

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»
Завідувач кафедри
Олексій ГОГОРЕНКО


« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ВИБІР РАЦІОНАЛЬНОЇ СХЕМИ
СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ СУДНОВОГО ДВИГУНА

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Здобувач освіти




Олексій ГОГОРЕНКО

Олексій ПОДЖІО

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

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

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Поджію Олексію Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження та вибір раціональної схеми системи охолодження суднового двигуна

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

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від "15" 10 2025 року № 1226-уч

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Судновий дизельний двигун Volvo Penta D7E; номінальна потужність двигуна – 180 кВт; частота обертання колінчатого валу – 2300 хв⁻¹; ступінь підвищення тиску в компресорі $P_k = 2,7$; ступінь стиску 17; системи охолодження – високотемпературна; температура забортної води – 32 °С; річний час роботи двигуна – 4500 годин

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) застосування двигуна на катері; моделювання робочого циклу та розрахунок динаміки двигуна; проєктування системи охолодження; економічне обґрунтування впровадження модернізованої системи охолодження; охорона праці та навколишнього середовища при експлуатації суднових двигунів

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Загальний вид двигуна; розміщення двигуна в машинному відділенні катера; схема
запропонованої системи охолодження; водо-водяний охолоджувач, охолоджувач
масла

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


 (підпис)
/Олексій ПОДЖІО/
(прізвище та ініціали)/Олексій ГОГОРЕНКО/
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі проведено дослідження та обґрунтування раціональної схеми двоконтурної маловитратної системи охолодження для суднового дизельного двигуна Volvo Penta D7E, встановленого на поліцейському катері. Виконано моделювання робочого циклу двигуна, динамічний аналіз сил, проєктування та розрахунок основних теплообмінних апаратів (водо-водяних охолоджувачів, масляного охолоджувача та охолоджувача наддувного повітря). Техніко-економічне обґрунтування підтверджує зниження питомої витрати палива на 9,4 %, річний економічний ефект понад 2 млн грн та термін окупності близько 0,35 року. Розроблено заходи з охорони праці та захисту навколишнього середовища. Результати роботи свідчать про доцільність практичного впровадження запропонованої системи.

Ключові слова: система охолодження, судновий двигун, Volvo Penta D7E, маловитратна двоконтурна система, теплообмінні апарати, економічна ефективність

ABSTRACT

The qualification work investigates and justifies a rational design of a low-flow two-circuit cooling system for the marine diesel engine Volvo Penta D7E installed on a police boat. The study includes modeling of the engine's working cycle, dynamic analysis of forces, design and calculation of main heat exchangers (water-water coolers, oil cooler, and charge air cooler). The technical and economic evaluation confirms a reduction in specific fuel consumption by 9.4 %, an annual economic effect of over UAH 2 million, and a payback period of about 0.35 years. Occupational safety and environmental protection measures are developed. The results demonstrate the feasibility of practical implementation of the proposed system.

Keywords: cooling system, marine engine, Volvo Penta D7E, low-flow two-circuit system, heat exchangers, economic efficiency.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА VOLVO PENTA ТИПУ D7E НА ПОЛІЦЕЙСЬКОМУ КАТЕРІ	7
1.1 Опис двигуна	7
1.2 Технічна характеристика двигуна	8
1.3 Опис конструкції двигуна	8
1.4 Опис поліцейського катера	11
1.5 Обґрунтування доцільності проведення модернізації системи охолодження	12
1.6 Висновок до розділу	14
РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА РОЗРАХУНОК ДИНАМІКИ ДВИГУНА VOLVO PENTA ТИПУ D7E	15
2.1 Вступ до розділу	15
2.2 Обґрунтування та вибір вихідних даних для моделювання робочого циклу двигуна	16
2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна	18
2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми	27
2.5 Розрахунок теплового балансу двигуна Volvo Penta типу D7E	29
2.6 Розрахунок та побудова графіків зміни сил що діють на КШМ одного циліндра	31
2.7 Висновок до розділу	40
РОЗДІЛ 3. ПРОЄКТУВАННЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА VOLVO PENTA ТИПУ D7E	41
3.1 Опис системи	41
3.2 Опис елементів системи	43
3.3 Розрахунок системи охолодження	50
3.4 Дослідження системи охолодження двигуна Volvo Penta	60
3.5 Висновок до розділу	62

РОЗДІЛ 4. ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ МОДЕРНІЗОВАНОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ СУДНОВОГО ДВИГУНА VOLVO PENTA ТИПУ D7E	64
4.1 Обґрунтування необхідності модернізації системи охолодження	64
4.2 Розрахунок економічної ефективності впровадження в експлуатацію спроектованого двигуна	67
4.3 Висновок до розділу	69
РОЗДІЛ 5. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТУ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	71
5.1 Аналіз потенційних небезпек під час експлуатації та обслуговування системи охолодження поліцейського катера	71
5.2 Заходи безпеки при обслуговуванні системи охолодження	72
5.3 Екологічні аспекти експлуатації системи охолодження	74
5.4 Дії в аварійних ситуаціях	75
5.5 Висновок до розділу	77
ВИСНОВОК ДО РОБОТИ	79
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	80

ВСТУП

Суднові енергетичні установки є одними з найважливіших складових сучасного судноплавства, від ефективності та надійності яких залежить як економічна доцільність експлуатації суден, так і екологічна безпека морських перевезень. Особливу увагу при проектуванні та модернізації суднових двигунів приділяється системам охолодження, оскільки вони безпосередньо впливають на енергоефективність, довговічність та екологічні показники силових установок.

У сучасних умовах підвищені вимоги до економічності та екологічності суднових двигунів зумовлюють необхідність удосконалення традиційних систем охолодження. Перехід від повнопотічних схем до маловитратних двоконтурних систем дозволяє не лише знизити витрати палива, але й забезпечити стабільніший тепловий режим роботи двигуна, зменшити навантаження на допоміжні механізми та покращити екологічні характеристики.

Об'єктом дослідження даної роботи є судновий дизельний двигун Volvo Penta D7E потужністю 180 кВт, що використовується на поліцейському катері (Police boat). Метою роботи є дослідження, проектування та обґрунтування раціональної схеми системи охолодження для цього двигуна, спрямованої на підвищення його ефективності, зниження експлуатаційних витрат та забезпечення відповідності сучасним екологічним вимогам.

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішуються такі завдання:

- аналіз технічних характеристик двигуна та умов його експлуатації на катері.
- моделювання робочого циклу двигуна та розрахунок динамічних навантажень.
- проектування двоконтурної маловитратної системи охолодження з розрахунком основних теплообмінних апаратів.
- техніко-економічне обґрунтування впровадження модернізованої системи охолодження.

					КРМ.142.6221мз.25.10.00.ПЗ	Лист
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

– аналіз питань охорони праці та захисту навколишнього середовища при експлуатації двигуна.

Результати дослідження мають практичне значення для підвищення ефективності суднових енергетичних установок, зменшення їхнього впливу на навколишнє середовище та можуть бути використані при проєктуванні та модернізації аналогічних систем на малих судах і катерах.

					КРМ.142.6221мз.25.10.00.ПЗ	Лист
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА VOLVO PENTA ТИПУ D7E НА ПОЛІЦЕЙСЬКОМУ КАТЕРІ

1.1 Опис двигуна

Двигун Volvo Penta D7E є сучасним високотехнологічним рядним 6-циліндровим дизельним двигуном промислового та комерційного класу, розробленим для забезпечення максимальної ефективності, надійності та відповідності найсуворішим міжнародним екологічним стандартам. Він є представником серії D7, яка є основою для важких морських та промислових застосувань. Головна перевага D7E – здатність працювати в зонах з контрольованими викидами (ECA) без втрати потужності, завдяки системі SCR. Це робить його ідеальним для роботи в портах, прибережних водах та на внутрішніх водних шляхах. Двигун забезпечує значну потужність і крутний момент при відносно компактних габаритах, що важливо для суден, де простір машинного відділення обмежений.

