

Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
Гогоренко О. А.

« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТЕЙ ЗАСТОСУВАННЯ КІЛЬОВОЇ
СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ
НА СУЧАСНИХ МОРСЬКИХ СУДНАХ

Спеціальність 142 — Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



О. А. Гогоренко

Здобувач освіти



В. А. Животовський

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інститут, факультет Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра Двигунів внутрішнього згорання, установок та технічної експлуатації
Ступінь Магістр
Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
(шифр і назва)
Освітня програма Двигуни внутрішнього згорання

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
О. А. Гогоренко
«___» _____ 20__ року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Животовському Владиславу Андрійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Аналіз можливостей застосування кільової системи охолодження на сучасних морських судах

2. Керівник роботи канд. техн. наук, доцент Гогоренко О. А.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ 01 ” 10 2024 року № 1032-уч

3. Строк подання здобувачем роботи _____

4. Вихідні дані до роботи Номинальна потужність двигуна – 1383 кВт; частота обертання колінчатого валу – 1200 хв⁻¹; ступінь підвищення тиску в компресорі – 4,00; ступінь стиску – 15; Температура навколишнього середовища – 50 °С.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Особливості застосування кільових охолоджувачів; моделювання робочого циклу двигуна; розробка методики та програми розрахунків кільових охолоджувачів; економічний ефект від застосування кільової системи охолодження; аналіз впливу на навколишнє середовище

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) Загальний вигляд судна; загальне розміщення механізмів та устаткування в машинному відділенні; схема кільової системи охолодження суднової енергетичної установки; охолоджувач наддувного повітря; розміщення бортового теплообмінника

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка

Здобувач освіти

Керівник роботи

_____ /В. А. Животовський/
(підпис) (прізвище та ініціали)

_____ /О. А. Гогоренко/
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі наведено результати аналізу можливостей застосування кільової системи охолодження на сучасних морських суднах із метою підвищення ефективності теплообміну та зниження енергетичних витрат суднових енергетичних установок.

У якості базового двигуна розглянуто Caterpillar 3516C HD потужністю 1383 кВт при номінальній частоті обертання колінчастого вала 1200 хв⁻¹.

Кваліфікаційна робота викладена українською мовою на 52 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 джерел інформації. Графічна частина представлена на 5 кресленнях формату А1.

Ключові слова: суднова енергетична установка, кільовий охолоджувач, система охолодження, теплообмінник, енергоефективність, охорона навколишнього середовища.

The qualification project presents the results of an analysis of the feasibility of using a keel cooling system on modern marine vessels to improve heat exchange efficiency and reduce energy consumption of marine power plants.

The Caterpillar 3516C HD engine with a power output of 1383 kW at a nominal crankshaft speed of 1200 rpm was chosen as the base model.

The qualification project is written in Ukrainian and consists of 52 pages of explanatory and calculation notes. A total of 10 information sources were used. The graphical part is presented on 5 A1-size drawings.

Keywords: marine power plant, keel cooler, cooling system, heat exchanger, energy efficiency, environmental protection.

					КРМ.142.6221м.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	5
Розділ 1. Особливості застосування кільових охолоджувачів системи охолодження двигуна 3516C HD у складі СЕУ буксирного судна типу RASTAR 3200.....	7
1.1 Особливості застосування кільових охолоджувачів.....	7
1.2 Особливості застосування кільових охолоджувачів DuraCooler на буксирному судні типу RASTAR 3200.....	8
1.3 Доцільність використання кільових охолоджувачів на буксирному судні типу RASTAR 3200.....	10
1.4 Особливості розміщення кільових охолоджувачів DuraCooler на буксирному судні типу RASTAR 3200.....	12
Розділ 2. Моделювання робочого циклу двигуна типу Caterpillar 3516C HD для визначення його теплового балансу.....	14
2.1 Визначення основних параметрів циклу головного двигуна СЕУ буксирного судна типу RASTAR 3200.....	14
2.2 Розрахунок значень параметрів циклу головного двигуна СЕУ.....	15
Розділ 3. Розробка методики та програми розрахунків кільових охолоджувачів САУ буксирного судна типу RASTAR 3200.....	29
3.1 Мета розрахунків, засіб досягнення мети та очікувані результати.....	29
3.2 Визначення та обґрунтування вибраних даних для розрахунків.....	30
3.3 Розробка методики проєктування.....	37
3.4 Виконання розрахунків, формулювання рекомендацій.....	39
Розділ 4. Визначення економічного ефекту від застосування кільової системи охолодження.....	44
Розділ 5. Аналіз впливу суднової енергетичної установки на навколишнє середовище.....	47
Висновок.....	50
Список використаної літератури.....	52

ВСТУП

Одним з найважливіших аспектів сучасного судноплавства є забезпечення безпеки та ефективної роботи морських суден, зокрема їх теплове обслуговування: охолодження важливих механізмів та систем судна, що піддаються постійному навантаженню. Одним з перспективних напрямків для покращення процесу охолодження є застосування кільових систем охолодження, що забезпечують підвищення ефективності та надійності судових систем у порівнянні з традиційними системами охолодження. Кільова система, що передбачає використання природнього потоку води, що омиває корпус судна, має потенціал для зниження енергетичних витрат та підвищення ефективності охолодження необхідних частин судна.

Ціллю магістерської роботи є проведення детального аналізу можливостей застосування кільової системи охолодження на сучасному морському судні типу RASTAR 3200. Робота має на меті оцінити технічні, економічні та екологічні аспекти використання даної системи, а також вивчити потенційні переваги та недоліки, що можуть виникнути в процесі її експлуатації.

Актуальність теми використання кільових систем охолодження зумовлена кількома чинниками. По-перше, зростання вимог до енергоефективності та зменшення екологічного впливу морських суден примушує до пошуку нових, більш ефективних технологій. Кільова система охолодження, як одна з таких технологій, має великий потенціал використання і може стати важливим кроком у напрямку модернізації судноплавства. По-друге, в умовах змінюваних кліматичних умов планети та екологічних вимог до суден, що постійно підвищуються, а також вимог до охорони навколишнього середовища, потреба у пошуку нових рішень стає ще більш актуальною.

Розгляд теми впровадження і застосування кільових систем охолодження дозволить отримати глибше розуміння того, як можна оптимізувати теплообмінні процеси на судах, знижуючи навантаження на

					KPM.142.6221m.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		5

його компоненти. Водночас надзвичайно важливим аспектом є забезпечення високої надійності і безпеки таких систем у складних природніх умовах, що можуть виникати під час експлуатації судна у відкритих водних просторах.

Глибше вивчення технологій застосування кільових систем охолодження на сучасних морських суднах сприяє розвитку нових підходів до питання проектування і застосування таких систем на морських суднах і може призвести до створення більш економічно та екологічно вигідних рішень у судноплавстві, зменшивши витрати на енергозабезпечення та зменшивши вплив енергетичних установок на навколишнє середовище.

Отже, магістерська робота головним чином спрямована на те, аби дослідити питання і краще зрозуміти можливості і перспективи застосування кільової системи охолодження в сучасному судноплавстві, що, в свою чергу, сприятиме його ефективному розвитку.

					КРМ.142.6221м.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		6

РОЗДІЛ 1

Особливості застосування кільових охолоджувачів системи охолодження двигуна 3516C HD у складі СЕУ буксирного судна типу RASTAR 3200

1.1. Особливості застосування кільових охолоджувачів

Кільовий охолоджувач — це зовнішній теплообмінник, який або прикріплюється до зануреної частини корпусу судна, або є її частиною. Зазвичай кільові охолоджувачі використовуються на суднах, що працюють на внутрішніх водних шляхах і річках, де існує ймовірність зіткнутися з каламутною або насиченою мулом охолоджуючою водою.

Нагріта вода від двигуна циркулює через кільовий охолоджувач за допомогою водяного насоса, що приводиться в дію самим двигуном. Охолодження такого типу призводить до нижчих температур у впускному колекторі, ніж у двигунах з турбонаддувом без проміжного охолодження. Нижча температура повітря у впускному колекторі дозволяє двигуну з проміжним охолодженням водою з сорочки наддуву досягати більш високих показників, ніж у двигунів з природним наддувом або тільки з турбонаддувом.

Вторинне охолодження водою з сорочки наддуву, якщо це можливо для конкретного двигуна, є найпростішою можливою системою охолодження. У поєднанні з використанням кільового охолоджувача це ще більш спрощує процес, оскільки для двигуна в такому випадку необхідний лише один контур охолодження[7].

Використання кільових охолоджувачів у контурі проміжного охолодження дозволяє використовувати закриту циркуляційну систему з прісною водою низької температури. Усі закриті контури проміжного охолоджувача з прісною водою в такому випадку вимагають встановлення розширювальних баків.

Розрахунок мінімальної площі кільового охолоджувача під конкретне судно включає фактор забруднення. Це стосується матеріалів, що використовуватимуться в конструкції охолоджувача, стан вод, в яких експлуатуватиметься судно, а також розрахунковий термін його служби.

					KPM.142.6221m.05.01.ПЗ	Лист
						7
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

Підбір кільових охолоджувачів під конкретне судно також регулюється кліматом, в якому буде перебувати судно, що експлуатується. Для регіонів з високою температурою морської води рекомендується використання кільових охолоджувачів, виготовлених з корозостійких матеріалів. Такі охолоджувачі зможуть забезпечити більшу площу поверхні теплообміну в заданому об'єму на корпусі або всередині нього ніж охолоджувачі, виготовлені з конструкційної сталі.

1.2. Особливості застосування кільових охолоджувачів DuraCooler на буксирному судні типу RASTAR 3200

Кільовий охолоджувач DuraCooler (рис. 1.1), як і будь-який інший кільовий охолоджувач, потребує відповідного технічного обслуговування і моніторингом його роботи. Якщо потік води через охолоджувач буде занадто швидким, це може призвести до його пошкодження. Швидкість води понад 2,5 м/с може призвести до руйнування його внутрішніх компонентів, особливо в місцях входу і виходу з колекторів, колін та інших місцях розриву потоку води[5].

