанти з еліптичними трубами. Гідравлічний діаметр і схема розташування еліптичних труб аналогічна плоскоовальним. Відмінності містяться у кроці труб – на рис. 13,б – 10 мм, рис. 13,в – 20 мм.

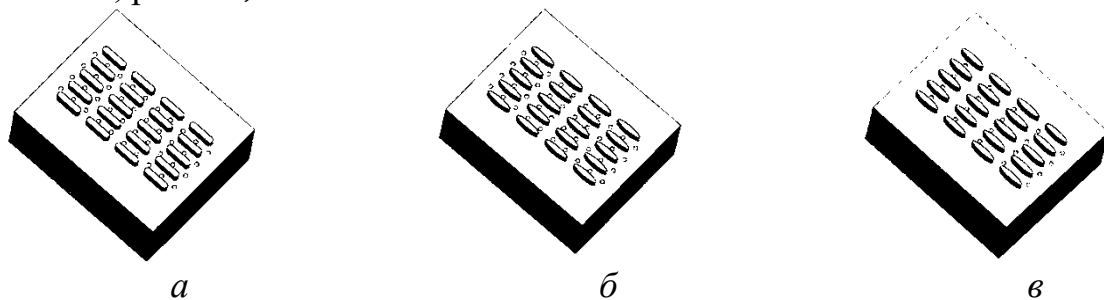


Рисунок 13 – Схема розташування лунки на теплообмінній поверхні

Результати, розраховані за залежностями (2) та (3) показали, що завдяки кращому гідродинамічному обтіканню поверхні ефективність пучка з гладкими еліптичними трубами вища, ніж з плоскоовальними на 31...35 %. Однак застосування лункових систем показало кращу ефективність на плоскоовальному пучку. Таким чином, остаточний вибір поверхні і схеми нанесення лункових систем повинен виконуватись, виходячи з вихідних даних.

Розглянуто варіант покращення характеристик компактності трубчастих регенераторів судових газотурбінних установок при внутрішній закрутці потоку. Показано, що найбільш ефективним варіантом є використання двох тангенціальних завихрювачів з кутом закрутки $\varphi = 60^\circ$ і кроком розміщення $l/d = 50$. В результаті виконана порівняльна оцінка зміни мас поверхонь теплопередачі пластинчастих і трубчастих регенераторів (рис. 14).

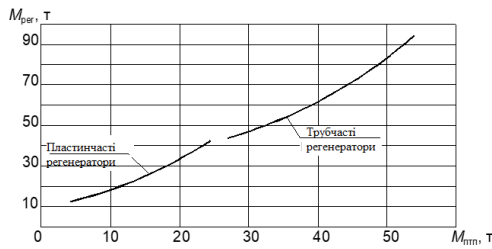


Рисунок 14 – Співвідношення мас поверхні теплопередачі

Для покращення характеристик компактності регенераторів газоперекачувальних станцій запропоновані теплообмінні модулі «НЕТ-М1», «НЕТ-М2» та «НЕТ-М3» з коефіцієнтами геометричної компактності теплообмінних поверхонь на рівні 90...110 м²/м³.

Порівняльна розрахункова оцінка масогабаритних показників і втрат тиску запропонованих конструкцій виконувалась з конструкціями регенераторів ВАТ «Факел», «Орма» та ДП НВКГ «Зоря»–«Машпроект». Порівняння виконувалось за умов вихідних даних регенеративної газотурбінної установки потужністю 10 МВт. Результати показали зниження маси теплообмінної поверхні на 12,1...17,5 % та сумарних втрат тиску на 0,5...0,9 %. Основною перевагою еліптичних поверхонь є їх більш низький, у порівнянні з пучками круглих труб, аеродинамічний опір. Це дозволяє підвищити швидкість обтікання поверхонь, що інтенсифікує теплопередачу.

Для утилізаційного котла енергетичної газотурбінної установки розглянуто два варіанти поверхонь: поверхня І – круглі трубки зі спіральнострічковим оребренням (коефіцієнт геометричної компактності 290 м²/м³, $FAR_k = 0,23$); поверхня ІІ – оребрені еліптичні труби з лунковими системами на ребрах (коефіцієнт геометричної компактності 330 м²/м³, $FAR_k = 0,51$). Результати показали зниження маси поверхні нагріву на 14 %, об'єму – 12,4 %.

Повітряні теплоутилізуючі турбінні установки (ПТТУ) є перспективним напрямком підвищення ефективності газотурбінних установок. Найбільш металоємким елементом таких установок є нагрівачі-утилізатори. Розглянуто зміну компактності для трьох варіантів поверхонь: гладкі еліптичні труби; оребрені еліптичні труби з лунковими системами на ребрах і труби круглого перерізу зі спіральнo-лунковими системами на ребрах. Коефіцієнти геометричної компактності поверхонь відповідно наступні: 97, 360 та 290 м²/м³. Товщина стінок для неореброваних поверхонь $\delta_{\text{ст}} = 0,001$ м, для ореброваних – $\delta_{\text{ст}} = 0,002$. Результати розраховані для характеристик двигуна UGT-16000.

Отримано, що найбільш ефективною поверхнею є еліптична поверхня з лунковими системами на ребрах, що дозволяє знизити масу поверхні теплообміну на 32 %.

Інтенсифікацію теплопередачі в апаратах повітряного охолодження доречно виконувати з метою зниження потужності привідних вентиляторів. Оцінка теплогідравлічної ефективності таких апаратів виконана для еліптичних гладких труб, еліптичних труб з трикутною виїмкою та еліптичних ореброваних труб з лунками на ребрах. Аналіз результатів показує, що при використанні труб еліптичного поперечного перерізу з трикутною виїмкою можна досягти поліпшення тепловіддачі на 14 %, підвищення ефективності $\varepsilon_{\text{АПО}}$ до 0,79 ... 0,82 і зниження енергоспоживання до 16 %.

Розроблені конструктивні схеми теплопередавального обладнання для охолодження, регенерації та утилізації теплоти в суднових енергетичних установках дозволяють відповідно досягнути покращення економічності – до 3 %, ефективності теплових викидів – до 7 %, шкідливих викидів – до 3 %, ресурсних – до 5 % і масогабаритних – до 20 % для неоребраних поверхонь і відповідно до 5 %, 10 %, 5 %, 7 % і 15 % для оребраних.

У п'ятій главі «Поліпшення характеристик енергетичних установок при використанні ефективних і компактних теплообмінних апаратів» виконаний аналіз впливу характеристик інноваційних теплообмінних апаратів на поліпшення показників суднових енергетичних установок.

Розглянуто два варіанти суднових енергетичних установок, які відрізняються потужністю головних малообертових двигунів та складом.

Варіант I. Суднова енергетична установка з двигуном *MAN B&W 6S50ME-B9.3* потужністю $N_e = 8680$ кВт. До складу установки входять також утилізаційний котел головного двигуна паропродуктивністю 1,36 т/год і допоміжний котел паропродуктивністю 16 т/год. Оцінка зниження питомої витрати палива для головного двигуна при використанні охолоджувачів наддувного повітря з різними поверхнями нагріву показало, що підвищення його ефективності з 0,90 до 0,96 дає можливість зниження витрати палива майже на 0,0004...0,0007 кг/(кВт·год).

Згідно зі статистичними даними, пароспоживання на окремих режимах роботи установки досягає 16,5 т/год. Тоді, використовуючи підігрів живильної води котла до 129 °С, у високотемпературній секції охолоджувача наддувного повітря головного двигуна можливо збільшення паропродуктивності утилізаційного котла до 3,63 т/год. Оцінка зниження витрати палива допоміжного котла в залежності від ефективності утилізаційного котла наведена на рис. 15. При оцінці ефективності утилізаційного котла прийняті параметри поверхні теплопередачі: $d_{екв} = 0,022$ м і кроки труб у пучках $s_1/d_{екв} = 1,3$ та $s_2/d_{екв} = 1,6$.

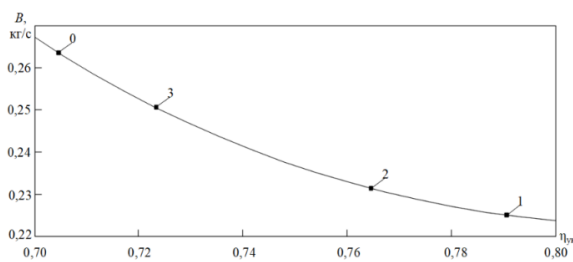


Рисунок 15 – Зниження витрати палива допоміжного котла в залежності від ефективності утилізаційного котла головного двигуна, позначені оребрені поверхні теплопередачі виконані з: 1 – еліптичних труб з лунковими системами ($FAR_k = 1,07$); 2 – еліптичних труб ($FAR_k = 1,01$); 3 – круглих труб зі спіралью-стрічковим оребренням з лунковими системами ($FAR_k = 0,64$); 0 – базова оребрана поверхня нагріву ($FAR_k = 0,47$)

Варіант II. Суднова енергетична установка з двигуном *MAN B&W 12S90ME-C9.2* потужністю 69720 кВт. Установка обладнана системою «глибокої» утилізації теплоти з утилізаційним котлом паропродуктивністю 24 т/год.