Міцна конструкція з високоякісних матеріалів, розрахована на тривалу експлуатацію під високим навантаженням. Має тривалий міжремонтний період. Двигун постачається як повний, готовий до встановлення модуль («power pack»), що включає всі необхідні системи. Наявність центральних точок для обслуговування спрощує технічне обслуговування.

Двигун D7E пропонується з різними морськими рейтингами потужності, що дозволяє точно підібрати його під потреби конкретного судна. Його застосовують як головний рушій для високошвидкісних пасажирських катамаранів, патрульних катерів, портових буксирів, рибальських суден, або джерело енергії для допоміжних генераторних установок на великих яхтах, науково-дослідних суднах або катерах обслуговування.

Таким чином Volvo Penta D7E – це не просто двигун, а повна силова установка нового покоління, яка поєднує екологічність, економічність і високу продуктивність. Він є стандартом для суден, які працюють у сучасному

					КРМ.142.6221мз.25.10.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		7

світі з жорсткими екологічними вимогами та високими очікуваннями щодо надійності.

1.2 Технічна характеристика двигуна

Основні технічні характеристики двигуна представлені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1. Технічна характеристика двигуна Volvo Penta туну D7E

Параметр	Значення
Кількість циліндрів	6
Об'єм двигуна, дм ³	7,15
Тактність	4-х тактний
Діаметр циліндру, мм	108
Хід поршня, мм	130
Потужність, кВт	180
Частота обертання, хв ⁻¹	2300
Вид пального	дизельне
Напрямок руху, вид зі сторони маховика	проти годинникової стрілки
Малі обороти холостого ходу	750 +25 об/хв
Кількість клапанів на циліндр	2
Зазор клапанів:	
впускні, мм	0,30
выпускні, мм	0,50
Ступінь стиску	17,0
Маса суха, кг	700

1.3 Опис конструкції двигуна

Конструктивні особливості двигуна Volvo Penta D7E ілюструються на рис. 1.1 та 1.2. Рис. 1.1 демонструє вид двигуна з боку маховика, тоді як на рис. 1.2 показана його передня частина.

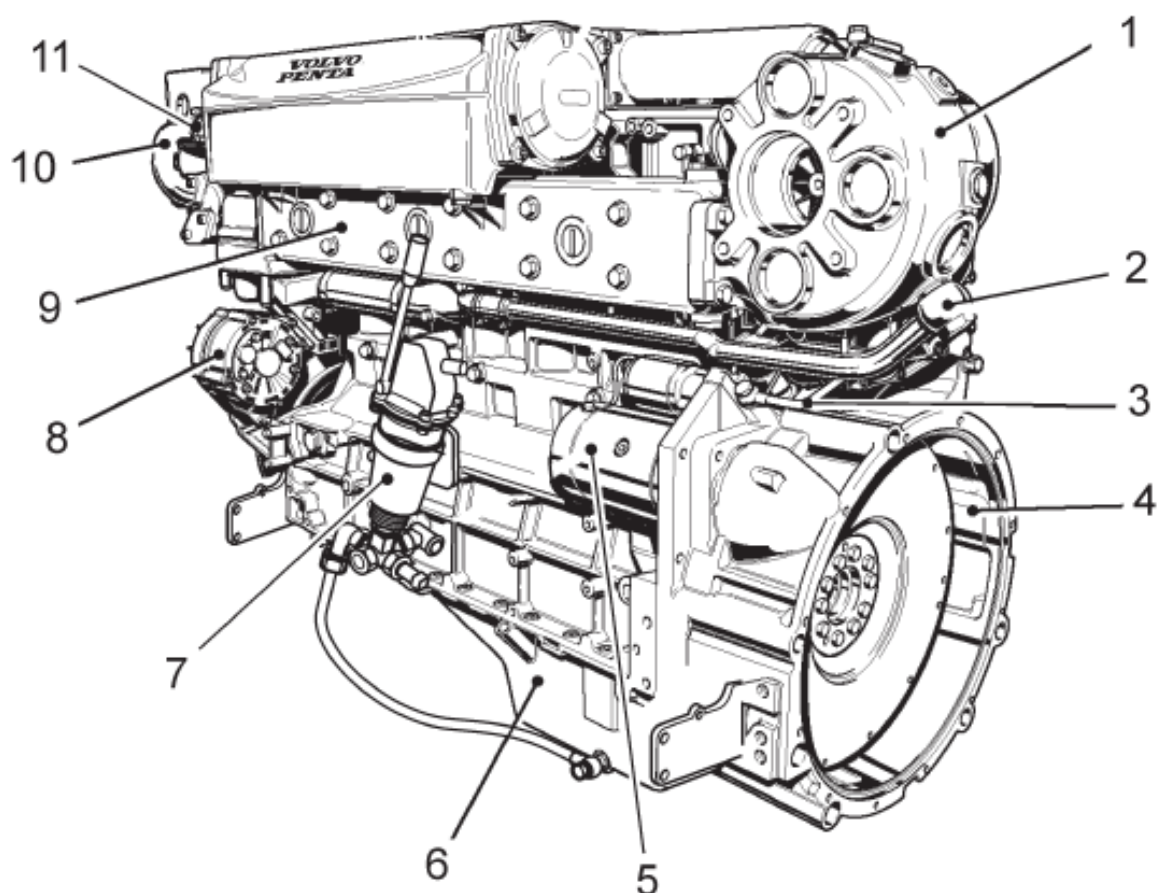


Рис. 1.1. Двигун Volvo Penta типу D7E (вид зі сторони відбору потужності):
 1 – турбокомпресор; 2 – лінія подачі охолоджуючої рідини на турбокомпресор; 3 – лінія відведення масла від турбокомпресора; 4 – маховик; 5 – стартер; 6 – масляний піддон; 7 – маслопідкачуючий насос; 8 – генератор; 9 – колектор випускний; 10 – лінія охолоджуючої рідини від охолоджувача наддувного повітря на теплообмінник; 11 – насос забортної води