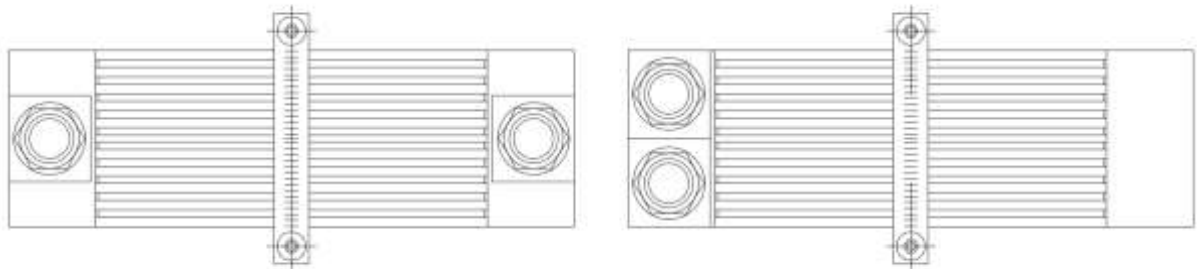


Рис. 1.1. Кільові охолоджувачі серії DuraCooler, що використовуються в якості прототипу для аналізу застосування на судні типу RASTAR 3200

Якщо вода протікатиме через кільовий охолоджувач надто повільно, його ефективність зменшуватиметься. Швидкість води менше 0,6 м/с дозволить частинкам іржі, піску та іншим твердим компонентам осідати в

охолоджувачі. Це призведе до перекриття потоку води і погіршення передачі тепла, тобто процесу охолодження.

Охолоджуюча рідина двигуна має проходити через кільовий охолоджувач в напрямленні з корми до носа. Такий рух проти течії значно підвищує ефективність тепловіддачі. Натомість такий процес важко реалізувати повністю, оскільки потік має бути розділений різними проточними каналами в самому охолоджувачі. Якщо потік розділений на велику кількість каналів, його швидкість стає занадто повільною для підтримки відповідних умов і зменшує теплопередачу. Найкращим варіантом є розподіл рідини таким чином, щоб потік у найбільшій практичній кількості проточних каналів був спрямований в напрямленні з корми до носа.

Однопрохідний кільовий охолоджувач слід розташовувати таким чином, щоб внутрішній напрямок потоку теплоносія був протилежним потоку зовнішньої морської води. Двопрохідний охолоджувач має бути встановлений з входом і виходом у вищому положенні відносно ватерлінії аби мінімізувати потрапляння повітря.

Система охолодження, що використовує кільові охолоджувачі вимагає використання фільтрів між охолоджувачем і входом насоса. Речовини, такі як зварювальний шлак внаслідок встановлення обладнання, а також продукти корозії мають бути повністю видалені з системи охолодження, щоб запобігти зносу та засміченню компонентів системи. Додатково рекомендується застосування безперервного фільтра для видалення більш дрібних часток і осаду. Бажано використання сітчастих фільтрів із застосуванням диференціального манометра на подвійних сітках, що показує падіння тиску та дозволяє екіпажу судна визначити, коли фільтри потребують обслуговування.

Перед встановленням кільового охолоджувача необхідно переконатися, що поверхня корпусу в місці, де його буде встановлено, повністю гладка та вирівняна. Це забезпечить належне ущільнення прокладок і гарантує відсутність надмірного навантаження на охолоджувач.

					KPM.142.6221m.05.01.P3	Лист
						9
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

1.3. Доцільність використання кільових охолоджувачів DuraCooler на буксирному судні типу RASTAR 3200

Зазвичай буксирні судна типу RASTAR 3200 (рис. 1.2) не використовують кільові охолоджувачі в своїй системі охолодження, віддаючи перевагу комплексній системі охолодження із використанням бокскулерів, де охолоджувана вода проходить через U-подібний трубний пучок, розміщений у кінгстонному ящику, що має вхідні та вихідні решітки. Охолоджувальний ефект досягається природною циркуляцією забортної води в кінгстонному ящику або циркуляцією води за рахунок руху судна. Забортна вода нагрівається і піднімається вгору, забезпечуючи природну циркуляцію.

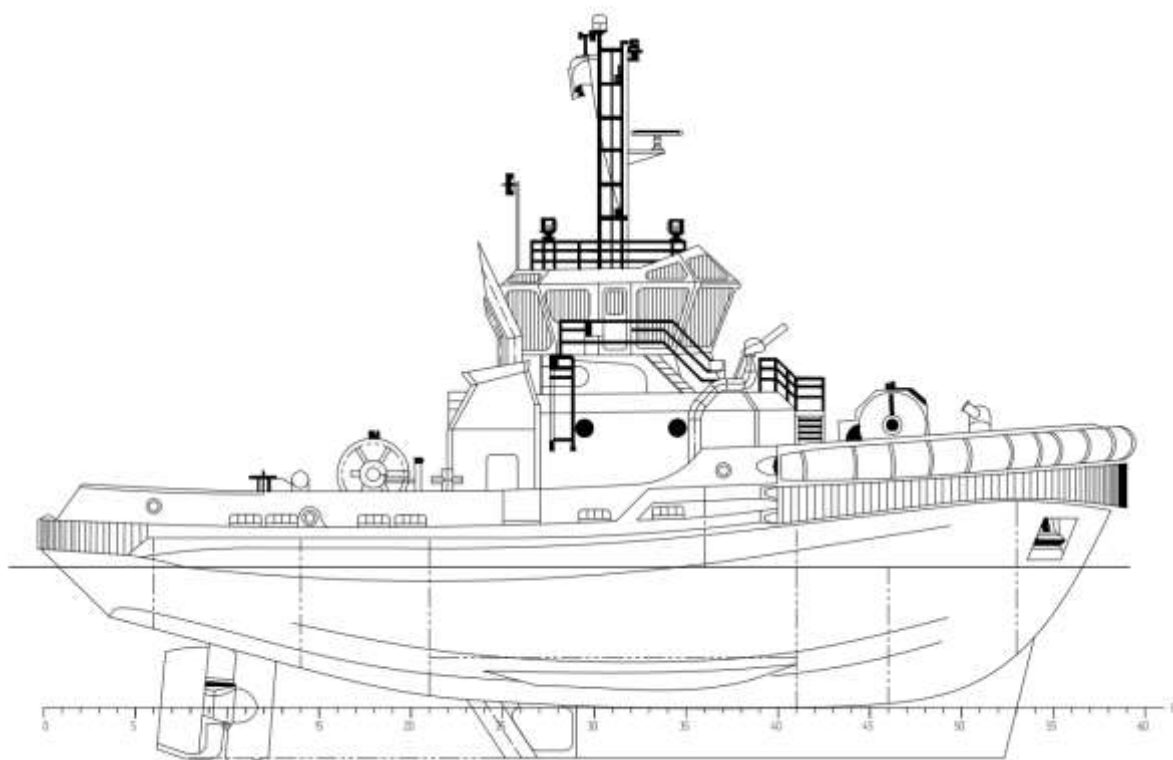


Рис. 1.2. Загальний вигляд судна типу RASTAR 3200

Оскільки система охолодження із застосуванням кільових охолоджувачів діє за схожим принципом, можна проаналізувати доцільність їх використання на буксирному судні-прототипі.

Отже, в першу чергу кільові охолоджувачі мають перевагу у більш низькій витраті електроенергії на своє функціонування, що дозволяє зменшити споживання палива під час руху судна. Завдяки своїй конструкції, кільові

охолоджувачі потребують менше витрат на їх технічне обслуговування, що сприяє зменшенню витрат на ремонт.

При аналізі доцільності використання кільових охолоджувачів також варто враховувати загальну площу машинного відділення буксиру. Зовнішнє розташування охолоджувачів може посприяти економії використання внутрішнього простору приміщень судна. Крім того, інтегровані в корпус судна охолоджувачі можуть сприяти кращому розподілу ваги, що покращує стійкість судна під час маневрування, особливо під час складних буксирувальних операцій.

Хоча виробниками охолоджувачів також передбачений захист від пошкоджень, оскільки вони розташовані безпосередньо на корпусі судна, це не може в повній мірі захистити їх від зовнішнього впливу і повністю вберегти від пошкоджень, зокрема хімічних.

Нормальне погіршення стану внутрішніх та зовнішніх поверхонь охолоджувача у вигляді іржі, окалини та точкової корозії поступово знижує ефективність кільового охолоджувача протягом кількох років. Захисні покриття та морські обростання також знижують швидкість теплопередачі. Нормальний знос під впливом зовнішнього середовища змушує використовувати охолоджувачі більшого розміру, ніж якби він знаходився безпосередньо на борту судна. Через серйозне погіршення характеристик теплопередачі, пов'язаних із охолоджувачами з конструкційної сталі, розмір спроектованого охолоджувача іноді стає непрактичним. Це особливо актуально, коли температура морської води перевищує 30 °C (85 °F)[4].

Крім того, кільові охолоджувачі можуть не забезпечити достатньої потужності охолодження для великих і потужних двигунів, що часто використовуються на буксирних суднах, зокрема на RASTAR 3200. Погіршення технічних характеристик охолоджувача через нормальний знос також ставить під питання доцільність використання такого типу охолодження. Оскільки охолоджувачі постійно знаходяться під водою, вони накопичують водорості, сміття і піском, що також знижує ефективність охолодження та потребує регулярної очистки, що доволі складно реалізується,

					KPM.142.6221m.05.01.ПЗ	Лист
						11
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

оскільки потребує підйому судна на берег. Це значно збільшує витрати на обслуговування та призводить до простою судна.

Кільові охолоджувачі конструктивно важко встановлюються. В першу чергу це пов'язано із формою корпусу, оскільки порушується звичайна форма корпусу. Інтеграція охолоджувачів такого типу в корпус потребує більш кваліфікованої робочої сили, що також впливає на вартість монтажу і подальшого обслуговування судна. Зміна звичної форми судна також приводить до погіршення його технічних характеристик загалом. Із зменшенням обтічності судна погіршуються його ходові характеристики, що призводить до більших витрат палива і потужностей буксира.

Попри всі недоліки, кільові охолоджувачі варті застосування на буксирних суднах завдяки забезпеченню кращої стабільності і балансу судна при виконанні маневрів на воді, особливо під час виконання важких буксирних операцій в обмеженому просторі. А оскільки охолоджувачі розміщені ззовні корпусу, це економить місці на судні, що може бути критичним для розміщення іншого обладнання. Це також дозволяє уникнути зайвого навантаження на надбудови судна і збільшує остійність судна[4].

1.4. Особливості розміщення кільових охолоджувачів DuraCooler на буксирному судні типу RASTAR 3200

Хоча можливе використання кільових охолоджувачів на буксирному судні RASTAR 3200 безпосередньо на корпусі судна, таке розміщення робить їх більш схильними до накопичення мулу, піску та впливу корозії, а також збільшує його опір, що потребує додаткових потужностей енергетичної установки. Встановлення охолоджувачів такого типу вимагає відповідного захисту за допомогою обтічників, бічних пластин і захисної решітки над охолоджувачем. На противагу йому пропонується використання більш компактного, обтічного кільового охолоджувача, що окрім всього іншого зменшує проблему обростання охолоджувачів морськими водоростями.