Оцінено наступну схему течії живильної води: вона спочатку підігрівається в охолоджувачі наддувного повітря ГД з поверхнею теплопередачі, виконаною з оребраних еліптичних труб з лунковими системами на ребрах, до 160...180 °С, після чого подається в утилізаційний котел. Отримані

результати показують можливість зниження питомої витрати палива установкою з 0,1622 до 0,1581 кг/(кВт·год), тобто майже на 2,5 %.

Для умов «базового» утилізаційного котла коефіцієнт енергетичної компактності склав $\psi_{\text{ен}} = 20,72 \text{ кВт/м}^3$, для котла з інтенсифікацією тепловіддачі $\psi_{\text{ен}} = 23,71 \text{ кВт/м}^3$, тобто підвищення склало 12,6 %.

Аналіз впливу параметрів утилізаційного котла на показники суднової газопаротурбінної установки виконано при показниках ефективності теплопередачі FAR_k : для круглих оребрених труб – 0,252...0,274; гладких еліптичних труб – 0,379...0,383; оребрених еліптичних труб – 0,398...0,402. При розрахунках прийнята сталість масогабаритних та ресурсних показників котла. Результати показали підвищення ККД установки на 2,4 % та зниження теплових викидів на 6,3 %.

Оскільки для забезпечення ресурсу в 100000 годин регенератори газотурбінних установок виконують трубчастими, виконано порівняльний аналіз впливу інтенсифікації теплопередачі в регенераторі установки ГТУ-16Р на масогабаритні показники всієї установки.

Конструктивна схема прийнята як для регенератора котельного типу. Ступінь регенерації теплоти 0,85. Розглянуті варіанти виконання теплопередавальної поверхні з гладких еліптичних труб $d_{\text{екв}} = 0,022 \text{ м}$ і кроками $s_1/d_{\text{екв}} = 1,2$ та $s_2/d_{\text{екв}} = 1,5$ і оребрених еліптичних труб з лунковими системами на ребрах з кроками $s_1/d_{\text{екв}} = 1,3$ та $s_2/d_{\text{екв}} = 1,6$. Оцінка проводилась за умови збереження площі поперечного перерізу. Результати оцінки зміни маси поверхні теплообміну свідчать, що поверхні теплопередачі на основі труб еліптичного перерізу мають близькі характеристики рівня інтенсифікації з лунками та гвинтовими канавками, але поверхні теплопередачі на основі труб з недеформованою стінкою матимуть більший ресурс. Крім того, еліптичні поверхні будуть більш технологічними. При даному компонуванні регенератора більший ефект матиме зниження маси поверхні теплообміну, оскільки оцінена зміна висоти регенератора склала до 1 м.

Проведено аналіз технічних показників перспективних газотурбінних установок (ГТУ) з теплоутилізаційним контуром при використанні в утилізаційних котлах оребрених поверхонь нагріву з пониженим аеродинамічним опором. Аналіз впливу параметрів утилізаційного котла на показники ГТУ проведено для газотурбінної установки покоління UGT25000. Для всіх типів теплопередавальних поверхонь кроки труб у пучках склали $s_1/d_{\text{екв}} = 1,3...1,5$; $s_2/d_{\text{екв}} = 1,7...1,9$. Показники ефективності теплопередачі FAR_k склали: для круглих оребрених труб – 0,252...0,274; гладких еліптичних труб – 0,379...0,383; оребрених еліптичних труб – 0,398...0,402. Отримані результати показують, що при використанні гладких еліптичних труб спостерігається найбільший приріст ефективності установки.

Використання універсальних нагрівачів-утилізаторів, оптимізованих за масогабаритними показниками у складі повітряних турбінних теплоутилізуючих установок (ПТТУ) для ГТД різних потужностей, дозволяє покращити їх масогабаритні показники. У таблиці 1 представлена порівняльна оцінка впливу універсального нагрівача-утилізатора з круглою гладкотрубною поверхнею

нагріву загальною масою біля 140 т та поверхнею теплопередачі, виконаною з гладких еліптичних труб «щільної» компоновки загальною масою біля 102 т для ГТД потужністю 16 МВт.

Отримані результати показали підвищення ефективності нагрівача-утилізатора, що позитивно вплине на підвищення ККД установки, а також на зниження сумарних гідравлічних втрат, що сприятиме кращій працездатності установки.

Таблиця 1 – Порівняльна оцінка впливу параметрів нагрівача-утилізатора на показники ПТТУ

Установка Параметр	Величина			
	GTU-25P	LM2500PR	MFT-8	FT-8 PowerPac
Коефіцієнт ефективності теплообмінника	0,862/0,879	0,859/0,876	0,858/0,875	0,858/0,875
Сумарні відн. гідравлічні втрати, %	5,547/4,438	7,575/6,062	6,869/5,495	6,631/5,309

Установка Параметр	Величина			
	SGT-609	Titan250	UGT 16000	UGT 25000
Коефіцієнт ефективності теплообмінника	0,863/0,881	0,865/0,883	0,850/0,867	0,858/0,875
Сумарні відн. гідравлічні втрати, %	6,393/5,114	4.413/3,531	7.709/6,167	7.182/5,746

кругла поверхня/еліптична поверхня

Проведена оцінка зміни показників екологічності системи утилізації теплоти з головним двигуном 12S90ME-C9.2 показала, що можливе зниження сумарної кількості шкідливих викидів складає 3,5 %, ефективності теплових викидів – 8 %.

Зміна інтегрального коефіцієнта ефективності ІКЕ для дизельної енергетичної установки з двигуном 12S90ME-C9.2 та утилізацією теплоти відпрацьованих газів представлена на рис. 16.

Результати показують, що при досягненні ефективності енергетичної установки $\eta_{ey} = 0,42 \dots 0,45$ значення інтегрального показника складатиме ІКЕ = 1,6...2,2. Це дає можливість оцінки величини питомої маси теплообмінного апарату m для визначення необхідного ступеня інтенсифікації процесів теплопередачі.

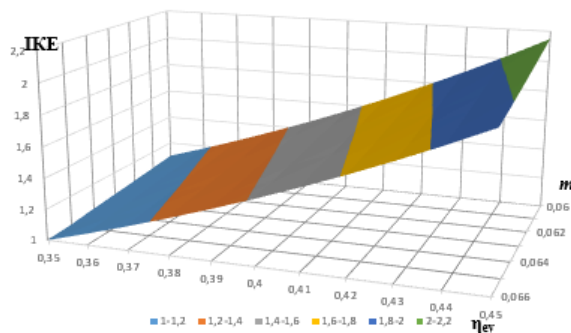


Рисунок 16 – Зміна інтегрального коефіцієнта ефективності енергетичної установки

Застосування у транспортних і стаціонарних енергетичних установках теплообмінних апаратів з ефективними та компактними пучками каналів дає можливість поліпшити їх економічні, екологічні, ресурсні і масогабаритні

характеристики енергетичних установок, зокрема при проміжному охолодженні до 1,06, регенерації – 1,12 та утилізації теплоти робочого тіла – 1,04 і відповідно дозволяє підвищити ККД енергетичних установок до 2,5 %.

У **шостій главі** «Впровадження отриманих результатів у практику проєктування, модернізації суднових та стаціонарних енергетичних установок і перспективи подальших досліджень» представлені рекомендації для проєктування ефективних і компактних теплообмінних апаратів для енергетичних установок щодо інтенсифікації перенесення теплоти у теплообмінних апаратах енергетичних установок при переважаючому зростанні рівня теплопередачі над гідродинамічним опором та зниження масогабаритних показників. Основними даними, що характеризують рівень технічної досконалості теплообмінних апаратів енергетичних установок за результатами дослідження, є безрозмірні комплекси, що характеризують кількість перенесеної теплоти на одиницю витраченої роботи для її використання в циклі енергетичної установки, компактності і ресурсу. Ці комплекси залежать від функціонального призначення теплообмінного апарату, рівня теплової ефективності та сумарної втрати тиску теплоносіїв. Перспективними значеннями цих показників є для: охолоджувачів робочого тіла – теплова ефективність 0,86...0,93, сумарні втрати тиску 3,5...4,5 %; утилізаційних котлів – теплова ефективність 0,81...0,86, сумарні втрати тиску 4...6 %; регенераторів – теплова ефективність 0,82...0,88, сумарні втрати тиску 4...5 %; нагрівачів-утилізаторів – теплова ефективність 0,85...0,9, сумарні втрати тиску 4...6 %.