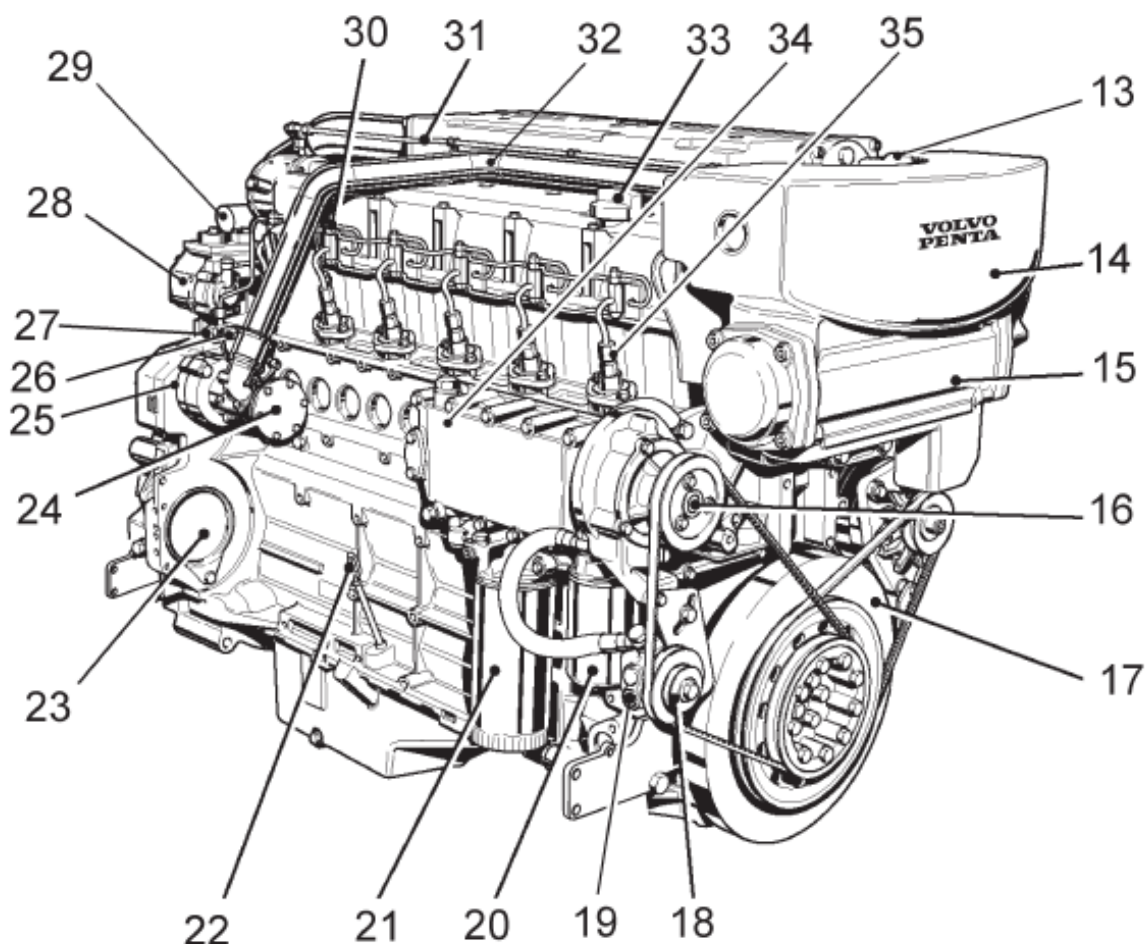


Рис. 1.2. Двигун Volvo Penta типу D7E (вид спереду):

13 – пробка розширювального бачка охолоджуючої рідини; 14 – бачок розширювальний; 15 – теплообмінник; 16 – насос прісної води; 17 – віброгасник; 18 – насос паливопідкачуючий; 19 – підведення палива; 20 – фільтр паливний; 21 – фільтр масляний; 22 – щуп масломірний; 23 – роз'єм для підключення гідравлічного насоса або компресора; 24 – насос забортної води; 25 – роз'єм для підключення гідравлічного насоса; 26 – підведення забортної води; 27 – клапан перепускний (паливний); 28 – регулятор; 29 – соленоїд зупинки; 30 – паливопровод високого тиску; 31 – лінія вентиляції від турбокомпресора до розширювального бачка; 32 – лінія подачі забортної води на охолоджувач наддувного повітря; 33 – маслоналивний патрубок; 34 – охолоджувач масла двигуна; 35 – паливний насос високого тиску

1.4 Опис поліцейського катера

Поліцейський катер, також відомий як патрульний катер або судно правоохоронних органів, є спеціалізованим плавзасобом, призначеним для виконання службових завдань на водних просторах. Його основні функції включають патрулювання акваторій портів, річок, прибережних зон та озер з метою забезпечення громадського порядку, запобігання злочинності та порушенням правил судноплавства. В кваліфікаційній роботі об'єктом для застосування двигуна Volvo Penta типу D7E є поліцейський катер, загальний вигляд якого представлений на рис. 1.3.

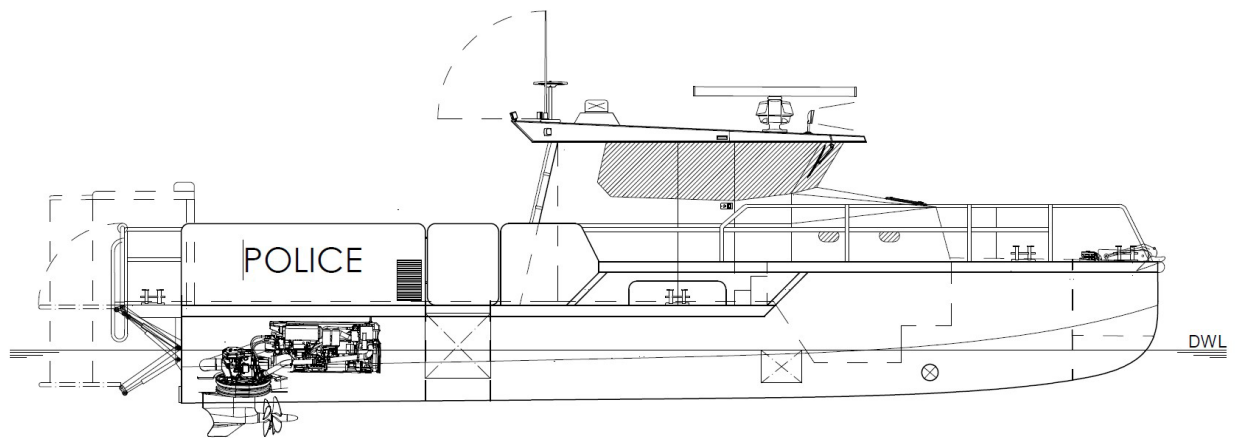


Рис. 1.3. Загальний вигляд поліцейського катера

Важливими напрямками діяльності є швидке реагування на інциденти, переслідування та перехоплення суден-порушників, участь у пошуково-рятувальних операціях, а також охорона критичної інфраструктури і забезпечення безпеки під час масових заходів на воді. Конструкція такого катера відрізняється від цивільної, будучи орієнтованою на максимізацію ефективності виконання службових обов'язків.

Технічні особливості поліцейського катера визначаються його оперативними потребами. Для досягнення високої швидкості та хорошої морехідності при переслідуваннях застосовуються корпуси з глибоким V-подібним днищем або тримаранні конструкції. Основу силової установки складають потужні та надійні дизелі, такі як двигуни серії Volvo Penta D7, які часто

встановлюються парами або навіть у більшій кількості для резервування та підвищення динаміки. В якості рушія можуть використовуватися як традиційні гребні гвинти, так і водометні рушії, що забезпечують кращу маневреність та безпеку на мілководді. Катер оснащується найсучаснішим спеціальним обладнанням: потужними засобами зв'язку та навігації, включаючи радари і супутникові системи; оптико-електронними комплексами з тепловізорами і нічним баченням для спостереження за цілями в будь-яких умовах; потужними прожекторами; а також обладнанням для примусової зупинки суден. Екіпаж формується з підготовлених фахівців, які не тільки володіють навичками судноводіння, але й пройшли спеціальну поліцейську підготовку для дій на воді. Таким чином, поліцейський катер є високоефективною інтегрованою платформою, де потужна силова установка, спеціалізована конструкція корпусу та передове оперативне обладнання об'єднуються для вирішення складних завдань правоохоронної діяльності на акваторії.

1.5 Обґрунтування доцільності проведення модернізації системи охолодження

Основною метою запланованої модернізації системи охолодження є комплексне підвищення ефективності силової установки катера. Це передбачає досягнення безпосередньої економії палива шляхом оптимізації теплових режимів двигуна, зниження енерговитрат на роботу допоміжних механізмів системи та покращення ключових екологічних показників. Важливим технічним обмеженням є вимога до компактності нового обладнання, оскільки установка має бути інтегрована в обмежений простір машинного відділення судна, займаючи мінімальний корисний об'єм.

Ключовим фактором для підвищення економічності та екологічності двигуна є зниження температури повітря, що надходить у циліндри після турбокомпресора. Оптимальне охолодження наддувного повітря призводить до збільшення його щільності, що забезпечує більш повне згоряння палива, підвищення потужності, зниження питомої витрати палива та зменшення ви-

					КРМ.142.6221мз.25.10.01.ПЗ	Лист
						12
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

кидів оксидів азоту (NO_x). Для практичної реалізації цієї задачі було обрано сучасну маловитратну двоконтурну схему системи охолодження.

Принцип роботи такої системи полягає в поділі теплоносіїв на два незалежних контури. Внутрішній (замкнутий) контур, заповнений прісною водою або спеціальним антифризом (у даному випадку – прісною водою), циркулює через рубашку охолодження блоку циліндрів двигуна та всі вбудовані теплообмінники (масляний, паливний, охолоджувач наддувного повітря). Зовнішній контур використовує забортну воду виключно як кінцеве джерело для відведення теплоти від внутрішнього контуру через головний теплообмінник «вода-вода». Така архітектура дозволяє забезпечити стабільніший і точніший тепловий режим для всіх вузлів двигуна завдяки відсутності прямої залежності від температури заборотної води. Прогнозованим результатом є зниження температури наддувного повітря на виході з охолоджувача до оптимальних значень у діапазоні 40...45 °С. Крім того, маловитратна система за рахунок зменшення необхідної кількості прісної охолоджуючої рідини дозволяє зменшити сумарну масу та габарити теплообмінних апаратів.