Компактні кільові охолоджувачі, до яких відноситься DuraCooler, монтуються на зовнішній стороні корпусу судна і зазвичай виготовляються з

					KPM.142.6221m.05.01.ПЗ	Лист
						12
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

мідно-нікелевих сплавів, що запобігає їх обростанню морськими водоростями і є одною з найбільших їх переваг. Ще одна перевага компактних кільових охолоджувачів — це розмір їх площі і легкість. За рахунок більшої ефективності процесу охолодження, загальна площа кільового охолоджувача може бути зменшена на 20 % від розміру кільових охолоджувачів інших типів.

Кільові охолоджувачі не потребують особливого розміщення і можуть бути встановлені будь-де на корпусі судна, забезпечуючи простір для його встановлення відповідно до конструкції корпусу та умов експлуатації судна. На буксирному судні типу RASTAR 3200 кільові охолоджувачі встановлюються біля гвинта, аби використати перевагу руху потоку навантаженого під час буксирування[5].

Охолоджувачі DuraCooler, як і більшість компактних кільових охолоджувачів, виготовлені з легких матеріалів і тому потребують встановлення в добре захищеній зоні корпусу. Для досягнення максимально можливої теплопередачі охолоджувачі встановлюються в два ряди таким чином, щоб не перекривати один одного.

Незважаючи на те, що місце безпосередньо перед гвинтом є областю з високою швидкістю течії води та є достатньо високою, щоб бути захищеною від пошкоджень, слід враховувати вплив гвинта на охолоджувачі. Під час здійснення руху назад він створюватиме піскоструминний ефект, відкидаючи пісок і сміття на кільовий охолоджувач. Крім того, не рекомендується встановлення охолоджувачів безпосередньо за гвинтами або у будь-якій іншій зоні високої вібрації або поблизу всмоктувальних або випускних отворів. Встановлення кільових охолоджувачів одразу за гвинтами також не рекомендується через те, що оскільки повітря є ізолятором, аерована внаслідок руху гвинта вода зменшить охолоджувальну здатність.

Хоча на буксирних суднах рекомендується розміщення кільових охолоджувачів безпосередньо на дні судна, що вимагає їх паралельного скегу або кілю розташування, можливе також розміщення охолоджувачів збоку корпусу. В такому випадку вони мають бути встановлені нижче найнижчої точки ватерлінії, щоб уникнути аерації поверхневої води[6].

					KPM.142.6221m.05.01.ПЗ	Лист
						13
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

РОЗДІЛ 2

Моделювання робочого циклу двигуна типу Caterpillar 3516C HD для визначення його теплового балансу та параметрів потоків робочих тіл

2.1. Визначення основних параметрів циклу головного двигуна СЕУ буксирного судна типу RASTAR 3200

Визначення основних параметрів циклу двигуна є важливим етапом аналізу можливостей застосовування кільцевої системи охолодження на сучасних морських судах, оскільки саме за його результатами буде розраховуватися ефективність і аналізуватися надійність і економічність їх застосування. Варто зазначити, що більшість параметрів було надано компанією-виробником головних двигунів Caterpillar 3516C HD (рис. 2.1) суднової енергетичної установки буксирного судна типу RASTAR 3200[1; 2]. Головним чином вони ґрунтуються з огляду на технічні характеристики, специфікації та технології, що застосовуються при виробництві двигунів.

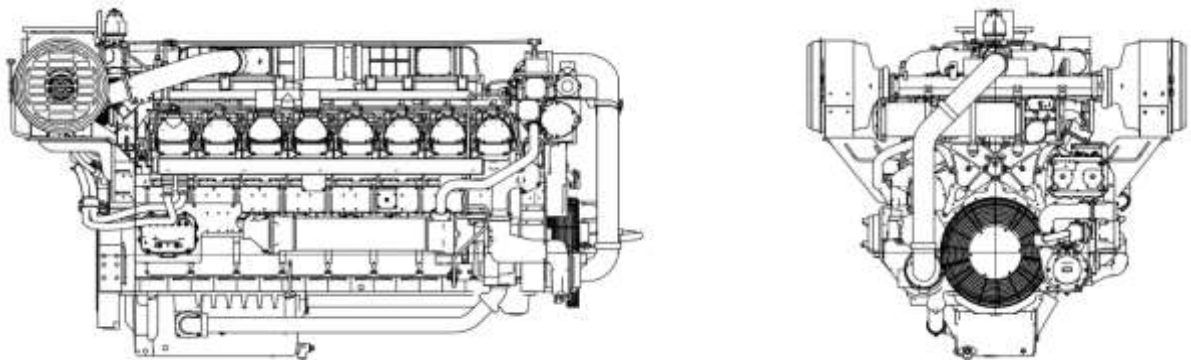


Рис. 2.1. Головний двигун Caterpillar 3516C HD енергетичної установки буксирного судна

Параметри двигуна визначаються на основі вимог компанії Caterpillar і можуть бути уточнені за допомогою додаткових технічних характеристик, зокрема шляхом розрахунку його теплового балансу. В результаті розрахунків і подальшого аналізу це дозволить отримати оптимальний результат проєктування для кваліфікаційної роботи.

					KPM.142.6221m.05.02.ПЗ	Лист
						14
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

Серед обраних значень частота обертання двигуна, що має бути оптимальною для судна такого типу та забезпечувати максимальну ефективність при роботі під навантаженням. Сучасні двигуни Caterpillar, зокрема такі, що слугують головними двигунами на судні, обладнані системами автоматичного регулювання обертів, що дозволяє підтримувати оптимальні значення для конкретного навантаження під час виконання буксирувальних операцій[1].

Ступінь стиснення впливає головним чином на ефективність згоряння пального і, відповідно, на потужність та економічність двигуна, що використовується на судні. Вищий ступінь стиснення дозволяє підвищити теплову ефективність і потужність двигуна, оскільки при цьому досягається більша температура і тиск в камері згоряння, що забезпечує більш ефективне згоряння пального. Натомість занадто високий ступінь стиснення може призвести до підвищених температур і навантажень на двигун, що збільшує ймовірність його перегріву та зношування. З дотриманням рекомендацій компанії-виробника Caterpillar значення ступені стиснення обрано 15. Це значення є оптимальним для дизельних двигунів, що працюють під великим навантаженням, і забезпечує хорошу ефективність згоряння без надмірних теплових навантажень.

Решта початкових значень була надана компанією-виробником двигунів Caterpillar або підбиралася з огляду на її наявну технічну документацію, стандарти, специфікації і рекомендації.

Загалом при виборі основних параметрів циклу двигуна пріоритетом була збалансованість і економічність його застосування. Потужність, частота обертання і ступінь стиснення є критичним для забезпечення ефективної роботи двигуна без його перевантаження, що може призвести до підвищених витрат пального та зниження ресурсу двигуна.

2.2. Розрахунок значень параметрів циклу головного двигуна СЕУ

Усі початкові значення параметрів циклу, що буде розраховуватися наведено в таблиці 1.

					КРМ.142.6221м.05.02.ПЗ	Лист
						15
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

Таблиця 1. Початкові значення параметрів циклу, що розраховується

Найменування	Одиниця виміру	Позначення	Значення
Ефективна потужність	кВт	N'_e	1383
Частота обертання	хв ⁻¹	n	1200
Тиск навколишнього середовища	МПа	P_0	0,1013
Температура навколишнього середовища	К	T_0	323
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,40
Коефіцієнт продувки		ϕ_a	1,1
Коефіцієнт залишкових газів		γ_r	0,03
Коефіцієнт використання тепла в точці Z		ξ_z	0,9
Коефіцієнт використання тепла в точці b		ξ_z	0,94
Ступінь стиснення		ε	15
Ступінь підвищення тиску при згорянні		λ	1,202
Підігрів заряду від стінок циліндра	К	ΔT_a	16
Частка ходу поршня, втрачена на продувку		ϕ_n	0,08

Коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми		ζ	1
Механічний ККД двигуна		η_m	0,75
Адіабатний ККД компресора		$\eta_{k,ad}$	0,77
Втрата тиску в повітроохолоджувачі	МПа	ΔP_{ox}	0,005
ККД системи охолодження		η_o	0,75
Температура залишкових газів	К	T_r	800
Масовий склад палива	кг/кг	C	0,865
		H	0,132
		S	0
		O	0,003
Нижча теплота згоряння палива	кДж/кг	Q_H	42700
Кількість циліндрів	шт	i	16
Діаметр циліндра	м	D_c	0,170
Хід поршня	м	S_c	0,215
Коефіцієнт тактності		z	0,5
Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння		α	1,90
Показник адіабати повітря		k_B	1,4
Механічний ККД турбіни		η_{tm}	0,97

Адіабатний ККД турбіни		η_{ad}	0,89
Коефіцієнт втрати тиску на впуску		ξ_a	0,97
Ставлення тиску за компресором до тиску перед трубою		ψ_t	0,725

Розрахунок процесу наповнення двигуна внутрішнього згоряння є важливим етапом при визначенні його теплового балансу, оскільки саме від ефективності наповнення циліндрів повітрям або паливно-повітряною сумішшю залежить правильність розподілу тепла в його системі. Процес наповнення впливає на кількість палива, що надходить у циліндр двигуна для згоряння і, відповідно, на кількість виробленого тепла, що утворюється в результаті згоряння. Розрахунок процесу наповнення є важливою складовою розрахунку температури в циліндрах і його ефективності охолодження, в першу чергу для оптимізації роботи системи задля попередження перегріву та підвищення витрати пального.

Зазначимо, що температура повітря за компресором, К:

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1 \right]}{\eta_{k.ad}} \right]$$

$$T_k = 524.81$$

Температура повітря перед двигуном, К:

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0)$$

$$T_s = 373.453$$

Температура заряду до кінця процесу наповнення, К:

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$$

$$T_a = 401.41$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа:

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox}.$$

					KPM.142.6221M.05.02.ПЗ	Лист
						18
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

$$P_s = 0.395$$

Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа:

$$P_a = \xi_a \cdot P_s$$

$$P_a = 0.383$$

Коефіцієнт наповнення:

$$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_H)$$

$$\eta_H = 0.865$$

Розрахунок процесу стиснення в рамках розрахунку теплового балансу необхідний для точного визначення температури і тиску в циліндрі двигуна під час компресії. В цей момент відбувається значне підвищення енергії газів, що значним чином впливає на теплові навантаження двигуна. Вірно розрахований процес стиснення дозволяє оцінити, скільки тепла передається на стінки циліндра та інші компоненти двигуна, а також забезпечити оптимальну роботу охолоджувальної системи, що є критично важливим для виконання поставленої мети кваліфікаційної роботи.