Запропоновані заходи з удосконалення суднових енергетичних установок дозволяють знизити витрату палива до 2,5 %, що сприятиме частковому досягненню зниження індексу *CII* при обґрунтуванні проєктних рішень з визначення ефективних схем та характеристик інноваційних суднових енергетичних установок танкерів і балкерів типу *PANAMAX* та контейнеровозів.

Встановлено, що використання запропонованих технічних рішень з інтенсифікації процесів перенесення теплоти в охолоджувачі наддувного повітря та утилізаційному котлі головного двигуна дозволяє знизити викиди на ходовому режимі завдяки зниженню загальної витрати пального, та відповідно знизити значення коефіцієнта *CII* до 2,6 %.

Згідно з даними журналу *Significant Ship* (https://www.libramar.net/news/significant_ships_series/1-0-140) паропроодуктивність утилізаційних котлів танкерів типу *PANAMAX* не перевищує 1000 кг/год. Завдяки підігріву живильної води у другій секції охолоджувача наддувного повітря головного двигуна та використанню гладкотрубних пучків з трубами еліптичного перерізу в утилізаційному котлі вона може підвищитися до 3630 кг/год. Це дозволить виключити з роботи допоміжний котел на режимі баластного переходу, а на інших режимах знизити його навантаження. Завдяки цьому підвищиться коефіцієнт корисної дії суднової енергетичної установки з 50,8 до 52,1, знизиться показник *CII* з 8,47 до 7,88, рівень шкідливих викидів з 0,968 до 0,936 та об'єм шкідливих викидів на 1,3 %.

Розглянута система утилізації теплоти високопотенційних вторинних енергоресурсів головного двигуна енергетичної установки контейнеровозу дедвейтом 122000 т з головним двигуном 12S90ME-C9.2.

Зміна у структурі теплового балансу головного двигуна з утилізаційним котлом та з інтенсифікацією процесів теплопередачі представлена на рис. 17.

Отримано, що використання запропонованих технічних рішень з інтенсифікації процесів перенесення теплоти в охолоджувачі наддувного повітря та утилізаційному котлі головного двигуна дозволить підвищити потужність системи WHRS з 2,48 до 3,24 МВт, що сприятиме підвищенню коефіцієнта корисної дії суднової енергетичної установки з 54,3 до 56,8, зниженню показника $СП$ з 7,36 до 6,87, рівня теплових викидів – з 0,842 до 0,761, об'єму шкідливих викидів на 2,5 %.

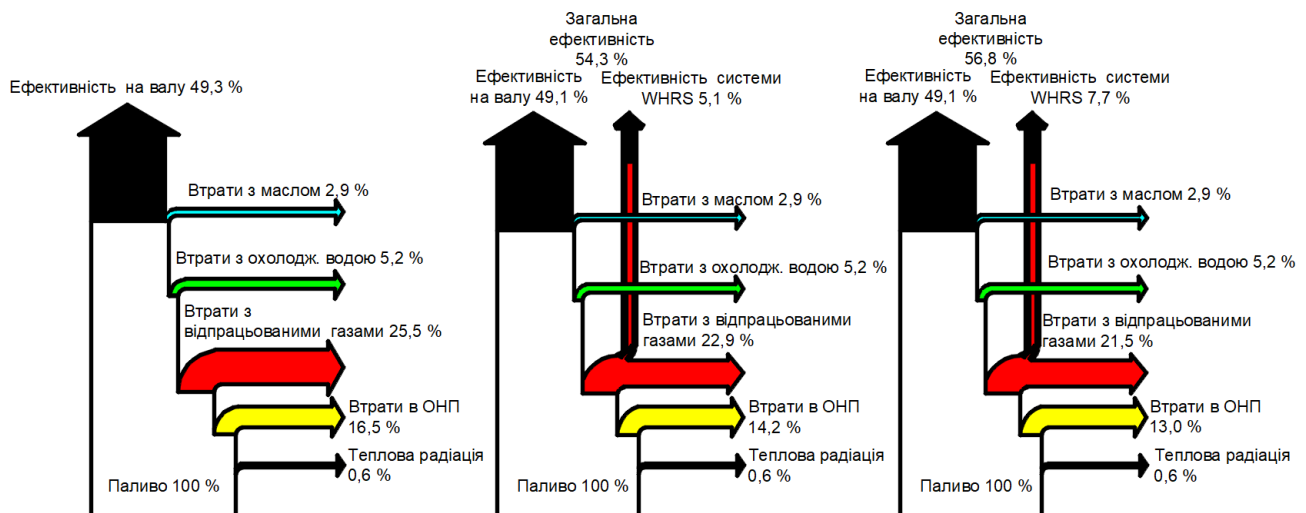


Рисунок 17 – Тепловий баланс двигуна 12S90ME-C9.2: а – без утилізації теплоти; б – система WHRS MAN B&W; в – система WHRS MAN B&W з інтенсифікацією теплопередачі, що пропонується

Використання вдосконалених глушників-утилізаторів як водогрійних котлів корабельних енергетичних установок дозволяє знизити загальний рівень температурного поля корабля та забезпечити потреби в гарячій воді.

Результати оцінки на зрізі димової труби температури та звукового тиску при найбільш ефективному використанні шахового розташування лунок зі сталими величинами висот глушника і теплообмінної поверхні, дозволяє додатково забезпечити сумарне зниження температури на $\Delta t_{\text{тр}} = 24,3 \dots 29,8$ °C і звукового тиску на 10,7...13,3 дБ.

Зниження габаритних розмірів глушника можливе за рахунок зниження висоти теплообмінної поверхні з 1689...2053 мм до 1530...1853 мм.

Реалізація отриманих результатів для суднових енергетичних установок дозволить забезпечити підвищення рівня утилізації теплоти, що знизить ефективність теплових викидів суднових енергетичних установок на 0,4...5,6 %, їх матеріалоємність та рівень шуму у машинному відділенні.

Аналіз подальших шляхів впровадження отриманих наукових результатів показав їх перспективність у напрямку інтенсифікації процесів теплопередачі у транспортних і стаціонарних енергетичних установках.

ВИСНОВКИ ПО ДИСЕРТАЦІЙНІЙ РОБОТІ

1. Доведено, що в суднових енергетичних установках присутні резерви, які дозволяють при проміжному охолодженні, регенерації та утилізації теплоти робочого тіла підвищити їх ККД відповідно до 3; 5 та 3 % абсолютних за рахунок зниження енергетичних втрат у процесах конвективного теплообміну завдяки їх вдосконаленню за умови, що співвідношення теплоти, підведеної в циклі, до витрат енергії на переміщення теплоносіїв складає до 1,08; 1,13 та 1,06 відповідно.

2. У більшості сучасних суднових енергетичних установок значення показників теплових викидів з відпрацьованими газами, ресурсу, масових і габаритних показників відповідно: для дизельних установок – до 300 ГДж/год, до 110 тис. год, 27...45 кг/кВт, 0,24...0,62 м³/кВт; для газотурбінних установок – до 500 ГДж/год, до 90 тис. год, 1...5 кг/кВт, 0,05...0,11 м³/кВт, не відповідають вимогам ІМО і потребують удосконалення теплопередавального обладнання шляхом інтенсифікації сукупних процесів перенесення теплоти робочого тіла шляхом зниження термічних опорів теплопередачі.

3. Для суднових енергетичних установок покращення показників до 5 % економічності, 11 % теплових викидів, 5 % шкідливих викидів, 7 % ресурсних і 20 % масогабаритних досягається при інтенсифікації термогазодинамічних процесів у пучках еліптичних труб з оребренням, профільованими лунковими системами як раціональний напрям реалізації.

4. Обґрунтовано, що підвищення компактності суднових енергетичних установок до рівня 0,1...0,2 кВт/м³ можливе завдяки застосуванню утилізаційних котлів у дизельних та утилізаційних котлів і регенераторів у газотурбінних установках з компактністю на рівні 60...140 м²/м³, що досягається використанням гладких еліптичних труб із співвідношенням осей $a/b = 2,4...2,6$.

5. Обґрунтовано, що підвищення ефективності і компактності енергетичної установки й утилізаційних котлів дизельних та утилізаційних котлів і регенераторів газотурбінних установок при перенесенні теплоти в каналах різної форми, визначене за фактором аналогії Рейнольдса, досягається зменшенням його складової частки опору форми на 0,275...0,302, при цьому компактність на рівні 0,1...0,4 м³/кВт для установки та 83...106 м²/м³ для теплообмінного апарату мають плоскоовальні труби зі співвідношенням осей $a/b = 2,6...2,8$, а відповідну компактність 60...140 м²/м³ – труби еліптичної форми із співвідношенням осей $a/b = 2,4...2,6$ з гладкою поверхнею.