Перехід з класичної повнопоточної системи (де забортна вода проходить через всі теплообмінники) на маловитратну вимагає конструктивних змін у теплообмінних апаратах, зокрема в охолоджувачі наддувного повітря. Оскільки витрата теплоносія у внутрішньому замкнутому контурі значно менша, для підтримки необхідної швидкості потоку та ефективності тепловіддачі конструкція теплообмінників змінюється шляхом збільшення кількості ходів для рідини. Це забезпечує достатній час контакту та інтенсивність теплообміну навіть при меншій витраті.

Таким чином, очікується, що модернізована маловитратна двоконтурна система охолодження забезпечить компактне розміщення, економічну ефективність за рахунок зниження витрати палива та електроенергії, а також покращені екологічні характеристики двигуна завдяки оптимальній температурі охолодженого наддувного повітря.

					КРМ.142.6221мз.25.10.01.ПЗ	Лист
						13
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1.6 Висновок до розділу

У першому розділі було розглянуто об'єкт дослідження – судновий дизельний двигун Volvo Penta D7E, а також платформу для його застосування – поліцейський катер. Проаналізовані основні технічні характеристики двигуна та катера, що дозволило сформулювати чіткі уявлення про умови експлуатації та наявні обмеження, зокрема щодо габаритів машинного відділення.

Проведений аналіз виявив актуальність та техніко-економічну доцільність модернізації системи охолодження двигуна. Основним спрямуванням модернізації визначено перехід від традиційної повнопотічної схеми до сучасної маловитратної двоконтурної системи. Це дозволить досягти наступних цілей:

- підвищення економічності двигуна за рахунок зниження температури наддувного повітря до оптимального рівня (40...45 °C).
- покращення екологічних показників.
- зниження енерговитрат на привід допоміжних механізмів системи.
- забезпечення більш стабільного теплового режиму охолоджуваних вузлів.
- дотримання вимоги щодо компактності системи, що є критично важливим для обмеженого простору машинного відділення катера.

Визначено, що ключовим конструктивним завданням при реалізації маловитратної схеми є зміна конструкції теплообмінних апаратів (зокрема охолоджувача наддувного повітря) шляхом збільшення числа ходів теплоносія для збереження необхідної швидкості потоку при меншій його витраті.

Отже, отримані в розділі дані та висновки є достатньою основою для подальшого проектування, розрахунку та техніко-економічного обґрунтування модернізованої системи охолодження двигуна Volvo Penta D7E в умовах його експлуатації на поліцейському катері.

					КРМ.142.6221мз.25.10.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		14

РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА РОЗРАХУНОК ДИНАМІКИ ДВИГУНА VOLVO PENTA ТИПУ D7E

2.1 Вступ до розділу

Моделювання робочого циклу двигуна є фундаментальним інженерним завданням, основним завданням якого є визначення ключових параметрів та показників, що характеризують його ефективність, економічність та екологічність. Ці розрахунки забезпечують теоретичне підґрунтя для оцінки експлуатаційних якостей двигуна, дозволяють оптимізувати конструкцію та прогнозувати його поведінку при різних режимах навантаження.

Як правило, детальний розрахунок спочатку виконується для номінального (паспортного) режиму роботи, що дозволяє отримати базові характеристики. При необхідності аналізу часткових режимів навантаження загальна методика розрахунку зберігається, однак вихідні дані, такі як тиск наддуву, коефіцієнт надлишку повітря або кут випередження впорскування, повинні бути коректно адаптовані під специфіку обраного експлуатаційного режиму.

Термодинамічний розрахунок робочого циклу сучасного дизеля, такого як Volvo Penta D7E, ґрунтується на аналізі п'яти послідовних процесів, що утворюють замкнений цикл: наповнення циліндра свіжим зарядом, стиснення, згоряння палива, розширення газів (робочий хід) та випуск відпрацьованих газів. У даній роботі моделювання циклу буде виконано комп'ютерними засобами на основі класичної методики теплового розрахунку, започаткованої В. І. Гринівецьким. Ця методика, що базується на фундаментальних законах термохімії та термодинаміки, дозволяє з достатньою для інженерної практики точністю відтворити та проаналізувати сукупність теплових явищ у циліндрі протягом всього робочого циклу, представляючи собою ефективний інструмент аналітичного дослідження.

2.2 Обґрунтування та вибір вихідних даних для моделювання робочого циклу двигуна

Вихідні дані для проведення термодинамічного розрахунку робочого циклу двигуна формуються на основі його паспортних характеристик для номінального режиму роботи. У випадках, коли окремі параметри безпосередньо не вказані в паспорті, вони визначаються з опорних таблиць і рекомендацій для двигунів відповідного типу, заданої швидкохідності та сфери застосування.

Для визначення розрахункових коефіцієнтів, характеристик палива та інших необхідних уточнень у даній роботі використано довідкові матеріали з підручника викладачів кафедри ДВЗ, У та ТЕ НУК В. С. Наливайка, Б. Г. Тимошевського та С. Г. Ткаченка «Судові двигуни внутрішнього згоряння». Це забезпечує методологічну узгодженість та достовірність інженерних припущень у процесі моделювання.

Температура навколишнього середовища T_o . Приймаємо $T_o = 313 \text{ К}$ (відповідно до завдання).

Тиск навколишнього середовища p_o . В усіх випадках варто приймати $p_o = 100 \text{ кПа}$ (нормальні атмосферні умови) [4].

Ступінь стиску ϵ . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для ВОД $\epsilon = 12 \dots 18$ [4]. Приймаємо $\epsilon = 17$ (відповідно до завдання).

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння, $D_{ц} < 200 \text{ мм}$ та $\epsilon = 17$, α буде знаходитись у межах $1,6 \dots 2,6$ [4]. Приймаємо $\alpha = 2,5$

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$ [4].

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина залежить від ступеня досконалості двигуна і змінюється в широких

					КРМ.142.6221мз.25.10.02.ПЗ	Лист
						16
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

межах. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проєктованого. Для ВОД нових моделей ці коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,85 \dots 0,96$; $\xi_b = 0,90 \dots 0,98$; [4].

Приймаємо $\xi_z = 0,96$; $\xi_b = 0,98$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високофорсованих двигунів $\lambda = 1,2 \dots 1,5$ [4]. Приймаємо $\lambda = 1,3$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: $5 \dots 15$ К – для ДВЗ з наддувом та $10 \dots 20$ К – для ДВЗ без наддуву [4].

Приймаємо $\Delta T_a = 40$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту обирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на особливості системи газообміну та тип двигуна. Для 4-х тактних двигунів $\zeta = 0,92 \dots 0,98$ [4]. Приймаємо $\zeta = 0,96$.

Механічний ККД двигуна η_m . Для ВОД з $D_{ц} < 300$ мм та $\rho_k > 0,2$; η_m знаходиться у межах $0,84 \dots 0,89$ [4]. Приймаємо $\eta_m = 0,85$.

Зменшення тиску в охолоджувачі наддувного повітря $\Delta P_{ох}$. Охолоджувачі наддувного повітря являє собою опір на шляху повітря, тому в ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ох} = 0,005$ МПа [4].

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах $600 \dots 900$ К. Приймаємо $T_r = 700$ К [4].

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на безсірчане паливо середнього складу [4]: $C = 0,87$ кг – кількість вуглецю;

$H = 0,126$ кг – кількість водню;

$O = 0,004$ кг – кількість кисню.

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого валу, тоді для 4 – тактних двигунів $Z = 0,5$ [4].

Нижча теплота згоряння палива. Приймаємо $Q_n = 42664,4$ (кДж/кг).

					КРМ.142.6221мз.25.10.02.ПЗ	Лист
						17
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Для даного типу компресора приймаємо $P_k = 2,7$ (відповідно до завдання).