Приймаємо, що мольна ізохорна теплоємність повітря, кДж/(моль · К):

$$c'_v = 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

Середня мольна ізохорна теплоємність чистих продуктів згоряння, кДж/(моль · К):

$$c''_v = 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

Теплоємність суміші повітря і залишкових газів на ході стиснення, кДж/(моль · К):

$$c''_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} = a_{vc} - b_c \cdot T$$

$$b_c = 0.0025$$

$$a_{vc} = 19.279$$

Середній показник політропи стиснення:

$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})}$$

$$n_1 = 1.355$$

					KPM.142.6221M.05.02.ПЗ	Лист
						19
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

Тиск в кінці стиснення, МПа:

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$$

$$P_c = 14.619$$

Температура в кінці стиснення, К:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}$$

$$T_c = 1041.86$$

Розрахунок процесу згоряння необхідний для точного визначення кількості тепла, що виділяється під час згоряння палива і його впливу на температуру газів і деталей двигуна. Процес розрахунку згоряння важливий в першу чергу через те, що згоряння ж основним джерелом енергії і правильна оцінки кількості енергії, що передається на стінки циліндра, поршень та інші компоненти. Це також дозволить запобігти перегріву системи та неефективному використанню палива, забезпечивши оптимальні умови для роботи двигуна.

Розрахуємо, що справжня кількість повітря для згоряння, кмоль/кг:

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$$

$$L = 0.95$$

Тоді хімічний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L}$$

$$\beta_0 = 1.034$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

$$\beta = 1.033$$

Частка палива, що згоріла в точці z:

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b}$$

$$x_z = 0.957$$

					KPM.142.6221m.05.02.ПЗ	Лист
						20
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z:

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z$$
$$\beta_z = 1.032$$

Середня мольна ізохорна теплоємність в точці z, кДж/(моль · К):

$$c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} = a_{vz} + b_z \cdot T$$

При цьому:

$$\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right)$$
$$\Delta M = 0.033$$

Тоді L_0 , кмоль/кг:

$$L_0 = 0.495$$

$$m = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} \qquad m = 1.067$$

$$a_{vz} = 19.88 \qquad b_z = 0.00307$$

Середня мольна ізохорна теплоємність в точці b, кДж/(моль · К):

$$c_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} = a_{vb} + b_b \cdot T$$
$$a_{vb} = 19.91$$
$$b_b = 0.003096$$

Максимальна температура згоряння, К:

$$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_v + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c = \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$$
$$T_z = 2047.992$$

Максимальний тиск згоряння, МПа:

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$
$$P_z = 17.572$$

Розрахунок процесу розширення є критично важливою складовою розрахунків для правильного визначення кількості тепла, що виділяється під час згоряння палива. Цей процес впливає на температуру газів, що утворюється в результаті згоряння палива, та на теплові навантаження на

					КРМ.142.6221м.05.02.ПЗ	Лист
						21
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

компоненти двигуна. Правильний розрахунок процесу згоряння дозволяє зробити висновки, як тепло розподіляється по двигуну.

Крім того, розрахунок процесу згоряння дає змогу точно визначити, скільки тепла необхідно відвести через систему охолодження та як це впливає на загальний тепловий баланс двигуна. Такі розрахунки дозволяють розробити більш точні і ефективніші стратегії управління охолодженням аби уникнути перегріву двигуна.

Розрахуємо ступінь попереднього розширення:

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$$

$$\rho = 1.688$$

Ступінь подальшого розширення:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

$$\delta = 8.707$$

Середня показник політропи розширення і температура в кінці процесу розширення, К, знаходиться з наступних систем рівнянь методом послідовних наближень:

$$n_2 = \left[\frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{bz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{bb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} \right] + 1$$

$$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}}$$

$$n_2 = 1.263$$

$$T_b = 1158.635$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа:

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$$

$$P_b = 1.142$$

Визначення індикаторних показників двигуна внутрішнього згоряння, зокрема індикаторного тиску, питомої витрати палива і коефіцієнта корисної дії є необхідним для точного розрахунку його теплового балансу,

					KPM.142.6221M.05.02.ПЗ	Лист
						22
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

оскільки вони дозволяють оцінити ефективність використання палива, перетворюючи його енергію в механічну роботу. Ці показники можуть показати, як правильно розподіляється тепло в процесах стиснення, згоряння і розширення, а також допомагають визначити кількість втраченої енергії у вигляді теплоти через охолодження. Визначення індикаторних показників двигуна дозволяє оптимізувати тепловий баланс двигуна, забезпечити його ефективну роботу і зменшити його зношення.

Отже, теоретичний середній індикаторний тиск, МПа:

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$$

$$P'_i = 2.607$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа:

$$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n)$$

$$P_i = 2.398$$

Індикаторна питома витрата палива, кг/(кВт · год):

$$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i}$$

$$b_i = 0.176$$

Індикаторний ККД двигуна:

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H}$$

$$\eta_i = 0.48$$

Визначення ефективних показників двигуна, таких як його ефективний тиск, коефіцієнт корисної дії і потужність, дозволяє оцінити реальну здатність двигуна перетворювати енергію палива на корисну механічну роботу з урахуванням теплових втрат. Такі показники стають помічними, яка кількість тепла втрачається через систему охолодження та інші фактори, що не беруть участь у виконанні корисної роботи. Визначення ефективних показників дозволяє оптимізувати тепловий баланс двигуна, мінімізувати перегрів і зношування компонентів.

В кінці визначення ефективних показників теплового балансу двигуна внутрішнього згоряння виконується порівняльна перевірка характеристик заданої та отриманої ефективної потужності. Якщо результат перевірки показує, що похибка між ними не перевищує 2 %, це свідчить про точність виконаних розрахунків, а отже подальші розрахунки стають можливими. Така перевірка є важливою для забезпечення коректності і достовірності розрахунків, оскільки дозволяє переконатися, що розрахунки відповідають реальним умовам роботи двигуна, а подальші розрахунки для системи охолодження будуть здійснені на основі надійних даних.

Середній ефективний тиск визначається за формулою:

$$P_e = P_i \cdot \eta_m$$

$$P_e = 1.799$$

Ефективний ККД двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

$$\eta_e = 0.36$$

Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт · год):

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m}$$

$$b_e = 0.2341$$

Ефективна потужність двигуна:

$$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i$$

$$N_e = 1405.62$$

Порівняння заданої і отриманої ефективності двигуна:

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e}$$

$$\Delta N = 1.609$$

При розрахунку номінального режиму роботи двигуна похибка не перевищує допустиму, а отже подальші розрахунки допустимі.

Визначення дійсного π_k компресора на заданому режимі роботи двигуна є важливим етапом розрахунку теплового балансу, оскільки цей показник безпосередньо впливає на ефективність процесу стиснення в двигуні.

					KPM.142.6221M.05.02.P3	Лист
						24
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

Дійсне значення π_k дозволяє врахувати втрати, що виникають через неповне стиснення або термічні втрати в компресорі, що важливо для точного визначення температури і тиску в циліндрі. Точний розрахунок π_k допомагає більш точно оцінити енергетичні та теплові характеристики двигуна, забезпечуючи оптимальну роботу системи.

Визначення дійсного коефіцієнта ступеня стиснення компресора також дозволяє коректно враховувати реальні умови роботи компресора на різних режимах, таких як зміни навантаження чи оборотів двигуна. Це важливо для точнішого прогнозування температури газів після стиснення, оскільки неправильно враховане значення π_k може призвести до значних похибок у розрахунках теплового балансу, що, в свою чергу, вплине на оцінку ефективності системи охолодження та загальної теплової поведінки двигуна.

Для точності розрахунку дійсного π_k компресора також проводиться порівняльна перевірка заданого і отриманого тиску наддуву, похибка для якої не має перевищувати 2 %.

Зазначимо, що універсальна газова стала для повітря Дж/(кг · К):

$$R = 287$$

Тоді визначимо, що витрата повітря через компресор, кг/с:

$$G = \left[\frac{(\pi \cdot D_c^2)}{4} \right] \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a$$

$$G = 2.738$$

Витрата газів через турбіну, кг/с:

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600}$$

$$G_t = 2.829$$

Тиск газу перед турбіною, МПа:

$$P_r = \psi_t \cdot P_k \quad P_r = 0.29$$

Температура газу перед турбіною, К:

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}}$$

					KPM.142.6221M.05.02.ПЗ	Лист
						25
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

$$T_t = 870.83$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль:

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0)$$

$$M_s = 0.975$$

Універсальна газова стала відпрацьованих газів, Дж/(кг · К):

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}}$$

$$R_t = 287.687$$

Показник адіабати розширення газу в турбіні:

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{(a_{vb} + b_b \cdot T_t)}$$

$$k_t = 1.368$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі:

$$\pi_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}}$$

$$\pi_k = 3.994$$

Дійсний тиск наддуву, МПа:

$$P_{kd} = \pi_k \cdot P_0$$

$$P_{kd} = 0.4046$$

Порівняння заданого і отриманого тиску наддуву:

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}}$$

$$\Delta P_k = 1.137\%$$

При розрахунку номінального режиму роботи двигуна похибка не перевищує допустиму, а отже подальше використання розрахунків допустиме.

					КРМ.142.6221м.05.02.ПЗ	Лист
						26
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

Розрахунок параметрів циклу двигуна внутрішнього згоряння завершено, що дозволяє визначити оптимальні характеристики двигуна для досягнення бажаних технічних показників, зокрема потужності, економічності та надійності. В результаті розрахунків визначено основні параметри двигуна, що будуть використовуватися для подальшого аналізу його характеристик і можливості застосування на ньому кільової системи охолодження.

Результати розрахунку робочого циклу двигуна Caterpillar 3516C HD наведено у таблиці 2.

Таблиця 2. Результати розрахунку робочого циклу головного двигуна енергетичної установки Caterpillar 3516C HD

Найменування	Одиниця виміру	Позначення	Значення
Температура повітря за компресором	К	T_k	524.81
Температура повітря перед двигуном	К	T_s	373.45
Температура заряду до кінця процесу наповнення	К	T_a	401.41
Тиск повітря перед двигуном	МПа	P_s	0.395
Тиск заряду до кінця процесу наповнення	МПа	P_a	0.383
Тиск в кінці стиснення	МПа	P_c	14.619
Температура в кінці стиснення	К	T_c	1041.86

Максимальна температура згоряння	К	T_z	2047.99
Максимальний тиск згоряння	МПа	P_z	17.57
Тиск в кінці процесу розширення	МПа	P_b	1.14
Дійсний середній індикаторний тиск	МПа	P_i	2.39
Тиск газу перед турбіною	МПа	P_r	0.29
Температура газу перед турбіною	К	T_t	870.83
Дійсний тиск наддуву	МПа	P_{kd}	0.4

В результаті виконаних розрахунків визначено основні показники робочого циклу головного двигуна, що використовується на судні, що розглядається у магістерській роботі. Ці показники дають можливість оптимально оцінити ефективність застосування різних систем охолодження на судах, зокрема й кільових. Отримані результати дають чітко зрозуміти основні теплові характеристики двигуна, що є основою для коректності розрахунків можливої інтеграції і подальшої експлуатації кільової системи охолодження на судні. Такі розрахунки дають можливість зробити обґрунтовані висновки щодо доцільності її впровадження та оцінити потенційні переваги над іншими системами охолодження.