6. Доведено, що досягнення компактності дизельних та газотурбінних енергетичних установки до рівня 0,05...0,2 м³/кВт забезпечується використанням лункових систем на оребрених поверхнях їх теплообмінних елементів.

7. Розроблено метод розрахунку теплообмінних апаратів енергетичних установок при спіральному русі теплоносія в каналі шляхом використання узагальненого критеріального рівняння тепловіддачі як додатка двох функцій, які враховують вплив закрутки теплоносія і тепловіддачу в каналі без закрутки, що забезпечує можливість більш широкого узагальнення результатів досліджень.

8. Показано, що підвищення компактності суднових утилізаційних котлів дизельних та утилізаційних котлів і регенераторів газотурбінних установок досягається за рахунок використання гладких пучків еліптичних труб при їх щільній компоновці зі співвідношенням поперечних і поздовжніх кроків $s_1/d_{\text{екв}} = 1,1 \dots 1,4$ та $s_2/d_{\text{екв}} = 1,5 \dots 1,9$, що підвищує ефективність перенесення теплоти на 24...31 % у порівнянні з пучками гладких круглих труб.

9. Доведено, що подальше підвищення компактності суднових енергетичних установок та їх котлів досягається додатковим використанням послідовного розташування лунок на ребрах при спірально-стрічковому зі співвідношенням глибини лунки H до її діаметра d $H/d = 0,125 \dots 0,5$ та плоскому на еліптичних трубах з $H/d = 0,1 \dots 0,3$, що відповідно підвищує ефективність перенесення теплоти на 33 % та 35 % абсолютних у порівнянні з пучками гладких круглих труб.

10. Доведено, що для регенераторів суднових енергетичних установок додаткове використання лункових систем з параметрами, аналогічними пункту 9, відповідно підвищує ефективність до 34 % та 36 % абсолютних.

11. Розроблені конструктивні схеми теплопередавального обладнання для охолодження, регенерації й утилізації теплоти в суднових енергетичних установках дозволяють відповідно досягнути покращення економічності – до 3%, ефективності теплових викидів – до 7%, шкідливих викидів – до 3%, ресурсних – до 5 % і масогабаритних – до 20 % для неоребрених поверхонь і відповідно до 5 %, 10 %, 5 %, 7 % і 15 % – для оребраних.

12. Застосування у транспортних і стаціонарних енергетичних установках теплообмінних апаратів з ефективними та компактними пучками каналів дає можливість поліпшити їх економічні, екологічні, ресурсні і масогабаритні характеристики енергетичних установок, зокрема при проміжному охолодженні до 1,06, регенерації – 1,12 та утилізації теплоти робочого тіла – 1,04 і відповідно дозволяє підвищити ККД енергетичних установок до 2,5 %.

13. Апробацію наукових результатів з удосконалення енергетичних установок шляхом інтенсифікації перенесення теплоти в їх теплообмінних апаратах та створення на їх основі обладнання з поліпшеними економічними, екологічними, ресурсними і масогабаритними характеристиками виконано в «Зоря»–«Машпроект», ПрАТ «Чорноморсуднопроект», ДП ДПЦК (м. Миколаїв) та *Ningbo Mingwei Technology Information Service Co., Ltd.* (КНР) з оформленням актів впровадження.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті в наукових спеціалізованих виданнях, рекомендованих переліком

МОН України, та в іноземних фахових виданнях, включених до міжнародних наукометричних баз Web of Science Core Collection

та/або Scopus

1. Кузнецов, В. В. Оценка влияния интенсификации процессов теплопередачи на технико-экономические и массогабаритные показатели теплообменных аппаратов газотурбинных установок [Текст] / В.В. Кузнецов,

Д.Н. Соломонюк // Промышленная теплотехника [Фахове видання України]. – 2007. – Т. 29, № 7. – С. 117-120. **Видання входить до МНБ – WorldCat, ResearchBib, EBSCO, IndexCopernicus.** Автором виконана оцінка впливу різних способів інтенсифікації теплопередачі на показники теплообмінних апаратів газотурбінних установок.

2. Кузнецов, В.В. Проектирование теплообменных аппаратов для ГТУ сложных циклов [Текст] / В.В. Кузнецов, Д.Н. Соломонюк // Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наук. праць [Фахове видання України]. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2008. – № 35. – С. 78-88. **Видання входить до МНБ – IndexCopernicus.** Автором виконана оцінка ефективності застосування профільованих поверхонь теплопередачі для покращення масогабаритних показників регенераторів та утилізаційних котлів газотурбінних установок складних циклів.

3. Кузнецов, В. В. Исследование теплообмена в пучках профилированных труб [Текст] / В.В. Кузнецов, А.В. Якимович // Восточно-Европейский журнал передовых технологий [Фахове видання України]. 4/6(40), 2009. – С. 44-47. **Видання входить до МНБ – EBSCO, Directory of Open Access Journals (DOAJ), OpenAIRE, Bielefeld Academic Search Engine (BASE), Index Copernicus Journals Master List, WorldCat, CrossRef, CNKI Scholar, MIAR, Polska Bibliografia Naukowa (PBN), Google Scholar, Directory of Open Access scholarly Resources (ROAD), Chemical Abstracts Plus (CAplus).** Автором визначено вплив геометричних показників «стиснених» пучків еліптичних труб на ефективність тепловіддачі.

4. Кузнецов, В. В. Модульные регенераторы для газотурбинных установок [Текст] / В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий [Фахове видання України]. 3/3(45), 2010. – С. 12-15. **Видання входить до МНБ – EBSCO, Directory of Open Access Journals (DOAJ), OpenAIRE, Bielefeld Academic Search Engine (BASE), Index Copernicus Journals Master List, WorldCat, CrossRef, CNKI Scholar, MIAR, Polska Bibliografia Naukowa (PBN), Google Scholar, Directory of Open Access scholarly Resources (ROAD), Chemical Abstracts Plus (CAplus).** Автором запропоновані модульні конструкції з еліптичними поверхнями нагріву регенераторів для газотурбінних установок з покращеними масогабаритними показниками.

5. Кузнецов, В. В. Вдосконалення тепломасообмінних характеристик регенераторів промислових газотурбінних двигунів [Текст] / В.В. Кузнецов, А.В. Якимович // Вісник НУК [Електронне фахове видання України]. – Миколаїв: НУК, 2010. – № 4. – Режим доступу <http://evn.nuos.edu.ua>. **Видання входить до МНБ – WorldCat, Bielefeld Academic Search Engine (BASE).** Автором доведена ефективність застосування еліптичних поверхонь теплопередачі для вдосконалення тепломасообмінних характеристик регенераторів промислових газотурбінних двигунів.

6. Кузнецов, В. В. Підвищення теплогідравлічної ефективності регенераторів газотурбінних установок [Текст] / В.В. Кузнецов, А.В. Якимович // Вісник НУК [Електронне фахове видання України]. – Миколаїв: НУК, 2011. – № 2. – Режим доступу <http://evn.nuos.edu.ua>. **Видання входить до МНБ – WorldCat, Bielefeld Academic Search Engine (BASE).** Автором отримані

результати зміни тепловіддачі і опору для «стиснених» пучків еліптичних труб регенераторів газотурбінних установок на підставі аналогії Рейнольдса і визначена залежність теплогидравлічної ефективності по рядах.

7. Кузнецов, В. В. Теплоотдача при закрутке потока внутри трубчатых каналов теплообменных аппаратов газотурбинных установок [Текст] / В.В. Кузнецов, С.Н. Мовчан, В.И. Романов, А.П. Шевцов // Вісник НУК [Електронне фахове видання України]. – Миколаїв: НУК, 2011. – № 4. – Режим доступу <http://evn.nuos.edu.ua>. **Видання входить до МНБ – WorldCat, Bielefeld Academic Search Engine (BASE).** Автором виконана математична постановка задачі та отримане узагальнююче рішення для тепловіддачі закручених потоків усередині трубчастих каналів теплообмінних апаратів газотурбінних установок.

8. Кузнецов, В. В. Представление и обобщение экспериментальных исследований теплоотдачи при закрутке потока внутри трубчатых элементов газотурбинных установок [Текст] / В.В. Кузнецов, С.Н. Мовчан, В.И. Романов, А.П. Шевцов // Збірник наукових праць НУК [Фахове видання України]. – Миколаїв: НУК, 2011. – № 5. – С. 69-75. **Видання входить до МНБ – Index Copernicus, Science Index, CrossRef, WorldCat, Bielefeld Academic Search Engine (BASE).** Автором визначені дискретні значення функції закрутки для існуючих способів при охолодженні лопаток газових турбін.