Частка ходу поршня втраченого на продувку φ_p . Для 4-х тактних двигунів $\varphi_p = 0$ [4].

2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

Моделювання робочого циклу двигуна та побудова відповідної теоретичної індикаторної діаграми виконані за допомогою спеціалізованої розрахункової програми, розробленої в інженерному середовищі MathCAD. Для аналізу обрано математичну модель двигуна із незалежним (вільним) турбокомпресором, що відповідає схемі наддуву досліджуваного двигуна. Отримані в результаті розрахунку числові результати представлені на відповідній роздруківці (комп'ютерному виводі).

Проміжні та кінцеві дані, необхідні для побудови графіка залежності тиску в циліндрі від його об'єму (індикаторної діаграми), були розраховані в ході моделювання і зведені в узагальнюючу табл. 2.1. На основі цих даних побудовано теоретичну індикаторну діаграму, яка візуально відображає послідовність процесів циклу (напування, стискання, згоряння, розширення, випуск) і представлена на рис. 2.1.

Розрахунок робочого циклу двигуна

1.1 Ефективна потужність, кВт	$N'_e = 180$
1.2 Частота обертання, хв ⁻¹	$n = 2300$
1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_0 = 0.10$
1.4 Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 313$
1.5 Ступінь підвищення тиску в компресорі	$\Pi_k = 2.7$
1.6 Коефіцієнт продувки	$\phi_a = 1.04$
1.7 Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0.04$
1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z	$\xi_z = 0.96$
1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b	$\xi_b = 0.98$
1.10 Ступінь стиску	$\varepsilon_{\text{св}} = 17$
1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1.3$
1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К	$\Delta T_a = 40$
1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку	$\phi_n = 0$
1.14 Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми	$\zeta = 0.96$
1.15 Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0.85$
1.16 Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad} = 0.77$
1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа	$\Delta P_{ox.} = 0.005$
1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря	$\eta_o = 0.95$
1.19 Температура залишкових газів, К	$T_r = 700$
1.20 Масовий склад палива (кг/кг):	$\text{C}_{\text{св}} = 0.87$ $\text{H}_{\text{св}} = 0.126$ $\text{S}_{\text{св}} = 0$ $\text{O} = 0.004$
1.21 Нижча теплота згорання палива, (кДж/кг)	$Q_H = 42664.4$
1.22 Кількість циліндрів	$i = 6$
1.23 Діаметр циліндру, м	$D_c = 0.108$
1.24 Хід поршня, м	$S_c = 0.13$
1.25 Коефіцієнт тактності	$z = 0.5$

1.26 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 2.5$

1.27 Показник адіабати для повітря $k_B = 1.41$

1.28 Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0.95$

1.29 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.74$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot P_k \quad P_k = 0.27$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 446.544$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 319.677$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 372.767$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.265$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.257$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_H = 0.85$$

3. Розрахунок процесу стиску

3.1 Середня мольна ізохорна теплоємність повітря, кДж/(моль*К)

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

3.2 Середня мольна ізохорна теплоємність чистих продуктів згоряння кДж/(моль*К)

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

3.3 Теплоємність суміші повітря та залишкових газів на ході стиску кДж/(моль*К)

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



$$b_c = 0.002517 \quad a_{vc} = 19.279$$

3.4 Середній показник політропи стиску



$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_1-1})} \quad n_1 = 1.357$$

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad P_c = 12.004$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1-1} \quad T_c = 1024.003$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.237$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0256$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0246$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.98$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.024$$

4.6 Середня мольна ізохорна теплоємність в точці z, кДж/(моль*К)

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

де $\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \quad \Delta M = 0.0316$

$$L_0 = 0.495 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$$

$$m = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} \quad m = 1.064$$

$$a_{vz} = 19.75179$$

$$b_z = 0.00295$$

4.7 Середня мольна ізохорна теплоємність в точці b, кДж/(моль*К)

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

$$a_{vb} = 19.76141$$

$$b_b = 0.002956$$

4.8 Максимальна температура згоряння, К
- знаходимо з наступного рівняння:



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

$$\text{звідки: } T_z = 1895.594$$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 15.605$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = 1.458$$

5.2 Ступінь послідовного розширення

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

$$\delta = 11.658$$

5.3 Середній показник політропи розширення та температура в кінці процесу розширення, К. (знаходимо зі слідуючої системи рівнянь, методом послідовних наближень):

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



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

$$n_2 = 1.289$$

$$T_b = 931.555$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

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

$$P_b = 0.658$$

					КРМ.142.6221мз.25.10.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		23

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 1.61$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n) \quad P_i = 1.545$$

6.3 Індикаторна питома витрата палива, кг/(кВт*г)

$$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} \quad b_i = 0.16$$

6.4 Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H} \quad \eta_i = 0.529$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m \quad P_e = 1.314$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad \eta_e = 0.45$$

7.3 Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт*г)

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} \quad b_e = 0.1877$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

$$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i \quad N_e = 180.039$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \quad \Delta N = 0.022 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

8. Визначення дійсного Π_k компресора на даном режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

-Універсальна газова стала для повітря $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$R = 287$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_n \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 0.35$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 0.359$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.257$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 754.108$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.269$$

8.6 Універсальна газова стала для відпрацьованих газів, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.497$$

8.7 Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.378$$

8.8 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_{kd} = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(0.97 \cdot \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t \right]^{\frac{1}{0.286}}}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right] \quad P_{kd} = 2.711$$

8.9 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = 0.402 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

$$P = \frac{P_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

$$P = \frac{P_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}};$$

де $v/v_c = \varepsilon_x$ - відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення

Дані для розрахунку та побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,357
Показник політропи розширення n_2	1,289
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	12,004
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	15,605
Ступінь попереднього розширення ρ	1,458
Ступінь стиснення ε	17,0

Таблиця 2.2.

V/V_c	$P_{ст}$	$P_{розп}$
1,00	15,61	
1,00	12,00	15,61
1,46	7,20	15,61
2,24	4,03	9,00
3,01	2,69	6,12
3,79	1,97	4,56
4,57	1,53	3,58
5,34	1,23	2,93
6,12	1,03	2,46
6,90	0,87	2,11
7,67	0,76	1,83
8,45	0,66	1,62
9,23	0,59	1,45
10,01	0,53	1,30
10,78	0,48	1,18
11,56	0,43	1,08
12,34	0,40	0,99
13,11	0,37	0,92
13,89	0,34	0,85
14,67	0,31	0,80
15,45	0,29	0,74
16,22	0,27	0,70
17,00	0,26	0,66
17,00		0,26