РОЗДІЛ 3

Розробка методики та програми розрахунків кільових охолоджувачів САУ буксирного судна типу RASTAR 3200

3.1. Мета розрахунків, засіб досягнення мети та очікувані результати

Кільові охолоджувачі є замкнутою системою охолодження, що встановлюється ззовні на корпусі судна нижче ватерлінії. Охолоджувальна рідина двигуна циркулює через кільовий охолоджувач, який передає тепло від охолоджувальної рідини, перш ніж воно повертається в двигун. Кільовий охолоджувач перебуває в постійному контакті з морською водою, що дає змогу системі охолодження ефективно передавати тепло між охолоджувальною рідиною і морською водою.

Порівняно з системою охолодження відкритого контуру (внутрішній теплообмінник), система охолодження закритого контуру забезпечує кілька явних переваг. Система охолодження закритого контуру усуває необхідність у внутрішньому теплообміннику, насосах і трубопроводах заборотної води, а також не викликає проблем в обслуговуванні, пов'язаному з системами охолодження відкритого контуру. Вона також усуває накопичення мулу і піску в контурі охолодження і захищає систему від корозії солоною водою. Використання кільового охолоджувача усуває необхідність потрапляння морської води в систему судна. Крім того, з погляду охорони навколишнього середовища кільове охолодження забезпечує рішення з нульовим скиданням, виключаючи можливість потрапляння забруднювальних речовин у морську воду.

У той же час застосування кільових теплообмінників дуже обмежене, а їх проектування пов'язане з певними складнощами, пов'язаними з особливостями їх використання і монтажної складової[8].

Головною метою проведених розрахунків є визначення розмірів бортового теплообмінника при відомих параметрах теплоносіїв до і після нього. В кваліфікаційній роботі наводиться розрахунок бортового теплообмінника, що поєднується з розрахунком всієї розглянутої системи

					KPM.142.6221M.05.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		29

охолодження і всіх її елементів. При цьому елементи системи мають прямі та зворотні зв'язки, що необхідно для нормального аналізу роботи такої системи.

3.2. Визначення та обґрунтування вибраних даних для розрахунків

В процесі розрахунків бортових теплообмінників використовувалися методика розрахунків, пропонується доцентом О. А. Гогоренко і професором Ю. Л. Мошенцевим[10], а також рекомендації фірми Caterpillar — виробника і постачальника двигунів енергетичної установки буксирного судна RASTAR 3200[3]. Використовуючи ці рекомендації, зокрема діаграму, згідно з якою для аналізованого судна при температурі заборотної води 18 °С питома площа поверхні бортового охолоджувача $F_{уд}$, що використовується для охолодження наддувного повітря, має відповідати 26 м²/кВт. Температура навколишнього середовища при такій температурі води відповідає 32,2 °С.

В такому випадку використаємо формулу:

$$F_{уд} = \frac{F}{Q}$$

де F — площа поверхні, що лежить з боку ребер (внутрішня поверхня борту судна) і вибір якої є стандартною процедурою для оребреної стінки, м², а Q — тепловий потік від охолоджувача наддувного повітря (ОНВ), кВт.

Вибір F з боку оребрення є звичною практикою для оребреної стінки. Рекомендації мають використовуватися для схеми, наведеної на рисунку 3.1[11]. Під час розрахунків усі параметри обиралися відповідно до параметрів судна, основні дані якого наведені в таблиці 1.

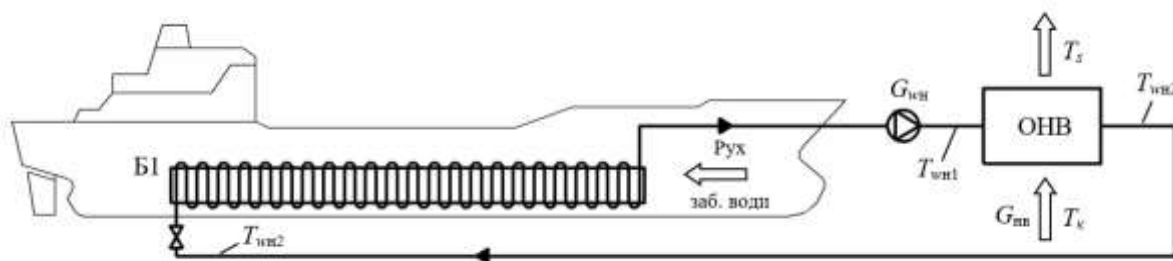


Рис. 3.1. Схема окремого контуру охолоджувача наддувного повітря: Б1 — бортовий охолоджувач прісної води (або теплоносія внутрішнього контуру — ТВК); ОНВ — охолоджувач наддувного повітря;

T_{wh1} — температура ТВК за Б1 і перед ОНВ; T_{wh2} — температура ТВК за ОНВ і перед Б1; T_{ww1} — температура заборотної води; G_{wh} — розхід ТВК в контурі; G_{HB} — розхід повітря через ОНВ; T_k , T_s — температури повітря до і після ОНВ при діленні наддуву

Для правильного проведення розрахунків теплообмінника також необхідні наступні параметри, що істотно впливають на величини F і F_{y0} :

p_k — тиск наддуву,

t_k — температура повітря перед ОНВ,

t_s — температура повітря після ОНВ,

t_{wh2} — температура ТВК після ОНВ,

G_{wh} — розхід ТВК у контурі охолоджувача,

$\lambda_{кр}$ — коефіцієнт теплопровідності фарби на борту судна;

R_3 — термічний опір шару забруднень з боку ТВК;

R_w — термічний опір шару забруднень з боку заборотної води;

Δp_w — граничний опір бортового охолоджувача прісної води по ТВК (також можливо для теплоносія внутрішнього контуру ТВК).

Наведені вище параметри використовувалися при виконанні розрахунків з міркування отримати максимально можливу величину площі поверхні теплообміну. При перевірці розрахунків вважалося, що їх вихідні дані мають відповідати або параметрам судна, обраного в якості прототипу для виконання розрахунків, або граничним параметрам, що рекомендуються сучасними джерелами для сучасних судових енергетичних установок.

Отже, тиск наддуву p_k і температура повітря перед охолоджувачем наддувного повітря t_k приймаються за параметрами головного двигуна судна, для якого проектувалася система охолодження.

Величина t_s обирається відповідно до тої вимоги, що коефіцієнт корисної дії охолоджувача наддувного повітря, для сучасних двигунів, зазвичай становить 0,9...0,97, а значення температури має бути в межах 25...30 °С. Для головного двигуна буксирного судна типу RASTAR 3200, що використовує в якості головного двигуна модель 3516C HD прийнято значення 27,7 °С.

					KPM.142.6221M.05.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		31

У випадку, що розглядається в розрахунках, значення температури ТВК за охолоджувачем t_{wh2} визначається витратою ТВК у контурі охолоджувача G_{wh} . Вибір наведеної величини частково виконувався відповідно до рекомендацій, згідно яких витрата ТВК, що обирається, має забезпечити мінімальну масу серцевини теплообмінників у системі, що використовується. У той же час передбачається, що система охолодження є відкритою, а отже максимальна температура ТВК у ній не має призводити до закипання. Водночас при цьому має бути забезпечений певний запас параметру.

Згідно з виконаними розрахунками, мінімум суми мас серцевини досягається при умові, що значення t_{wh2} менше $100\text{ }^{\circ}\text{C}$. При використанні трішки меншої величини параметру ця величина досягає максимальної близькості до мінімуму, тож доречним є прийняття значення $t_{wh2} = 95\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Коефіцієнт теплопровідності всіх шарів основної фарби на борту приймалося за стандартами Асоціації виробників трубчастих теплообмінників, де у разі застосування звичайної фарби це значення дорівнює $0,00081\text{ м}^2 \cdot \text{к/Вт}$.

Термічний опір шару забруднень з боку ТВК обрано відповідно до стандартів Американського товариства інженерів-механіків, де допускається, що має місце граничне забруднення. В такому випадку $R_z = 1,76E-4\text{ м}^2 \cdot \text{к/Вт}$.

При виконанні розрахунків припускалося, що забруднення з боку забортної води відсутнє, оскільки судно має велику швидкість ходу та перебуває в експлуатації. Сучасні морські судна буксирного типу фарбуються обертаючою фарбою, що є самополіруючим матеріалом поверх звичайного шару фарби. Така фарба має малу товщину шару і високий коефіцієнт теплопровідності. Найтонша поверхнева частина від усього шару такої фарби при цьому постійно змивається під час руху судна, що не допускає появи обростань та забруднень на корпусі судна.

Хоча гранично допустиме значення параметру опору по ТВК Δ_{pw} не вказано, ставиться за мету зменшити його до можливого мінімуму. Це досягається за рахунок інших рівних умов, а також за рахунок максимально

					KPM.142.6221M.05.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		32

можливого зниження швидкості ТВК. Відповідно до наявних рекомендацій, $w_w = 0,2 \dots 0,6$ м/с, у розрахунках прийнято значення $w_w = 0,25$ м/с.

Бортовий теплообмінник та система охолодження наддувного повітря розраховувалися для судна, основні параметри якого наведено у таблиці 1.