9. Кузнецов, В. В. Снижение массогабаритных показателей регенераторов газотурбинных установок путем внутренней закрутки потока [Текст] / В.В. Кузнецов, С.Н. Мовчан, А.П. Шевцов, С.Г. Ким // Восточно-Европейский журнал передовых технологий [Фахове видання України]. 3/12(63), 2013. – С. 76–79. **Видання входить до МНБ – EBSCO, Directory of Open Access Journals (DOAJ), OpenAIRE, Bielefeld Academic Search Engine (BASE), Index Copernicus Journals Master List, WorldCat, CrossRef, CNKI Scholar, MIAR, Polska Bibliografia Naukowa (PBN), Google Scholar, Directory of Open Access scholarly Resources (ROAD), Chemical Abstracts Plus (CAplus.)** Автором визначений вплив внутрішньої закрутки потоку на інтенсифікацію процесів у теплопередавальних елементах регенераторів для зниження їх масогабаритних показників.

10. Кузнецов, В. В. Выбор материала теплообменной поверхности регенераторов газотурбинных установок [Текст] / В.В. Кузнецов // Збірник наукових праць НУК [Фахове видання України]. – Миколаїв: НУК, 2013. – № 3. – С. 52-55. **Видання входить до МНБ – Index Copernicus, Science Index, CrossRef, WorldCat, Bielefeld Academic Search Engine (BASE).**

11. Дымо, Б. В. Повышение эффективности газозоудушного охладителя корабельной энергетической установки [Текст] / Б.В. Дымо, А.Ю. Волошин, А.А. Епифанов, В.В. Кузнецов // Проблемы региональной энергетики. – Молдова: АНРМ, Институт Энергетики. – 2017. – № 2(34). – С. 112-123, doi 10.5281/zenodo.1189332. **Видання входить до МНБ Web of Science Core Collection.** Автором виконана обробка результатів експериментальних досліджень процесів перенесення теплоти в газоповітряних охолоджувачах.

12. Kuznetsov, V. V. Heat transfer inside the rough-walled tubular channels of power plant elements [Text] / V. V. Kuznetsov // Shipbuilding&Marine Infrastructure [Фахове видання України]. 2018, № 1(9), pp. 92-100. doi 10.15589/SMI.

2018.01.13. **Видання входить до МНБ – Index Copernicus, Science Index, Google Scholar, CrossRef, Bielefeld Academic Search Engine (BASE).**

13. Кузнецов, В. В. Снижение тепловой заметности кораблей класса корвет интенсификацией теплопередачи в элементах системы газовыхлопа [Текст] / В.В. Кузнецов, С.А. Кузнецова // Збірник наукових праць НУК [Фахове видання України]. – 2018. – № 3-4. – С. 19-27, doi 10.15589/jnn20180303. **Видання входить до МНБ – Index Copernicus, Science Index, CrossRef, WorldCat, Bielefeld Academic Search Engine (BASE).** Автором визначений вплив внутрішньої закрутки потоку на інтенсифікацію процесів у теплопередавальних елементах регенераторів для зниження їх масогабаритних показників.

14. Кузнецов, В. В. Оценка теплогидравлической эффективности профилирования оребренных поверхностей судовых утилизационных котлов [Текст] / В.В. Кузнецов, Г.В. Кузнецов // Судостроение и морская инфраструктура [Фахове видання України]. 2018. – № 2. – С. 245-251. **Видання входить до МНБ – Index Copernicus, Science Index, Google Scholar, CrossRef, Bielefeld Academic Search Engine (BASE).** doi 10.15589/SMI. 2018.02.27 Автором запропонований спосіб інтенсифікації тепловіддачі пучків оребрених труб з послідовним розташуванням лунок на ребрах.

15. Кузнецов, В. В. Многоуровневая оценка эффективности процессов переноса теплоты в элементах энергетических установок [Текст] // Проблемы региональной энергетики. – Молдова: АНРМ, Институт Энергетики. – 2020. – № 3(47). – С. 28-38, doi 10.5281/zenodo.4018947. **Видання входить до МНБ Web of Science Core Collection.**

16. Kuznetsov, V. V. Justification of efficiency of plain shaped heat exchange surfaces to increase the compactness of power plants [Text] / V.V. Kuznetsov // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies 6/8 (108) 2020. p. 17-27, doi 10.15587/1729-4061.2020.214829. **Видання входить до МНБ – Scopus, EBSCO, Directory of Open Access Journals (DOAJ), OpenAIRE, Bielefeld Academic Search Engine (BASE), Index Copernicus Journals Master List, WorldCat, CrossRef, CNKI Scholar, MIAR, Polska Bibliografia Naukowa (PBN), Google Scholar, Directory of Open Access scholarly Resources (ROAD), Chemical Abstracts Plus (CAplus).**

17. Kuznetsov, V. Improvement of the cargo fleet vessels power plants ecological indexes by development of the exhaust gas systems [Text] / Valerii Kuznetsov, Boris Dymo, Svitlana Kuznetsova, Mykola Bondarenko, Andrii Voloshyn // POLISH MARITIME RESEARCH. – 2021. – 1(109). – Vol. 28; pp. 97-104. doi 10.2478/pomr-2021-0009. **Видання входить до МНБ Scopus, Web of Science Core Collection.** Автором виконані обґрунтування способу покращення екологічних показників судових енергетичних установок та розрахунок і аналіз результатів ефективності використання інтенсифікації тепловіддачі у насадках ежекційних газовипускних пристроїв.

18. Kuznetsov, V. The development of long-range heat transfer surfaces for marine diesel engine charge air coolers [Text] / Valerii Kuznetsov, Oleksiy Gogorenko, Svetlana Kuznetsova // Scientific Journals of the Maritime University of Szczecin. – 2021. – 65(137). – pp. 51–57. doi 10.17402/460. **Видання входить до МНБ – Web**

of Science Core Collection. Автором виконане порівняння теплогідравлічної ефективності пучків труб еліптичних, плоскоовальних та круглих перерізів для розробки компактних охолоджувачів наддувного повітря судових дизельних двигунів.

19. Кузнецов, В. В. Ефективність судових енергетичних установок з теплообмінними апаратами з трубних пучків з лунковими системами [Текст] / В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // *Авіаційно-космічна техніка і технологія* [Фахове видання України]. – 2023. – № 4, спецвипуск 2(190). – С. 19-27. **Видання входить до МНБ – Ulrichsweb Global Serials Directory; OCLC WorldCat; DOAJ; Index Copernicus; CiteFactor; AcademicKeys; Infobase Index; WorldCat; Google Scholar; Scillit; OUCI; Sherpa.** doi 10.32620/aktt.2023.4sup2.02. Автором виконане формулювання проблеми, верифікація дослідницької математичної моделі, аналіз результатів верифікації, апробації та перспектив розвитку судової енергетики, формулювання висновків.

20. Kuznetsova, S. Determination of rational design values for gas-air coolers components of exhaust gases of marine power plants [Text] / Svitlana Kuznetsova, **Valerii Kuznetsov**, Andrii Voloshyn // *POLISH MARITIME RESEARCH.* – 2023. – 3(119). – Vol. 30; pp. 81-88. doi 10.2478/pomr-2023-0041. **Видання входить до МНБ Scopus, Web of Science Core Collection.** Автором виконаний розрахунок ефективності використання газоповітряних охолоджувачів повітря з насадками з інтенсифікацією тепловіддачі для зниження кількості шкідливих викидів при роботі судової енергетичної установки.

21. Kuznetsov, V. Increasing the Economic Efficiency of Marine Power Plants Using Waste Heat Boilers with Controlled Flow Separation [Text] / Valerii Kuznetsov, Svitlana Kuznetsova // *POLISH MARITIME RESEARCH.* – 2024. – 3(123). – Vol. 31; pp. 94-101. doi 10.2478/pomr-2024-0039. **Видання входить до МНБ Scopus, Web of Science Core Collection.** Автором виконаний розрахунок ефективності використання котлів з контрольованим відривом потоку у складі судових енергетичних установок.

Додаткові публікації

Монографії

Кузнецов В.В. Интенсификация теплопередачи в теплообменных аппаратах газотурбинных установок : монографія [Текст] / В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Миколаїв: Видавництво Торубари В.В., 2018, 200 с. Автором обґрунтовані способи інтенсифікації процесів теплопередачі та визначені розрахункові значення їх ефективності для використання в теплообмінних апаратах газотурбінних установок.

Патенти на винахід за темою дисертаційного дослідження

1. Патент України на корисну модель №37930, МПК F28F 1/12. Теплообмінна поверхня [Текст] / Кузнецов В.В., Якимович А.В., Кузнецова С.А.; Заявник та власник патенту Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова. – заявл. 29.07.2008; опубл. 10.12.2008, Бюл. №23. Автором запропоновано виконання трикутної виїмки у точці відриву потоку при зовнішньому обтіканні еліптичної труби для зниження аеродинамічного опору поверхні.