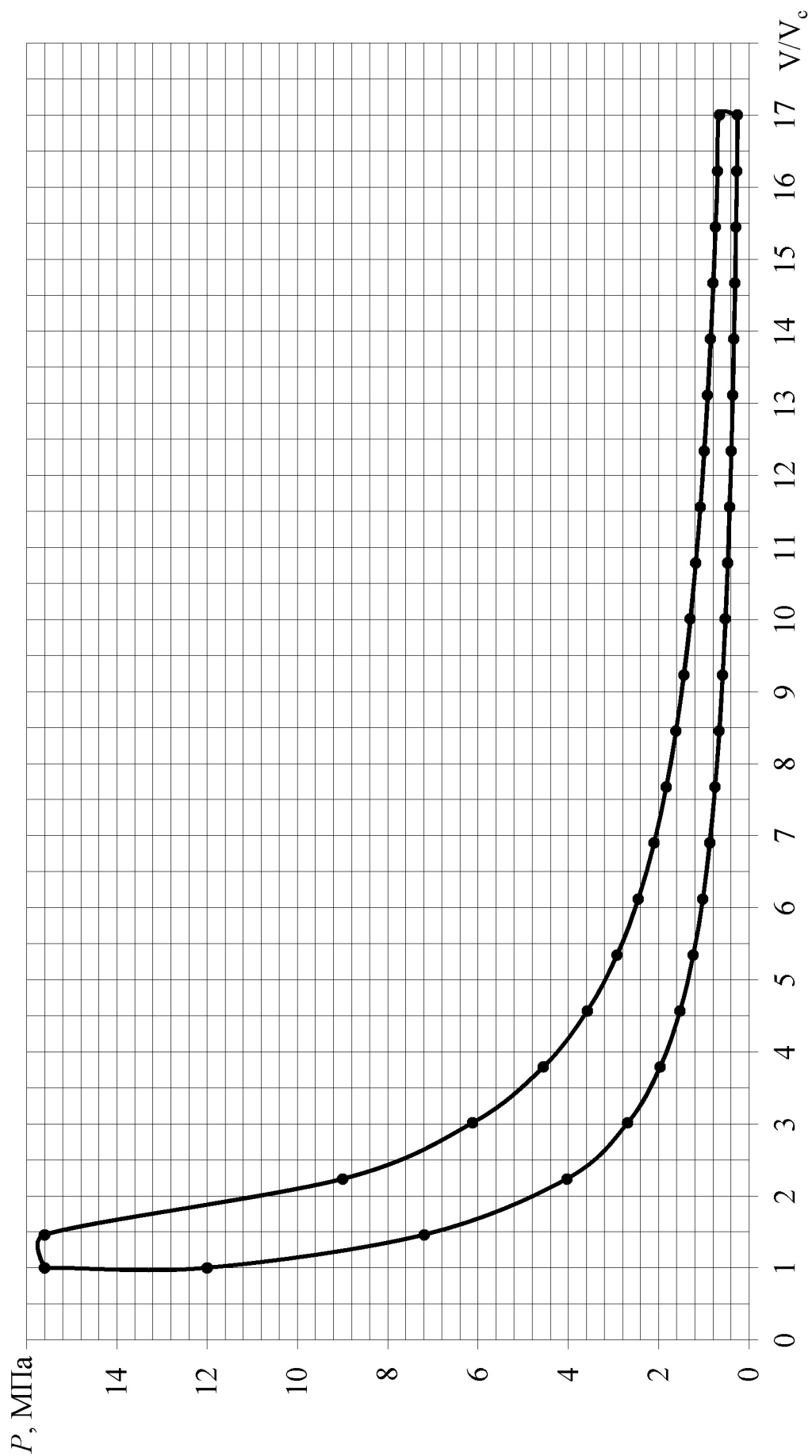


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна типу 6ЧН 10,8/13

2.5 Розрахунок теплового балансу двигуна Volvo Penta типу D7E

Рівняння теплового балансу:

$$Q_{\Sigma} = Q_{Ne} + Q_{\Gamma} + Q_W + Q_M + Q_{H.B}$$

Q_{Σ} – теплота згоряння введена у циліндр від згоряння палива, кВт;

Q_{Ne} – теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, кВт;

Q_{Γ} – теплота відхідних газів, кВт;

Q_W – теплота, яка відводиться від двигуна із охолоджуючою рідиною, кВт;

Q_M – теплота, яка відводиться від двигуна із маслом, кВт;

$Q_{н.б.}$ – теплота неврахованих втрат, кВт;

Визначимо загальну кількість теплоти (теплову потужність циклу), що виділяється у циліндрі:

$$Q_{\Sigma} = \frac{Ne}{\eta_e} = \frac{180,039}{0,45} = 400,399 \text{ кВт}$$

Визначимо кількість теплоти, яка відходить з відхідними газами (теплову потужність потоку відхідних газів):

$$Q_{\Gamma} = G_t \cdot C_{p_{\Gamma}} \cdot (T_{зт} - T_o), \text{ Вт}$$

де G_t – розхід газів через турбіну, кг/с;

$C_{p_{\Gamma}}$ – ізобарна теплоємність газів, Дж/(кг·К);

$T_{зт}$ – температура газів за турбіною, К.

Ізобарна теплоємність газів обчислюється згідно з рівнянням Майера:

$$C_{p_{\Gamma}} = \frac{k_t}{k_t - 1} \cdot R_t, \text{ Дж/(кг·К)},$$

де k_t – показник адіабати розширення газу в турбіні;

R_t – універсальна газова стала для відпрацьованих газів, Дж/(кг·К)

$$C_{p_{\Gamma}} = \frac{1,378}{1,378 - 1} \cdot 287,497 = 1047,922 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

Температура газів за турбіною обчислюється на підставі виразу ККД турбіни:

$$T_{з.т} = T_t - \eta_{т.ад} \cdot (T_t - T_{з.т}^{ад}), \text{ К}$$

де T_t – температура газу перед турбіною, К

$\eta_{t.ad}$ – адіабатний ККД турбіни.

$$T_{3T}^{ad} = T_t \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{P_a}{P_o}} \right)^{\frac{k_t-1}{k_t}}, \text{ К}$$

Після підстановки

$$T_{3T}^{ad} = 754,108 \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{0,257}{0,1}} \right)^{\frac{1,378-1}{1,378}} = 529,274 \text{ К.}$$

Тож

$$T_{3T} = 754,108 - 0,77 \cdot (754,108 - 529,274) = 580,986 \text{ К.}$$

Таким чином кількість теплоти, яка відходить із відхідними газами

$$Q_{\Gamma} = 0,359 \cdot 1047,922 \cdot (580,986 - 313) = 100,821 \text{ кВт.}$$

Кількість теплоти, яка надходить в охолоджуючу рідину (теплова потужність потоку теплоти, яка надходить у воду):

$$Q_W = \frac{0,98 \cdot Q_{\Sigma} - Q_{\Gamma} - N_e}{1,1}, \text{ кВт,}$$

Після підстановки

$$Q_W = \frac{0,98 \cdot 400,399 - 100,821 - 180,039}{1,1} = 101,392 \text{ кВт.}$$

Визначимо кількість теплоти, яка надходить у масло (теплову потужність потоку теплоти, яка надходить у масло):

$$Q_M \approx 0,1 \cdot Q_W, \text{ кВт,}$$

Після підстановки

$$Q_M \approx 0,1 \cdot 101,392 = 10,139 \text{ кВт.}$$

Розбіжність у рівнянні загального балансу теплоти:

$$Q_{H.B} \approx 0,02 \cdot Q_{\Sigma}, \text{ кВт}$$

Після підстановки

					КРМ.142.6221мз.25.10.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		30

$$Q_{H.B} \approx 0,02 \cdot 400,399 = 8,008 \text{ кВт.}$$

Таким чином, ми отримали всі основні складові теплового балансу. Записуємо це рівняння із усіма складовими для його перевірки:

$$Q_{\Sigma} = 180,039 + 100,821 + 101,392 + 10,139 + 8,008 = 400,399 \text{ кВт.}$$

Можна зробити висновок, що всі складові рівняння теплового балансу відповідають вимогам заданої точності. Баланс зійшовся.

2.6 Розрахунок та побудова графіків зміни сил що діють на КШМ одного циліндра

При роботі двигуна на КШМ діють сили тиску газів в циліндрі, сили інерції рухомих мас, сили тяжіння, сили тертя і сили корисного опору на колінчастому валу.

Сили тертя в порівнянні з іншими силами невеликі та залежать від багатьох факторів, які не піддаються точному вразуванню (шорсткість тертьових поверхонь, умови змащення, тепловий режим, зазори та ін.). Тому в динамічних розрахунках ними нехтують, а враховують механічним ККД двигуна. Сили тяжіння в високооборотних і середньообертових двигунах не враховують, оскільки вони невеликі в порівнянні з діючими силами. Такі сили тяжіння виникають у малообертових дизелях. Визначають сили тяжіння по масам деталей із робочих креслень або за результатами зважування. На діаграмах динаміки сили тяжіння представляють у вигляді прямої лінії.

Сили і моменти, що діють на КШМ, необхідно знати для розрахунку деталей на міцність, оцінки працездатності підшипників, визначення нерівномірності обертання колінчатого валу, перевірки врівноваженості двигуна і для вирішення інших завдань. Визначати сили і моменти зручно у відносних величинах, тобто віднесених до одиниці площі поршня F_{Π} . За цим величинам можна оцінювати навантаженість двигуна в порівнянні з іншими двигунами. Тому надалі будемо розглядати сили і моменти у відносних одиницях.