Таблиця 1. Основні дані судна, що використовується для розрахунків

Довжина, м	32
Ширина, м	13
Осадка, м	6,15
Висота борту, м	9,3
Кількість і потужність ГД, кВт	1×1383
Швидкість повного ходу, вуз.	13

На основі методичних рекомендацій показано пропоновану схему конструкції теплообмінника і взаємного руху теплоносіїв:

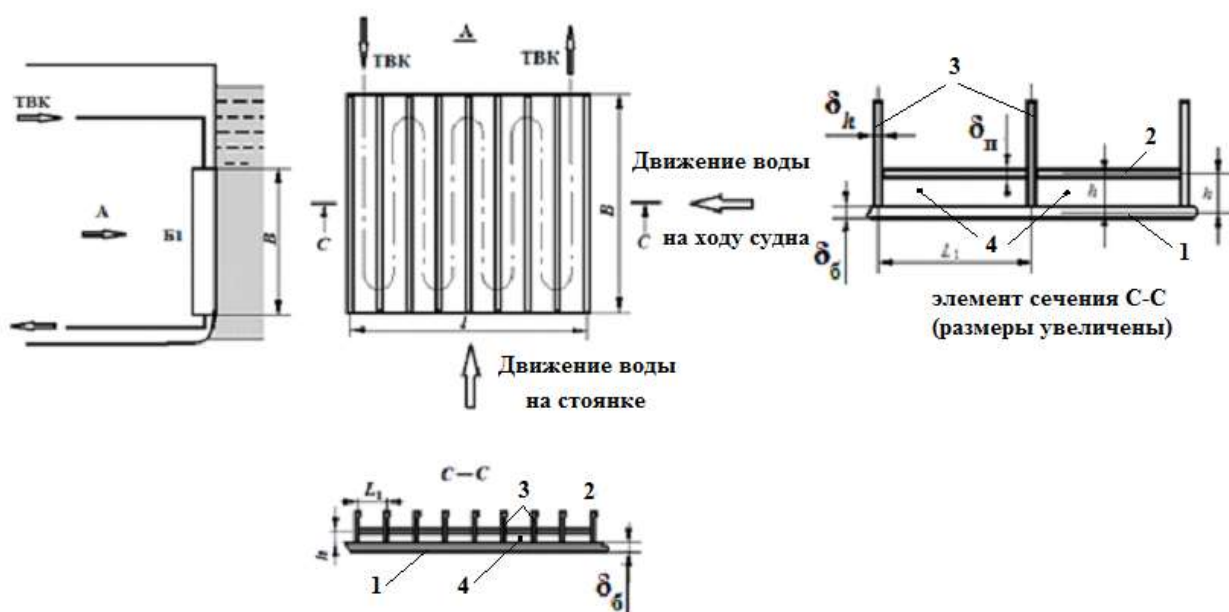


Рис. 3.2. Бортовий теплообмінник і його розміщення на судні:

1 — обшивка судна; 2 — додаткові листи; 3 — елементи набору корпусу судна; 4 — канал для проходу ТВК.

У такому теплообміннику під час руху судна схема взаємної течії теплоносіїв — багаторазовий перехресний струм при загальній протитечії.

ТВК не поєднується в кожному наступному перерізі по ходу теплоносія, але переміщується між ходами, а потік заборотної води поєднується в кожному наступному перерізі по своєму ходу.

Основними чинниками, що впливають на вибір параметрів для подальших розрахунків є характеристики судна, що розраховується, його швидкість, тип двигуна та навантаження на енергетичну установку, а також умови навколишнього середовища.

Для правильності розрахунків важливо враховувати теплотехнічні характеристики охолоджувальної системи, аби забезпечити ефективне відведення тепла, що дозволить підтримувати машини і механізми судна в оптимальному температурному режимі. Також необхідно враховувати енергетичні витрати та можливість забезпечення стабільної роботи охолоджувача при змінних умовах навколишнього середовища, зокрема змінної температури води[9; 10].

Для забезпечення надійної роботи системи охолодження на судні, обрані параметри мають бути оптимізовані не тільки для досягнення високої ефективності, але й для зниження різного виду ризиків, зокрема корозії, засмічення та інших негативних факторів, які можуть виникнути в результаті експлуатації судна і вплинути на його ходові характеристики. Врахування всіх зазначених факторів дозволяє забезпечити стабільну та ефективну роботу бортової охолоджувальної системи протягом тривалого періоду її експлуатації. Обрані параметри для розрахунку бортового теплообмінник наведено в таблиці 2.

Таблиця 2. Обрані параметри для розрахунку бортового охолоджувача

Найменування	Одиниця виміру	Позначення	Значення
Висота каналів	м	h	0,15
Товщина каналних перегородок	м	δ_h	0,007

Товщина покривної пластини	м	$\delta_{\text{п}}$	0,0
Ширина каналів (розмір шпациї)	м	L_1	0,41
Довжина теплообмінника	м	l	20,0
Число каналів теплообмінника на довжині l	шт	Z_k	47,78
Число ходів по ТВК	шт	b_w	268,08
Ширина теплообмінника	м	B	3,00
Довжина судна	м	L_c	32,00
Осадка судна	м	T	6,15
Товщина борта	м	$\delta_{\text{б}}$	0,02
Швидкість повного ходу судна	вузли	v_s	13,0
	м/с	v_s	6,7
Значення термічного опору фарби	$\text{м}^2 \cdot \text{К/Вт}$	$R_{\text{кр}}$	0,00081
Значення термічного опору забруднення з боку ТВК	$\text{м}^2 \cdot \text{К/Вт}$	$R_3,$	0,00017
Солоність заборотної води		Π	10,0

Розхід прісної води через Б1	кг/с	G_{w1}	2,69
Температура прісної води на виході	кг/с	t_{w1}	79,1
Тиск прісної води на вході		p_{w1}	200,0
Швидкість прісної води в стиснутому розрізі пучка в середніх відсіках	м/с	w_{w1}	0,25
Температура заборотної води		t_{ww1}	18,0
Тиск заборотної води на вході		P_{ww}	100,0
Коефіцієнт оребрення з боку ТВК		σ	2,63
Коефіцієнт об'ємної компактності БТ	м ² /м ³	f_v	17,58
Коефіцієнт масової компактності БТ		f_g	0,012
Площа з боку ТВК	м ²	F	158,19
Площа з боку зовнішнього борту	м ²	F_{ww}	60,0

Маса основних деталей БТ	кг	$G_{\text{бт}}$	12821,18
-----------------------------	----	-----------------	----------

3.3. Розробка методики проєктування

Для проєктованого теплообмінника завдання зручніше вирішувати як зворотне, де кінцеві параметри теплоносіїв шукаються при відомих початкових параметрах теплоносіїв та відомих конструктивних даних теплообмінника. У випадку, якщо кінцеві параметри теплоносія не задовольняють мету розрахунків, змінюється швидкість ТВК у каналах теплообмінника та його конструктивні дані.

Більшість конструктивних даних теплообмінника в такому випадку визначається конструкцією і розмірами судна. Основною величиною, що змінюється і істотно впливає на результат є довжина теплообмінника l — його протяжність по довжині судна. Зміна інших розмірів мало впливає на результат, хоча вони також можуть бути змінені при доведенні конструкції.

За такої постановки завдання вирішується стандартно. Найбільш простим методом є вирішення з використанням методу N - η .

Вибір вихідних даних та розрахунок теплообмінника виконуються за наступних припущень:

- Як основний розрахунковий режим приймається режим повного ходу судна при максимальному навантаженні.
- Швидкість забортової води w_{ww} приймається рівною швидкості ходу судна.
- Температури забортової води на вході та виході однакові. Середня температура відома та дорівнює температурі на вході.
- Витрата забортової води набагато більша за витрати ТВК. В даному випадку відношення енергоємностей потоків ТВК та забортової води (величина S) близько 0, в розрахунках приймається 0,001.
- При розрахунках теплообмінника приймається, що ребра з боку нижньої внутрішньої частини судна враховуються тільки в межах висоти

					КРМ.142.6221м.05.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		37

каналів під ТВК. Виступаючі цей розмір елементи жорсткостей не враховуються.

- Вплив тепловідведення з боку нижньої внутрішньої частини судна вважається несуттєвим і його вплив не враховується.

Приклад вибору основних вихідних фізичних параметрів та швидкостей теплоносіїв наведено в таблиці 3.

Таблиця 3. Вихідні дані для розрахунку бортового теплообмінника

Позначення	Розмірність	Значення	Найменування
Π	%	10	Солоність заборотної води
G_{w1}	кг/с	14,3	Розхід прісної води через Б1
t_{wh2}	°C	95,00	Температура прісної води на вході
p_{w1}	кПа	200	Тиск прісної води на вході
t_{wh1}	°C	22,54	Температура прісної води за Б1 та перед ОНВ
w_1	м/с	0,25	Швидкість прісної води в стиснутому перетині
t_{ww1}	°C	18,00	Температура заборотної води
p_{ww}	кПа	100	Тиск заборотної води на вході
w_{ww}	м/с	7,5	Швидкість заборотної води

Таблиця 3 заповнена за результатами розрахунку системи охолодження у випадку системи охолодження наддувного повітря. Тиск ТВК та заборотної води приймаються середніми за перерізами та близькими до реальних умов. Солоність заборотної води оцінюється для планованого району плавання.

Вибір конструктивних даних теплообмінника пов'язаний з конструкцією корпусу судна. Ширина теплообмінника B приймається рівною приблизно 0,9 осадки судна при повному навантаженні і уточнюється на основі детального аналізу конструкції корпусу.

Довжина теплообмінника l призначається попередньо та уточнюється залежно від результату розрахунків.

При відомих конструктивних даних теплообмінника, відомій витраті та щільності ТВК встановлюється число ходів ТВК b_w з рівняння витрати. Визначаються комплексні геометричні параметри поверхні: коефіцієнт стиснення потоку ТВК ϕ_w , коефіцієнт ребра σ , коефіцієнти об'ємної та масової компактності f_v , м²/м³ і f_g , м²/кг. Можна відзначити, що для даного теплообмінника значення одержаних коефіцієнтів дуже специфічні. Так, σ не перевищує 3, f_v менше 20, а ϕ_w близький до 1.

Крім зазначеного, приймаються дані щодо теплопровідності металу всіх елементів теплообмінника, що беруть участь у теплообміні. Відповідно до методики розрахунку та рекомендацій, приймаються дані щодо теплопровідності шарів фарби, нанесених на борт та термічного опору шару забруднень з боку ТВК[10].

3.4. Виконання розрахунків, формулювання рекомендацій

Тепловий розрахунок теплообмінника виконується з певними особливостями. Серед них, зокрема, обчислення коефіцієнта тепловіддачі із боку заборотної води, що виконується за такою формулою, що дає середнє для борту значення коефіцієнта,

$$Nu_{ww} = 1,25 \cdot 0,0296 \cdot Re_{wwl}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c}\right)^{0,25},$$

де

$$Re_{wwL} = \frac{w_{ww} L_c}{\nu_{ww}}.$$

Числа Прандтля, $Pr_{ж}$ та Pr_c для морської води знаходиться при температурі заборотної води і борту судна з боку заборотної води.

Коефіцієнт тепловіддачі з боку ТВК, що визначається за формулами:

$$Nu_{ww} = 1,25 \cdot 0,0296 \cdot Re_{wwl}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c}\right)^{0,25},$$

$$\alpha_{wk} = 0,116 \cdot (Re_w^{\frac{2}{3}} - 125) \cdot Pr_w^{\frac{1}{3}} \left[1 + \left(\frac{d_{wэ}}{H_n}\right)^{\frac{2}{3}} \right] \left(\frac{\mu_w}{\mu_{ctw}}\right)^{0,14} \frac{\lambda_w}{d_{wэ}},$$

де α_{wk} використовується для турбулентної течії, а α_{wc} для перехідної області.