2. Патент України на корисну модель №65008, МПК F28F 1/12. Теплообмінна поверхня для експериментальних досліджень [Текст] / Кузнецов В.В., Димо Б.В., Якимович А.В., Кузнецов В.Г., Кузнецова С.А.; Заявник та власник патенту Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова. – заявл. 20.04.2011; опубл. 25.11.2011, Бюл. №22. *Автором запропоновано виконання теплообмінної поверхні для експериментальних досліджень трубчастих пучків з можливістю зміни поздовжніх і поперечних кроків у процесі виконання досліджень.*

3. Патент України на корисну модель №69706, МПК F28F 1/12. Теплообмінна поверхня [Текст] / Кузнецов В.В., Кузнецова С.А., Якимович А.В., Кузнецов В.Г.; Заявник та власник патенту Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова. – заявл. 25.10.2011; опубл. 10.05.2012, Бюл. №9. *Автором запропоновано використання лункових систем на оребрених еліптичних поверхнях для підвищення інтенсивності тепловіддачі та зниження маси теплообмінної поверхні при однаковій тепловій потужності.*

4. Патент України на корисну модель №135360, МПК F28F 1/10, F28F 1/16. Глушник [Текст] / Кузнецов В.В., Кузнецова С.А., Кузнецов Г.В.; Заявник та власник патенту Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова. – заявл. 28.01.2019; опубл. 25.06.2019, Бюл. №12. *Автором запропоновано для теплообмінної оребреної поверхні типу «труба в трубі» шахове розташування лункових систем для зниження рівня шуму, підвищення інтенсивності тепловіддачі та зниження розмірів теплообмінної поверхні при однаковій тепловій потужності.*

Статті

1. Кучеренко, О. С. Перспективы создания и применения воздушных турбинных теплоутилизирующих установок [Текст] / О.С. Кучеренко, С.Н. Мовчан, О.А. Филоненко, В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Вісник НТУ «ХП». Збірник наук. праць [Фахове видання України]. – Харків: НТУ «ХП». – 2008. – № 35. – С. 89-96. **Видання входить до МНБ – IndexCopernicus.** Автором отримані показники нагрівачів-утилізаторів повітря для різних газотурбінних двигунів та ступенів регенерації і визначені умови для зниження їх масогабаритних показників.

2. Кузнецова, С. А. Энергозбереження при експлуатації ГПА на морських об'єктах видобутку та транспортування природного газу [Текст] / С.А. Кузнецова, В.В. Кузнецов // Енергетика: економіка, технології, екологія. – 2008. – № 2. – С. 39-43. **Видання входить до МНБ – URAN (OJS); Google Scholar; Open Academic Journal Index (OAJI), WorldCat, BASE, Polska Bibliografia Naukowa, Academic Journal Index, International Institute of Organized Research (I2OR), Academic Keys, Directory of Research Journals Indexing (DRJI), Scientific Indexing Services, Infobase Index.** Автором виконана оцінка можливості застосування проміжного охолодження повітря та парового охолодження лопаток при сталому ресурсі газотурбінної установки на підвищення її економічності та потужності.

3. Кузнецов, В. В. Оптимизация массогабаритных показателей регенераторов ГТУ [Текст] / В.В. Кузнецов, Д.Н. Соломонюк // Восточно-

Европейский журнал передовых технологий [Фахове видання України]. 4/6(40), 2009. – С. 48–52. **Видання входить до МНБ – EBSCO, Directory of Open Access Journals (DOAJ), OpenAIRE, Bielefeld Academic Search Engine (BASE), Index Copernicus Journals Master List, WorldCat, CrossRef, CNKI Scholar, MIAR, Polska Bibliografia Naukowa (PBN), Google Scholar, Directory of Open Access scholarly Resources (ROAD), Chemical Abstracts Plus (CAplus).** Автором доведено зниження масогабаритних показників регенеративних газотурбінних установок за рахунок використання регенераторів з раціональною кількістю ходів у пакеті та труб еліптичного перерізу в ряду шаховим розташуванням.

4. Romanov, V. V. Performances and application perspectives of air heat recovery turbine units [Text] / V. V. Romanov, S. N. Movchan, V. N. Chobenko, O. S. Kucherenko, V. V. Kuznetsov, A. P. Shevtsov // The Present Status & Future Prospects. GT2010-23129 Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air, June 14-18, 2010, Glasgow, UK. **Видання входить до МНБ – Scopus.** Автором виконаний аналіз та доведена ефективність застосування інтенсифікації теплопередачі для зниження масогабаритних показників нагрівників-утилізаторів повітряних турбінних теплоутилізуючих установок.

5. Кучеренко, О. С. Характеристики газотурбінних двигателів с воздушными турбинными теплоутилизующими установками [Текст] / О.С. Кучеренко, С.Н. Мовчан, О.А. Филоненко, В.Н. Чобенко, В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий [Фахове видання України]. 3/3(45), 2010. – С. 26–32. **Видання входить до МНБ – EBSCO, Directory of Open Access Journals (DOAJ), OpenAIRE, Bielefeld Academic Search Engine (BASE), Index Copernicus Journals Master List, WorldCat, CrossRef, CNKI Scholar, MIAR, Polska Bibliografia Naukowa (PBN), Google Scholar, Directory of Open Access scholarly Resources (ROAD), Chemical Abstracts Plus (CAplus).** Автором виконаний аналіз впливу структурних схем газотурбінних установок з повітряними турбінними теплоутилізуючими установками на їх потужність і рівень теплових та шкідливих викидів.

6. Кузнецов, В. В. Тепло- и гидродинамическая эффективность пучков эллиптических труб [Текст] / В.В. Кузнецов, А.В. Якимович // Восточно-Европейский журнал передовых технологий [Фахове видання України]. 3/3(45), 2010. – С. 53–57. **Видання входить до МНБ – EBSCO, Directory of Open Access Journals (DOAJ), OpenAIRE, Bielefeld Academic Search Engine (BASE), Index Copernicus Journals Master List, WorldCat, CrossRef, CNKI Scholar, MIAR, Polska Bibliografia Naukowa (PBN), Google Scholar, Directory of Open Access scholarly Resources (ROAD), Chemical Abstracts Plus (CAplus).** Автором визначена область переважającego зростання тепловіддачі в порівнянні зі зростанням гідродинамічного опору в пучках еліптичних труб без оребрення в порівнянні з пучками оребрених круглих труб.

7. Кузнецов, В. В. Оценка эффективности процессов интенсификации теплопередачи в теплообменных аппаратах [Текст] / В.В. Кузнецов // Збірник наукових праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2014. – № 6. – С. 40-43. **Видання входить до МНБ – Index Copernicus, Science Index, CrossRef, WorldCat, Bielefeld Academic Search Engine (BASE).**

8. Кузнецов, В. В. Обобщение закономерностей при теплоотдаче закрученных потоков внутри трубчатых каналов теплопередающих устройств энергетических установок [Текст] / В.В. Кузнецов // Збірник наукових праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2015. – № 4. – С.46-52, doi 10.15589/jnn20150407 *Видання входить до МНБ – Index Copernicus, Science Index, CrossRef, WorldCat, Bielefeld Academic Search Engine (BASE).*

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

1. Кузнецов В.В. Оценка влияния интенсификации процессов теплопередачи на технико-экономические и массогабаритные показатели теплообменных аппаратов газотурбинных установок [Текст] / В.В. Кузнецов, Д.Н. Соломонюк // Проблемы промышленной теплотехники: Тез. V Междунар. наук.-техн. конф. – Киев: ІТТФ НАНУ, 2007, С. 199-200. *Автор виконав оцінку впливу різних способів інтенсифікації процесів теплопередачі на техніко-економічні і масогабаритні показники теплообмінних апаратів регенеративних газотурбінних установок.*

2. Кузнецов, В. В. Снижение энергопотребления в теплообменных аппаратах применением профилированных поверхностей [Текст] / В.В. Кузнецов, А.В. Якимович // Матеріали І МНТК «Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації», м. Миколаїв, 2008. Ч. II. С. 266-267. *Автором виконаний аналіз і визначено зниження енергоспоживання в теплообмінних апаратах при використанні профільованих гладких поверхонь теплопередачі.*

3. Кузнецов, В. В. Оценка массогабаритных показателей регенераторов с профилированными поверхностями для ГТУ сложных циклов [Текст] / В.В. Кузнецов, Д.Н. Соломонюк // Матеріали IV МНТК «Суднова енергетика: стан та проблеми». Україна, м. Миколаїв, 4-5 листопада 2009 р., С. 165-166. *Автором виконана оцінка зниження масогабаритних показників регенераторів газотурбінних установок при виконанні теплообмінних поверхонь з гладких труб еліптичного перерізу.*

4. Кузнецов, В. В. Снижение тепловых выбросов при эксплуатации морских объектов [Текст] / В.В. Кузнецов, С.А. Кузнецова // Матеріали МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв: НУК, Україна, 2010, С. 190-191. *Автором виконане моделювання процесів перетворення теплоти та доведена ефективність використання профільованих поверхонь нагріву.*

5. Кузнецов, В. В. Совершенствование методики расчета регенераторов с профилированными поверхностями нагрева для газотурбинных установок [Текст] / В.В. Кузнецов, С.А. Кузнецова, А.В. Якимович // Суднова енергетика: стан та проблеми : матеріали V МНТК, Миколаїв: НУК, 2011. С. 101. *Автором отримані критеріальні залежності для розрахунку процесів тепловіддачі в стиснених пучках еліптичних труб.*

6. Кузнецов, В. В. Выбор материала поверхности теплообмена регенераторов газотурбинных установок [Текст] / В.В. Кузнецов // Матеріали III МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв, НУК, Україна, 2012, С. 262-264.