При роботі двигуна від поступально рухомих мас (ПРМ) і неврівноважених обертових мас (ОМ) на КШМ діють сили інерції (рис. 2.2).

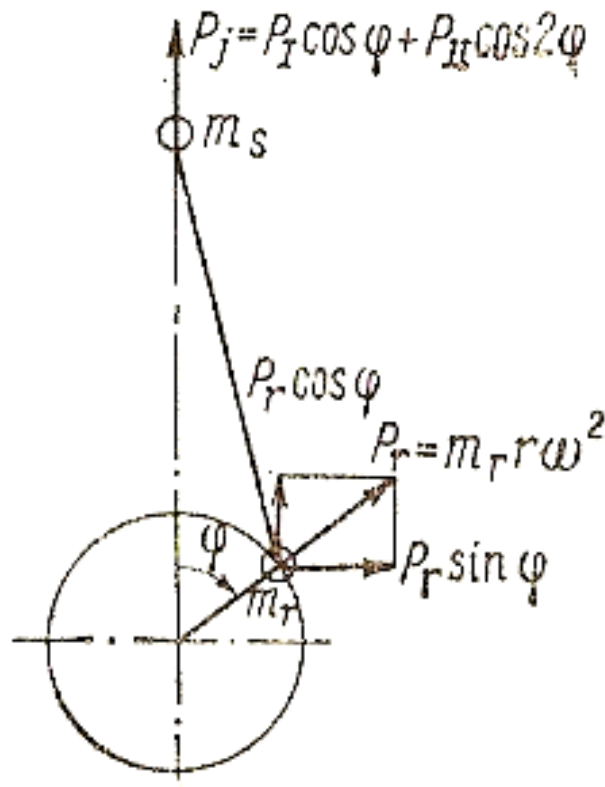


Рис. 2.2. Сили інерції, які діють на КШМ

Сила інерції ПРМ прикладена в центрі поршневого пальця, діє вздовж осі циліндра і обчислюється за формулою, МПа,

$$P_j = m_s * j = m_s * r * (\cos \varphi + \lambda * \cos 2\varphi)$$

Сила інерції ОМ постійна по значенню, прикладена до центру шатунної шийки, направлена по кривошипу від центра обертання і обчислюється за формулою, МПа,

$$P_r = m_r * r * \omega^2$$

На поршень з боку камери згорання діє сила від тиску газів в циліндрі двигуна P_r (рис. 2.3). Вона прикладена в центрі поршневого пальця і діє уздовж осі циліндра.

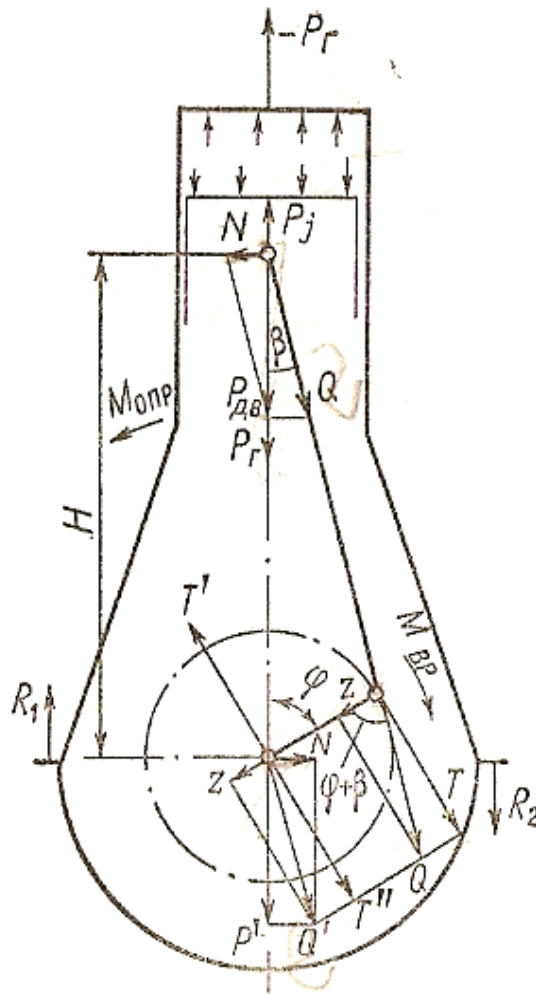


Рис. 2.3. Дія сили тиску газів на поршень двигуна

Сили тиску газів, діючи на поршень і на кришку циліндра, взаємоурівноважуються всередині двигуна і на його опори не передаються. Поза двигуна сили тиску газів проявляються у вигляді обертаючого $M_{об}$ і перекидаючого моментів $M_{пер}$. Відносно значення сили тиску газів в залежності від кута повороту кривошипа $P_r = f(\varphi)$ визначається аналітично або графічно за розрахунковою або дійсною індикаторною діаграмою.

Рушійна сила є результуючої всіх сил, що діють на поршень – сили тиску газів в циліндрі P_r , сили тиску повітря в підпоршневій порожнині $P_{п.п}$, сили інерції ПРМ P_j , сили тяжіння і ПРМ P_T і дорівнює їх алгебраїчній сумі, МПа,

$$P_{дв} = P_r - P_{п.п} + P_j + P_T,$$

де $P_{п.п}$ – сила атмосферного тиску, якщо підпоршнева порожнина з'єднується з картером, або тиск продувочного повітря, якщо підпоршнева порожнина з'єднана з ресивером продувочного повітря; $P_T = m_s \cdot g$ – відносна величина поступально рухомих мас, кг/м²; g – прискорення вільного падіння, м/с².

На рис. 2.4 показана дія рушійної сили в КШМ. Вона прикладена в центрі поршневого пальця і діє уздовж осі циліндра. Сила $P_{дв}$ розкладається на складові: нормальну силу, що діє перпендикулярно до осі циліндра і таку, що притискує поршень до втулки

$$N = P_{дв} * tg\beta,$$

а також силу, що діє по осі шатуна

$$Q = \frac{P_{дв}}{\cos\beta}$$

Силу Q переносимо по лінії її дії в центр шатунної шийки і розкладаємо на дві складові: радіальну силу, що діє по кривошипу

$$Z = Q * \cos(\varphi + \beta)$$

і дотичну (тангенціальну) силу

$$T = Q * \sin(\varphi + \beta).$$

Обертаючий момент кривошипу обчислюється за формулою

$$M_{вр} = T * r.$$

Сумарні дотичні сили в багатоциліндрових двигунах необхідно знати для визначення обертаючого моменту і розрахунку колінчастого валу на міцність.

Діаграма сумарних дотичних сил T_{Σ} багатоциліндрового двигуна будується послідовним підсумовуванням кривих дотичних сил кожного з циліндрів, зміщених по фазі на кут заклинки φ_3 кривошипів.

Таблиця 2.2. Розрахунок мас и додаткових величин

№	Назва	Позначення	Од. вимірювання	Спосіб визначення	Значення
1.	Маса поршня	Мп	кг	-	1,2
2.	Маса шатуна	Мш	кг	-	2,8
3.	Маса шатунної шийки	Мш.ш	кг	-	3,1
4.	Маса щоки	Мщ	кг	-	2,1
5.	Загальна маса поступ. рух. частин	Ms	кг	$M_p + 0,3M_{ш}$	2,04
6.	Загальна маса оберт. рух. частин	Mr	кг	$M_{ш.ш} + 2 * 0,5 * M_{щ} + 0,7 * M_{ш}$	7,16
7.	Площа поршня	Fп	м ²	$\pi * (D/2)^2$	0,00915
8.	Кутова швидкість кривошипа	W	с ⁻¹	$\pi * n/30$	240,73
9.	Кривошипно шатунне відношення	λш	-	$r/L_{ш}$	0,1989
10.	Длина кривошипа	r	м	$S/2$	0,16
11.	Відн. значення маси ПДВ	-	-	M_s/F_p	92,715
12.	Відн. значення маси ВД	-	-	M_r/F_p	315,435

Розрахунок сил, що діють на КШМ проводиться в програмі «Microsoft Excel» та в пояснювальній записці не наведено. Результати розрахунку наведені в табл. 2.3 та у вигляді графічних залежностей сил що діють на КШМ від кута повороту колінчастого валу.