Наведені формули враховуються тепловіддачу до гладкої стінки, а теплообмін з боку нижньої внутрішньої сторони йде до оребреної стінки. Теплообмін останньої виконується при нерівномірному розподілі температур по поверхні стінки, що несе оребрення, на відміну від теплообміну з гладкою стінкою. Через це α , що вираховуються по наведеним вище формулам необхідно вважати конвективними. Перехід значеннями α_{wn} виконується з врахуванням КПД оребреної поверхні теплообміну, що враховує нерівномірну роботу різних поверхонь каналу[11].

$$\alpha_{wn} = \alpha_{wk} E_n; \quad E_n = \frac{f_p}{f_n} E \mu_k + \frac{f_{гп}}{f_n},$$

де f_p і $f_{гп}$ — відповідно поверхні ребра і не оребрених ділянок каналу; f_n — повна поверхня каналу; E — ККД ребра, μ_k — коефіцієнт контакту ребер та борту, значення якого для приварювальних ребер дорівнює 1.

ККД прямокутних ребер визначається за формулою:

$$E = \frac{e^{2\beta_i h'_p} - 1}{e^{2\beta_i h'_p} + 1} \cdot \frac{1}{\beta_i h'_p},$$

де h_p — висота ребра, а β_i — параметр ребра.

$$\beta_i h_p = h_p \sqrt{\frac{2\alpha_{wk}}{\delta_h \lambda_m}},$$

де δ_h — товщина каналних перегородок, а λ_m — коефіцієнт теплопровідності перегородок.

ККД поверхні E_n для даного теплообмінника дуже низький, менше 0,5.

Коефіцієнт теплопередачі для даної оребреної поверхні розраховується за наступною формулою:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{wn}} + R_\Sigma + \sigma \frac{1}{\alpha_{ww}}}$$

Загальний термічний опір враховує опір металу, забруднення з боку ТВК та опір шарів фарби:

					КРМ.142.6221м.05.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		40

$$R_{\Sigma} = R_3 \frac{1}{E_H} + \sigma R_{\text{ст}} + \sigma R_{\text{кр}},$$

де

$$R_{\text{ст}} = \frac{\delta_6}{\lambda_m},$$

де λ_m — коефіцієнт теплопровідності металу борту, δ_6 — товщина борту.
Значення числа одиниць перенесення теплоти N розраховується за формулою:

$$N = \frac{kF}{W_w}$$

За величиною N знаходиться відповідне значення η теплообмінника, де значення $S = 0,001$ та встановленого раніше числа ходів b_w за вказаними раніше формулами. Формули відповідають зазначеній вище схемою взаємного перебігу теплоносіїв, особливостям перемішування кожного теплоносія в наступних перетинах по їх рухам, а також особливості перемішування ТВК між ходами.

$$N_x = \frac{N}{b_w};$$

$$\Gamma = 1 - \exp(-N_x);$$

$$\eta_x = \frac{1}{S} (1 - \exp(-\Gamma S));$$

$$Y = \left(\frac{1 - \eta_x S}{1 - \eta_x} \right)^{b_w};$$

$$\eta = \frac{Y - 1}{Y - S}.$$

де η_x та N_x — ККД і N для одного ходу ТВК.

При умові, що відоме значення η , знаходиться величина температури ТВК за теплообмінником. Якщо різниця між необхідним та отриманим значеннями більша за задану величину, змінюється значення довжини теплообмінника l . Розрахунки повторюються до досягнення необхідного значення температури ТВК за теплообмінником.

В результаті виконаних розрахунків за описаною методикою отримуються значення площі оребреної поверхні бортового теплообмінника,

					КРМ.142.6221м.05.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		41

що практично збігаються з рекомендаціями та методикою розрахунків. Результати наведення розрахунків наведені в таблиці 4.

Близьку до відповідних наведених даних в рекомендаціях можна отримати для температур повітря в ресивері від 25 до 30 °С, змінюючи швидкість ТВК у межах, рекомендованих для цієї величини у подібних системах охолодження (0,3...0,6 м/с)[10].

Таблиця 4. Результати розрахунків бортового теплообмінника

Найменування	Одиниця виміру	Позначення	Значення
Коефіцієнт корисної дії БТ		η	0,882
Температура прісної води за охолоджувачем	° С	t_{w11}	25,16
Швидкість прісної води в стиснутому розрізі пучка в середніх відсіках	м/с	w_{w1}	0,25
Коефіцієнт тепловіддачі, віднесений до поверхні з боку ТВК	Вт/м ² · К	k	152,79
Коефіцієнт компактності масовий	Вт/кг · К	k_g	1,88
Коефіцієнт тепловіддачі з боку заборотної води	Вт/м ² · К	α_{ww}	6353,31

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі від ТВК до стінки	$\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$	α_{wk}	1068,17
Приведений коефіцієнт тепловіддачі з боку ТВК	$\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$	α_{wn}	459,08
Сумарний опір руху потоку ТВК	кПа	ΔP_{ww}	98,69
Маса основних деталей БТ	кг	M_6	2340,0

Підсумовуючи проаналізовані дані розрахунків можна зробити висновок, що кільова система охолодження демонструє не меншу ефективність, а в деяких випадках навіть кращі результати, ніж традиційні системи охолодження. Розрахунки дають можливість розглянути одне з головних питань, поставлених ціллю кваліфікаційної роботи про те, що кільова система здатна забезпечити належний рівень теплообміну, ефективно відводячи тепло від основних машин та механізмів судна.

Однак, для отримання остаточної відповіді щодо доцільності інтеграції і використання таких систем охолодження на сучасних морських судах необхідно враховувати економічний аспект. Хоча система демонструє технічну ефективність, важливо здійснити порівнювальні розрахунки витрат на її встановлення, експлуатацію, обслуговування і виготовлення. Це дасть можливість об'єктивно оцінити економічну доцільність вибору такої системи охолодження для морського судна, що розглядається.

РОЗДІЛ 4

Визначення економічного ефекту від застосування кільової системи охолодження

Визначення економічного ефекту від застосування кільової системи охолодження на судні є важливим аспектом, що дозволяє оцінити, наскільки ефективно витрачаються ресурси та як це впливає на експлуатаційні витрати. У порівнянні зі звичайною системою охолодження, кільова система може забезпечити значні переваги завдяки більшій ефективності теплообміну та зниженню витрат на енергію. Це важливо, оскільки експлуатаційні витрати на паливо є одними з найбільших для судновласників, і їхнє скорочення без шкоди для роботи системи може значно знизити загальні витрати.

Кільова система охолодження має низку технічних переваг, які можуть привести до економії паливних ресурсів. Зокрема, вона забезпечує кращу циркуляцію охолоджуючої рідини через більш ефективну передачу тепла. Це дозволяє знизити температуру робочих компонентів судна, що призводить до зменшення навантаження на двигуни і знижує споживання пального. Відповідно, більш ефективне використання енергетичних ресурсів без втрат в продуктивності може відобразитися на зниженні витрат, що робить судноплавство економічно вигіднішим.

Ще одним важливим аспектом є скорочення необхідності в технічному обслуговуванні та ремонтах. Кільова система охолодження, завдяки більш продуманій конструкції та меншому навантаженню на її компоненти, зазвичай вимагає менше втручання з боку технічного персоналу. Це означає менші витрати на ремонтні роботи та запчастини, що позитивно впливає на загальні фінансові витрати компанії.

Таким чином, оцінка економічного ефекту від впровадження кільової системи охолодження має безпосереднє значення для судноплавних компаній, оскільки дозволяє їм приймати обґрунтовані рішення щодо модернізації своїх суден. Порівняння витрат на традиційну та кільову системи охолодження

					KPM.142.6221M.05.04.ПЗ	Лист
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		44

допомагає визначити, який з варіантів є більш вигідним для збереження фінансової стійкості і конкурентоспроможності на ринку.

Як вже зазначалося раніше, застосування бортових охолоджувачів води перш за все пов'язано з екологічним аспектом експлуатації суден. Застосування таких теплообмінників майже повністю виключає шкідливий вплив на оточуюче середовище, зокрема водних просторів і рибні запаси. Водночас зменшення екологічного впливу неможливо виміряти в цьому дослідженні, натомість це можливо для вивчення витрат на створення таких теплообмінників. Цю вартість можна обрахувати і порівняти її з вартістю звичайних охолоджувачів, що використовуються на судах.

Отже при загальній масі 12821 для Б1, що враховує масу борту, до якого він кріпиться, і масу переборок, маса додаткових елементів для створення теплообмінника становить близько 10481 кілограм, враховуючи масу тільки покривних пластин. Інші вагові елементи є елементами конструкції корпусу судна, що їх застосовують при проєктуванні бортових теплообмінників. Цей компонент розрахунків виключається, оскільки такі елементи присутні завжди, в усіх варіантах системи охолодження судна.

Для системи охолодження, в якій застосовуються звичайні охолоджувачі становить 4,3 тони. Маса серцевин ТВК і ВВО в цих розрахунках обрана найменш важливою і була отримана шляхом оптимізації системи охолодження.

При ринковій вартості червоної міді та звичайної сталі 300 і 30 гривень за кілограм відповідно, вартість серцевини ВВО з міді можна обрахувати таким чином:

$$4300 \cdot 300 = 1290000$$

Якщо обрати за основний матеріал для ВВО нержавіючу сталь, ринкова вартість її виготовлення становитиме:

$$4300 \cdot 35 = 150500$$

При створенні ВВО з різних матеріалів, наприклад для виготовлення його трубок використати мельхіор, вартість якого дешевша за мідь, але дорожча за сталь, її вартість становитиме:

					КРМ.142.6221м.05.04.ПЗ	Лист
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		45

$$12821 \cdot 30 = 384630$$

Вартість виготовлення теплообмінників як правило становить менше 5 % від ціни метала, з якого вони виготовлені і залежить від технологій, що застосовуються на виробництві. Великий пласт роботи при виготовленні бортових теплообмінників займає процес зварювання, що може бути автоматизований при їх серійному виробництві, так само як і процеси виготовлення покривних пластин.

Таким чином, застосування бортових теплообмінників на судна з економічної точки зору є повністю обґрунтованим, оскільки їх ціна або наближена, або менша, ніж у теплообмінників звичайної системи охолодження, але при цьому мають ряд переваг, зокрема через особливості монтажу поза межами машинного відділення і через мінімізацію шкідливого впливу енергетичних установок на водойми.