7. Кузнецов, В. В. Теплоотдача внутри трубчатых каналов теплообменных аппаратов с шероховатыми стенками [Текст] // В.В. Кузнецов, С.Н. Мовчан, А.П. Шевцов // Матеріали II МНТК «Сучасний стан та проблеми двигунобудування», м. Миколаїв: НУК, Україна, 2012, С. 69-71. *Автором отримане узагальнююче рівняння для тепловіддачі всередині трубчастих каналів із шорсткими стінками.*

8. Кузнецов, В. В. Исследование сопряженного теплообмена в элементах турбинных установок [Текст] / В.В. Кузнецов, А.В. Якимович, А.Ю. Волошин // Матеріали IV МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв, НУК, Україна, 2013, С. 408-410. *Автором визначені особливості теплообміну і гідродинамічного опору при моделюванні сумісного теплообміну в умовах регенераторів газотурбінних установок та виконана оцінка ефективності теплообміну з використанням профільованих поверхонь.*

9. Кузнецов, В. В. Интенсификация теплопередачи в регенераторах газотурбинных установок при внутренней закрутке потока [Текст] / В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Матеріали IV МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв, НУК, Україна, 2013, С. 410-413. *Автором визначені умови ефективності застосування інтенсифікації теплопередачі шляхом внутрішньої закрутки потоку на зміну масогабаритних показників регенераторів газотурбінних установок.*

10. Кузнецов, В. В. Обобщение закономерностей при теплоотдаче закрученных потоков внутри трубчатых каналов теплопередающих устройств энергетических установок [Текст] / В.В. Кузнецов // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали VII МНТК, ч. 2. Миколаїв, НУК, 2015, С. 200-201.

11. Кузнецов, В. В. Теплоотдача внутри трубчатых каналов с шероховатыми стенками элементов энергетических установок [Текст] / В.В. Кузнецов // Проблеми екології та енергозбереження в суднобудуванні: Матеріали XI МНТК, Миколаїв, НУК, 2016. С. 37-39.

12. Кузнецов, В. В. Оценка влияния профилирования поверхностей теплопередачи на их теплопередающие характеристики [Текст] / В.В. Кузнецов, А.В. Язловецький, Г.В. Кузнецов // Матеріали VIII МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв, НУК, Україна, 2017, С. 190-191. *Автором виконана оцінка впливу ефективності профілювання ребрених поверхонь теплопередачі утилізаційних котлів, суміщених із глушниками шуму, на їх теплопередавальні характеристики.*

13. Дымо, Б. В. Повышение эффективности газоздушного охладителя корабельной энергетической установки [Текст] / Б.В. Дымо, А.Ю. Волошин, А.А. Епифанов, В.В. Кузнецов // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали VIII МНТК, Миколаїв, НУК, 2017, С. 52-53. *Автором виконана обробка результатів експериментальних досліджень процесів перенесення теплоти в газоповітряних охолоджувачах.*

14. Кузнецов, В. В. Вдосконалення процесів шумоглушіння з охолодженням відпрацьованих газів в енергетичних установках кораблів типу корвет [Текст] / В.В. Кузнецов, А.Ю. Волошин, А.В. Язловецький, Г.В. Кузнецов // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали VIII МНТК, Миколаїв, НУК,

2017, С. 310-313. *Автором запропоновано та виконаний аналіз результатів ефективності профілювання оребрених поверхонь теплообміну для вдосконалення процесів шумоглушіння з охолодженням відпрацьованих газів в енергетичних установках кораблів типу корвет.*

15. Кузнецов, В. В. Повышение скрытности кораблей класса корвет [Текст] / В.В. Кузнецов, Г.В. Кузнецов // Матеріали ІХ МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв НУК, Україна, 2018, С. 167. *Автором запропоновано та визначено умови ефективності профілювання оребрених поверхонь теплообміну для підвищення схованості кораблів типу корвет.*

16. Кузнецов, В. В. Оценка эффективности процессов теплопередачи в теплообменных аппаратах энергетических установок [Текст] / В.В. Кузнецов // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали ІХ МНТК, Миколаїв, НУК, 2019, С. 13-16.

17. Кузнецов, В. В. Многоуровневая оценка эффективности процессов переноса теплоты в элементах энергетических установок [Текст] // Матеріали Х МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв: НУК, Україна, 2020, С. 389-393

18. Кузнецов, В. В. Перспективные поверхности теплопередачи охладителей наддувочного воздуха судовых дизельных двигателей [Текст] / В.В. Кузнецов, А.А. Гогоренко, С.А. Кузнецова // Матеріали Х МНТК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв: НУК, Україна, 2020, С. 167. *Автором запропоновано та виконано обґрунтування способу підвищення ефективності охолоджувачів наддувочного повітря за рахунок профілювання поверхонь теплопередачі і за допомогою математичного моделювання отримано основні теплотехнічні показники запропонованих поверхонь.*

19. Кузнецов, В. В. Покращення масогабаритних показників енергетичних установок інтенсифікацією теплопередачі в їх елементах [Текст] / В.В. Кузнецов, С.А. Кузнецова, Г.В. Кузнецов // «НАУКОВІ ПІДСУМКИ 2020 РОКУ». Збірка наукових праць. – Харків: Технологічний Центр, 2020. – 70 с. *Автором обґрунтовано умови ефективності застосування комплексної інтенсифікації теплопередачі для покращення масогабаритних показників енергетичних установок.*

20. Кузнецов, В. В. Снижение выбросов NO_x при эксплуатации судовых энергетических установок за счет модернизации системы газовыпуска [Текст] / В.В. Кузнецов, Б.В. Дымо, С.А. Кузнецова, А.Ю. Волошин, Г.В. Кузнецов // Матеріали ІІІ МНПМК ОНМУ МРР&О-2021. Електронний ресурс <http://2021.depas.od.ua/ru/glavnaya/> *Автором виконані обґрунтування способу покращення екологічних показників судових енергетичних установок та розрахунок показників ефективності при використанні інтенсифікації тепловіддачі у насадках ежекційних газовипускних пристроїв.*

21. Кузнецов, В. В. Направления интенсификации процессов теплопередачи в элементах судовых энергетических установок для достижения их заданной эффективности [Текст] / В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Матеріали ІІІ МНПМК ОНМУ МРР&О-2021. Електронний ресурс

<http://2021.depas.od.ua/ru/glavnaya/> Автором виконані обґрунтування напрямків інтенсифікації процесів теплопередачі в елементах суднових енергетичних установок та виконана оцінка ефективності їх застосування.

22. Кузнецов, В. В. Повышение теплогидравлической эффективности и компактности судовых утилизационных котлов [Текст] / В.В. Кузнецов // Матеріали XII МНПК «СЕУТТОО», м. Херсон: ХДМА, 2021. С. 135-139.

23. Кузнецов, В. В. Розвиток науково-технічних основ підвищення ефективності і компактності енергетичних установок інтенсифікацією теплопередачі в їх елементах [Текст] / В.В. Кузнецов // Матеріали XII МНПК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв: НУК, Україна, 2021. С. 30-32.

24. Кузнецов, В. В. Інтегральна оцінка ефективності суднових енергетичних установок з урахуванням теплообмінних апаратів [Текст] / В.В. Кузнецов // Матеріали XII МНПК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв, НУК, Україна, 2021. С. 617-619.

25. Кузнецов, В. В. Підвищення ефективності і компактності суднових енергетичних установок інтенсифікацією теплопередачі і їх елементах [Текст] / В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Матеріали X МНПК «Суднова енергетика: стан та проблеми», м. Миколаїв, НУК, Україна, 2021. С. 214-217. Автором виконані обґрунтування напрямків інтенсифікації процесів теплопередачі в елементах суднових енергетичних установок та виконана оцінка ефективності їх застосування.