					КРМ.142.6221м.05.04.ПЗ	Лист
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		46

РОЗДІЛ 5

Аналіз впливу суднової енергетичної установки на навколишнє середовище

Аналіз впливу суднової енергетичної установки на навколишнє середовище є важливим аспектом у контексті збереження екології та сталого розвитку морського транспорту. Перш за все, основними забруднювачами є викиди від суднових двигунів, що працюють на викопних видах палива. Це включає оксиди азоту, сірки, вуглекислий газ та частки, що потрапляють в атмосферу, що сприяє глобальному потеплінню, кислотним дощам та забрудненню повітря в прибережних зонах.

Крім атмосферного забруднення, велике значення має вплив суднових установок на водне середовище. Наприклад, тепло, яке виділяється в процесі роботи двигунів, може спричиняти термічне забруднення води, що змінює екосистеми в припортових районах. Викиди важких металів, мастил та інших хімічних речовин також можуть негативно позначитись на морських організмах, зокрема на планктоні, рибах та інших морських істотах, що в результаті погіршує біорізноманіття.

Кільові охолоджувачі, які в останні роки набувають популярності в суднобудуванні, здатні значно покращити екологічний вплив суднових енергетичних установок. Ці системи охолодження працюють за принципом використання спеціальних каналів, розташованих на корпусі судна, через які пропускається вода або інша охолоджуюча рідина. Завдяки такій конструкції кільові охолоджувачі забезпечують ефективне відведення тепла від двигунів, знижуючи їх температуру і зменшуючи вплив термічного забруднення на навколишнє середовище.

Одна з головних переваг кільових охолоджувачів полягає в тому, що вони здатні забезпечити таку ж ефективність охолодження, як і традиційні системи. Більше того, кільові охолоджувачі можуть бути більш ефективними, оскільки їх конструкція дозволяє безпосередньо використовувати потоки води, що омивають корпус судна. Це означає, що така система охолоджує

					KPM.142.6221M.05.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		47

рідину не гірше звичайної, а в деяких випадках навіть краще, завдяки оптимізації теплообміну між рідиною та водою.

Важливим аспектом є те, що кільові охолоджувачі допомагають знизити температуру викидів, що виділяються у водне середовище. Традиційно, судна з використанням звичайних систем охолодження можуть створювати теплові плями в морі, що шкодить морській флорі та фауні. Зменшення температури охолоджувальної рідини при використанні кільових охолоджувачів сприяє мінімізації термічного забруднення і збереженню балансу екосистеми навколо судна.

Також кільові охолоджувачі зменшують енергетичні витрати на охолодження, оскільки не вимагають значних енерговитрат для переміщення рідини через зовнішні охолоджувальні системи. Це призводить до зниження споживання пального і, відповідно, до зменшення викидів шкідливих речовин, таких як CO₂ і NO_x, що мають негативний вплив на атмосферу. В результаті використання цієї технології судна стають більш енергоефективними та екологічно чистими.

Насамкінець, кільові охолоджувачі є важливим елементом на шляху до сталого розвитку морського транспорту. Вони сприяють значному зменшенню екологічного сліду суден, дозволяючи поєднувати ефективне охолодження з покращенням впливу на навколишнє середовище. З урахуванням глобальних тенденцій до зменшення викидів та збереження природних ресурсів, впровадження цієї технології є кроком до більш екологічного і стійкого морського транспорту в майбутньому.

Не менш важливим є вплив шумового забруднення, спричиненого роботою суднових двигунів і пропелерів. Шум, який поширюється у водному середовищі, має згубний вплив на морських ссавців, таких як дельфіни та кити, оскільки порушує їх здатність до орієнтації та комунікації, що може призводити до стресу, втрати здатності до розмноження та загибелі.

Одним із шляхів зменшення негативного впливу суднових енергетичних установок є перехід на більш чисті джерела енергії. Використання альтернативних видів палива, таких як зріджений природний газ, біопаливо чи

					KPM.142.6221M.05.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		48

водень, а також розвиток новітніх технологій, таких як повітряні генератори або сонячні панелі, може суттєво знизити рівень забруднення та скоротити викиди парникових газів. Це дозволяє значно зменшити екологічний слід морського транспорту в цілому.

Хоча кильова система охолодження є важливим кроком до зменшення екологічного впливу суднової енергетичної установки, її використання в якості єдиної системи охолодження не може повністю усунути всі негативні наслідки для навколишнього середовища.

В умовах, коли вимоги до зменшення впливу морського транспорту на навколишнє середовище постійно посилюються, така система може стати важливим кроком на шляху до більш сталого розвитку судноплавства. Вона є частиною стратегії, яка включає інші інновації, як-от альтернативні види палива або вдосконалені технології очистки викидів, для досягнення більш екологічного судноплавства в майбутньому. Вона значно знижує термічне забруднення води, покращує ефективність охолодження і зменшує витрати енергії, проте не вирішує інших проблем, таких як викиди шкідливих газів, шумове забруднення або забруднення від важких металів та інших токсичних речовин, які можуть потрапляти в морське середовище. Таким чином, хоча кильова система охолодження допомагає зменшити вплив на водне середовище, це лише одна зі складових у комплексному підході до екологічної безпеки судноплавства.

					КРМ.142.6221м.05.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		49

ВИСНОВОК

Підсумовуючи аналіз можливостей застосування кільових систем охолодження на сучасних морських суднах, можна відзначити, що їх експлуатація є цілком можливою і достатньо ефективною, особливо з огляду на технічні характеристики та потенціал для зниження впливу на довколишнє середовище в умовах постійних екологічних змін, що диктують нові вимоги до сучасних суден. Кільова система охолодження дозволяє досягти високої ефективної тепловіддачі за рахунок заборотної води, що безпосередньо омиває корпус судна і забезпечує оптимальні температури.

Однак, незважаючи на велику кількість позитивних аспектів використання такої системи, вона має деякі недоліки, які необхідно враховувати при її впровадженні. Одним з таких є обмеження регіону плавання через диктування системою умов, де вода має відповідні температурні та чистотні характеристики. Це означає, що для суден, що експлуатуються в умовах холодних вод або забруднених морських акваторій, можуть виникнути проблеми з ефективністю роботи системи охолодження такого типу.

Не менш важливим аспектом таких систем є необхідність в періодичному обслуговуванні. Не дивлячись на її невибагливість, вона все ще потребує регулярного огляду та чистки, оскільки на її компонентах можуть накопичуватися обростання, що призводить до проблем з корозією матеріалів. Це збільшує витрати на обслуговування та може вимагати додаткових ресурсів для підтримки системи в належному стані.

Згідно з проведеними розрахунками, кільова система охолодження не поступається за технічними характеристиками традиційним схемам охолодження, а в окремих випадках навіть перевершує їх за ефективністю. Вона забезпечує належний рівень теплообміну при менших енергетичних та ресурсних витратах, що є важливим чинником для зниження загальних витрат на утримання і експлуатацію судна. Крім того, кільова система охолодження є компактнішою і займає менше місця на борту, що дозволяє ефективніше

					KPM.142.6221m.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		50

використовувати простір для інших важливих компонентів ще на стадії проектування судна, таким чином знижуючи деякі технічні обмеження судна.

Розглядаючи економічний аспект використання кільових охолоджувачів можна стверджувати, що іноді вони потребують навіть менших витрат на матеріали та виготовлення порівняно з традиційними системами охолодження. Це дозволяє зменшити загальні витрати на їх виробництво і призводить до зниження середньої ринкової ціни кінцевого продукту. Врешті-решт вкупі з технічними та екологічними показниками витрати на інтеграцію та подальшу експлуатацію такої системи на судні суттєво зменшують витрати судна, як ресурсні, так і грошові.

Важливо зазначити, що кільові системи охолодження є екологічно безпечними системами, оскільки вона не використовує шкідливі хімічні речовини або важкі метали, що зазвичай використовуються в традиційних системах охолодження. Загальний принцип роботи такої системи охолодження побудований на мінімізації впливу на навколишнє середовище, що робить його привабливим для суднобудування.

Отже, кільові системи охолодження хоча і має певні обмеження та недоліки, вона є перспективною і ефективною альтернативою традиційним системам охолодження, що забезпечує високу ефективність теплообміну, економію місця у внутрішніх приміщеннях судна, а також мінімізацію на економічні витрати як при її виготовленні, так і експлуатації.

На підставі проведених розрахунків та аналізу можна стверджувати, що для ряду суден, в залежності від регіону їх експлуатації, зокрема для таких, що експлуатуються в сприятливих умовах, кільова система може бути доцільним вибором.

					KPM.142.6221m.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		51

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Parts Manual 3516C Marine Engine TTH1-Up (Engine). — Kiel : Caterpillar, 2010. — 679 с.
2. Caterpillar 3516C HD Marine Propulsion Specifications (LEHM0028). — Kiel : Caterpillar, 2010. — 4 с.
3. Caterpillar 3516C (HD) Offshore Generator Set. CAT Engine specifications (LEHW0073). — Kiel : Caterpillar, 2013. — 6 с.
4. Caterpillar Cooling systems G3600, G3500 G3400, G3300 3600, C175, 3500 C32, C30, 3412E 3400, 3126B C18, C-16, C-15, C15 C13, C-12, C11, C-10 C9, C-9, C7. Application and installation guide. — Kiel : Caterpillar, 2006. — 144 с.
5. DuraCooler Keel Cooler. Heat exchange systems. Installation manual. — Hiram, Ohio : Duramax Marine, 2023. — 20 с.
6. Demountable Keel Cooler. Heat exchange systems. Product information and selection guide. — Hiram, Ohio : Duramax Marine, 2007. — 8 с.
7. Gridcooler Keel Cooler. Installation and Maintance Manual. Form 180. — Menominee, Michigan : R. W. Fernstrum & Company, 2016. — 24 с.
8. Młynarczak, Andrzej. Box coolers as an alternative to existing cooling systems. — Szczecin : Maritime University of Szczecin, 2013. — 6 с. — ISSN 1733-8670.
9. Aijjou, Abdallah. Influence of Keel coolers use on ship energy efficiency: A case study and Evaluation. — Mohammadia, Morocco : University Hassan II Casablanca, 2018. — 6 с. — ISBN 978-1-5386-4225-2.
10. Мошенцев Ю. Л., Гогоренко А. А. Особенности расчета бортовых теплообменников. — Николаев : Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, 2021. — 8 с.
11. Федоровский К. Ю., Федоровская Н. К. Замкнутые системы охлаждения энергетических установок. — М. : Вузовский учебник, 2018. — 160 с.

					КРМ.142.6221м.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		52