26. Кузнецов, В. В. Проектний аналіз надійності теплопередавальних елементів суднових енергетичних установок. Матеріали IV МНПК ОНМА МРР&О-2022 [Текст] / В.В. Кузнецов, А.П.Шевцов // Електронний ресурс <https://2022.depas.od.ua> Автором виконані розрахунки показників надійності теплопередавальних елементів суднових енергетичних установок при інтенсифікації в них процесів теплопередачі.

27. Кузнецов, В. В. Обґрунтування профілю поверхонь теплопередачі компактних теплообмінних апаратів з заданими масогабаритними показниками у складі енергетичних установок [Текст] / В.В. Кузнецов // Матеріали XIII МНПК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв, НУК, Україна, 2022. С. 189-193.

28. Кузнецов, В. В. Визначення умов комплексної технічної ефективності теплообмінних апаратів енергетичних установок [Текст] / В.В. Кузнецов, Д.І. Чурсін, А.П. Шевцов // Матеріали XIII МНПК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв, НУК, Україна, 2022. С. 218-219. Автором виконане математичне формулювання умов комплексної технічної ефективності теплообмінних апаратів енергетичних установок.

29. Кузнецов, В. В. Обґрунтування потенціалу ефективності охолоджувачів наддувного повітря суднових дизельних двигунів [Текст] / В.В. Кузнецов // Матеріали XIV МНПК «СЕУТТОО», м. Херсон, ХДМА, 2023, С. 219-220.

30. Кузнецов, В. В. Математичне моделювання процесів переносу теплоти і маси в суднових енергетичних установках [Текст] / В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов

// Матеріали XIV МНПК «СЕУТТОО», м. Херсон, ХДМА, 2023, С. 221-224. Автором за допомогою запропонованої математичної моделі енергетичної установки з теплообмінними апаратами розрахована зміна показників її ефективності при використанні профільованих оребрених поверхонь теплопередачі з лунковими системами на ребрах.

31. Кузнецов, В. В. Підвищення ефективності і компактності енергетичних установок інтенсифікацією теплопередачі в їх елементах [Текст] / В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // XXVIII Міжнародний Конгрес Двигунобудівників. Тези доповідей. 2023 р., м. Харків, С. 15-16. Автором виконане формулювання проблеми, верифікація дослідницької математичної моделі, аналіз результатів верифікації, апробації та перспектив розвитку суднової енергетики, формулювання висновків.

32. Кузнецов, В. В. Підвищення ефективності суднових енергетичних установок профілюванням трубних пучків теплообмінних апаратів лунковими системами [Текст] / В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Матеріали XIV МНПК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв, НУК, Україна, 2023. С. 150-152. Автором виконане формулювання проблеми, верифікація дослідницької математичної моделі, аналіз результатів верифікації, математичного моделювання та перспектив впровадження запропонованих теплообмінних апаратів у судову енергетику, формулювання висновків.

33. Кузнецов, В. В. Оцінка ресурсу суднової енергетичної установки з трубчастими теплообмінними апаратами [Текст] / В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Матеріали XV МНПК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв, НУК, Україна, 2024. С. 239-244. Автором запропонований спосіб оцінки ресурсу теплообмінних апаратів у складі суднових енергетичних установок як імовірності неруйнації для визначеного матеріалу та виконані розрахунки ймовірності безвідмовної роботи системи дизельний двигун-утилізаційний котел без та з інтенсифікацією тепловіддачі.

34. Кузнецов, В. В. Оцінка теплогідравлічної ефективності теплообмінних елементів суднових енергетичних установок при зовнішньому обтіканні труб різного перерізу [Текст] / В.В. Кузнецов, А.П. Шевцов // Матеріали VIII МНПК «Сучасний стан та проблеми двигунобудування», м. Миколаїв, НУК, Україна, 2024. С. 150-152. Автором виконана оцінка впливу зростання тепловіддачі і гідродинамічного опору на загальну теплогідравлічну ефективність процесів тепловіддачі і теплопередачі для круглих, еліптичних і плоскоовальних поверхонь суднових теплообмінних апаратів.

АНОТАЦІЯ

Кузнецов В.В. Розвиток науково-технічних основ підвищення ефективності і компактності енергетичних установок інтенсифікацією теплопередачі в їх елементах. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.03 – Двигуни та енергетичні установки. – Національний

університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Міністерство освіти і науки України, Миколаїв, 2025.

Дисертація присвячена вирішенню важливої науково-прикладної проблеми підвищення ефективності використання енергетичних ресурсів та зменшення теплових і шкідливих викидів відпрацьованих газів при достатньому ресурсі і компактності суднових енергетичних установок шляхом забезпечення пріоритетного підвищення інтенсифікації теплопередачі відносно збільшення коефіцієнта опору завдяки раціональному погодженню форми і площі поверхонь при конвективному перенесенні теплоти в їх елементах.

У результаті виконаних наукових досліджень визначено резерви підвищення ефективності суднових енергетичних установок при вдосконаленні сукупних процесів конвективного перенесення теплоти у теплопередавальних елементах та їх раціональних показників у залежності від функціонального призначення теплообмінних апаратів. Обґрунтовано підхід та фактор підвищення ефективності суднових енергетичних установок за умови випередження приросту інтенсивності конвективного перенесення теплоти у порівнянні з витратами на переміщення теплоносіїв усередині і ззовні поверхонь теплопередачі компактних теплообмінних апаратів з обмеженнями по ресурсних і масогабаритних показниках у складі енергетичних установок. Це дозволило обґрунтувати використання теплообмінних апаратів з ефективними і компактними пучками каналів в енергетичних установках для поліпшення їх економічних, екологічних, ресурсних і масогабаритних характеристик та оцінити забезпечення вдосконалення енергетичних установок з поліпшеними економічними, екологічними, ресурсними і масогабаритними показниками шляхом використання теплопередавального обладнання з пучками каналів різної форми та просторовим розташуванням.

Наукове та практичне значення роботи полягає у розробці теоретичного підґрунтя для підвищення ефективності енергетичних установок з поліпшеними економічними, екологічними, ресурсними і масогабаритними показниками шляхом раціональної організації процесів у теплообмінних апаратах при проміжному охолодженні, регенерації й утилізації теплоти робочого тіла завдяки погодженню форми і площі поверхонь при конвективному перенесенні теплоти; методології вдосконалення енергетичних установок на базі раціональної організації процесів перетворення енергії в їх елементах з використанням вторинної теплоти енергетичних установок, алгоритмі розрахунку і програмному забезпеченні, що його реалізує, виборі раціональних параметрів процесів перетворення енергії в енергетичних установках та їх елементах, схемних рішеннях, а також практичних рекомендаціях з проєктування теплообмінних апаратів у складі енергетичних установок.

ABSTRACT

Kuznetsov V.V. Development of scientific and technical fundamentals of increasing efficiency and compactness of power plants by heat transfer intensification in its elements – Manuscript.

Dissertation for the Doctoral Degree of Technical Sciences, Specialty 05.05.03 – Engines and Power Plants. – Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Ministry of Education and Science of Ukraine, Mykolaiv, 2025.

The dissertation is devoted to solving an important scientific and applied problem of increasing the efficiency of the energy resources use and reducing thermal and harmful exhaust gases emissions with sufficient resource and compactness of marine power plants. This aim is achieved by ensuring that the intensification of heat transfer is prioritized over the increase in drag coefficient due to the rational matching of the shape and surfaces area during the heat transfer in their elements.

As a result of the performed research, reserves for increasing the efficiency of marine power plants have been identified by improving the combined processes of convective heat transfer in heat transfer elements and their rational indicators, depending on the functional purpose of heat exchangers. An approach and a factor for increasing the efficiency of marine power plants are substantiated, provided that the increase in the intensity of convective heat transfer is outstripped by the cost of moving heat carriers inside and outside the heat transfer surfaces of compact heat exchangers with restrictions on resource and weight-size parameters in the composition of power plants. This made it possible to substantiate the use of heat exchangers with efficient and compact channel bundles in power plants to improve their economic, environmental, resource and weight characteristics and to assess the improvement of power plants with improved economic, environmental, resource and weight characteristics through the use of heat transfer equipment with channel bundles of different shapes and spatial arrangement.

The scientific and practical significance of the work is to develop a theoretical basis for increasing the efficiency of power plants with improved economic, environmental, resource and weight indicators by rationally organizing processes in heat exchangers during intermediate cooling, regeneration and utilization of working body heat due to the coordination of the shape and area of surfaces during convective heat transfer; methodology for improving power plants based on the rational organization of conversion processes.