Таблиця 2.3. Сили, що діють на КШМ

Ф	β	P _j	P _Г	P _{ДВ}	N	Q	Z	T	M _{крут}
0	0,000	-2,477	0,266	-2,211	0,000	-2,211	-2,211	0,000	0,000
15	2,952	-2,351	0,266	-2,085	-0,108	-2,088	-1,987	-0,644	-0,383
30	5,709	-1,995	0,266	-1,729	-0,173	-1,737	-1,411	-1,014	-0,603
45	8,087	-1,461	0,266	-1,195	-0,170	-1,207	-0,725	-0,965	-0,574
60	9,922	-0,827	0,266	-0,561	-0,098	-0,570	-0,196	-0,535	-0,319
75	11,080	-0,179	0,266	0,087	0,017	0,089	0,006	0,089	0,053
90	11,476	0,411	0,266	0,677	0,137	0,691	-0,137	0,677	0,403
105	11,080	0,891	0,266	1,157	0,227	1,179	-0,518	1,059	0,630
120	9,922	1,238	0,266	1,504	0,263	1,527	-0,980	1,171	0,697
135	8,087	1,461	0,266	1,727	0,245	1,744	-1,395	1,048	0,623
150	5,709	1,584	0,266	1,850	0,185	1,859	-1,694	0,765	0,455
165	2,952	1,640	0,266	1,906	0,098	1,908	-1,866	0,398	0,237
180	0,000	1,655	0,266	1,921	0,000	1,921	-1,921	0,000	0,000
195	-2,952	1,640	0,262	1,901	-0,098	1,904	-1,862	-0,397	-0,236
210	-5,709	1,584	0,276	1,860	-0,186	1,869	-1,703	-0,769	-0,458
225	-8,087	1,461	0,303	1,764	-0,251	1,782	-1,424	-1,070	-0,637
240	-9,922	1,238	0,348	1,586	-0,278	1,611	-1,034	-1,235	-0,735
255	-11,080	0,891	0,421	1,312	-0,257	1,337	-0,588	-1,201	-0,715
270	-11,476	0,411	0,543	0,954	-0,194	0,974	-0,194	-0,954	-0,568
285	-11,080	-0,179	0,757	0,578	-0,113	0,589	0,040	-0,587	-0,350
300	-9,922	-0,827	1,161	0,333	-0,058	0,338	0,116	-0,318	-0,189
315	-8,087	-1,461	2,005	0,544	-0,077	0,550	0,330	-0,439	-0,262
330	-5,709	-1,995	3,948	1,953	-0,195	1,963	1,594	-1,146	-0,682
345	-2,952	-2,351	8,192	5,841	-0,301	5,849	5,564	-1,803	-1,073
360	0,000	-2,477	12,013	9,536	0,000	9,536	9,536	0,000	0,000
375	2,952	-2,351	15,605	13,254	0,683	13,271	12,625	4,090	2,434
390	5,709	-1,995	8,816	6,821	0,682	6,855	5,566	4,001	2,381
405	8,087	-1,461	4,632	3,171	0,451	3,203	1,924	2,561	1,524
420	9,922	-0,827	2,756	1,928	0,337	1,958	0,672	1,839	1,094
435	11,080	-0,179	1,835	1,657	0,324	1,688	0,115	1,684	1,002

450	11,476	0,411	1,339	1,750	0,355	1,786	-0,355	1,750	1,042
465	11,080	0,891	1,052	1,943	0,380	1,980	-0,870	1,778	1,058
480	9,922	1,238	0,878	2,116	0,370	2,148	-1,379	1,648	0,981
495	8,087	1,461	0,770	2,231	0,317	2,253	-1,801	1,353	0,805
510	5,709	1,584	0,704	2,288	0,229	2,299	-2,096	0,946	0,563
525	2,952	1,640	0,669	2,309	0,119	2,312	-2,261	0,483	0,287
540	0,000	1,655	0,658	2,313	0,000	2,313	-2,313	0,000	0,000
555	-2,952	1,640	0,257	1,897	-0,098	1,899	-1,857	-0,396	-0,236
570	-5,709	1,584	0,257	1,841	-0,184	1,850	-1,686	-0,761	-0,453
585	-8,087	1,461	0,257	1,718	-0,244	1,735	-1,387	-1,042	-0,620
600	-9,922	1,238	0,257	1,495	-0,262	1,518	-0,974	-1,164	-0,693
615	-11,080	0,891	0,257	1,148	-0,225	1,169	-0,514	-1,050	-0,625
630	-11,476	0,411	0,257	0,668	-0,136	0,682	-0,136	-0,668	-0,398
645	-11,080	-0,179	0,257	0,078	-0,015	0,080	0,005	-0,080	-0,047
660	-9,922	-0,827	0,257	-0,570	0,100	-0,579	-0,199	0,544	0,324
675	-8,087	-1,461	0,257	-1,204	0,171	-1,216	-0,730	0,972	0,579
690	-5,709	-1,995	0,257	-1,738	0,174	-1,746	-1,418	1,019	0,607
705	-2,952	-2,351	0,257	-2,094	0,108	-2,097	-1,995	0,646	0,385
720	0,000	-2,477	0,257	-2,220	0,000	-2,220	-2,220	0,000	0,000

Після проведення розрахунків у програмному середовищі «Microsoft Excel» були побудовані графіки: залежність сили тиску газів в циліндрі, сили інерції ПРМ та рушійної сили від кута повороту колінчастого валу; залежність бічної сили N від кута повороту колінчастого валу; залежність сили діючої по осі шатуна S від кута повороту колінчастого валу; залежність радіальної сили і дотичної сили від кута повороту колінчастого валу; залежність обертового моменту від кута повороту колінчастого валу.

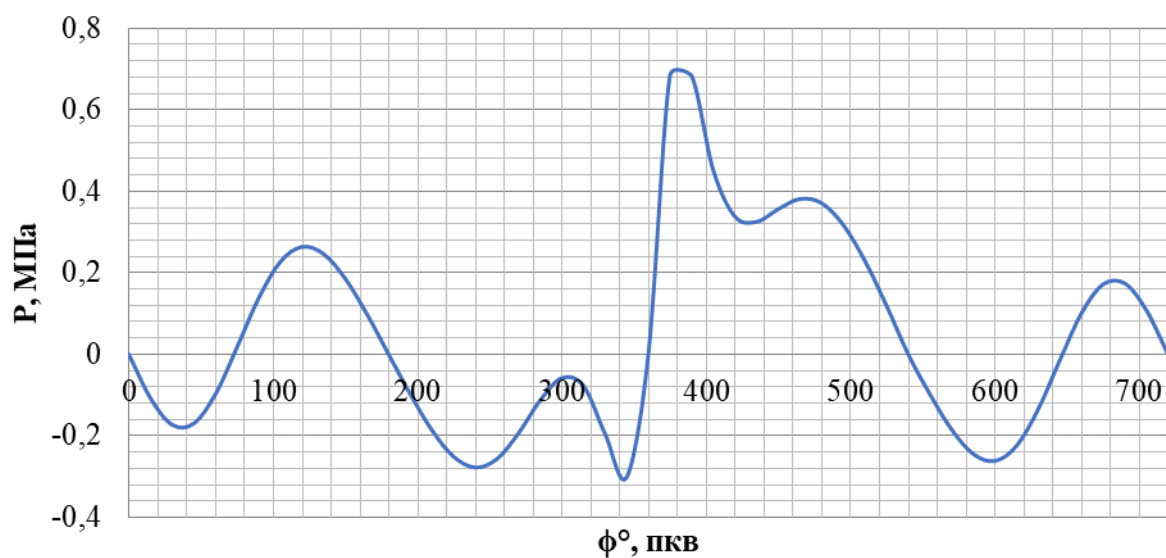


Рис. 2.4. Залежність бічної сили N від кута повороту колінчастого валу

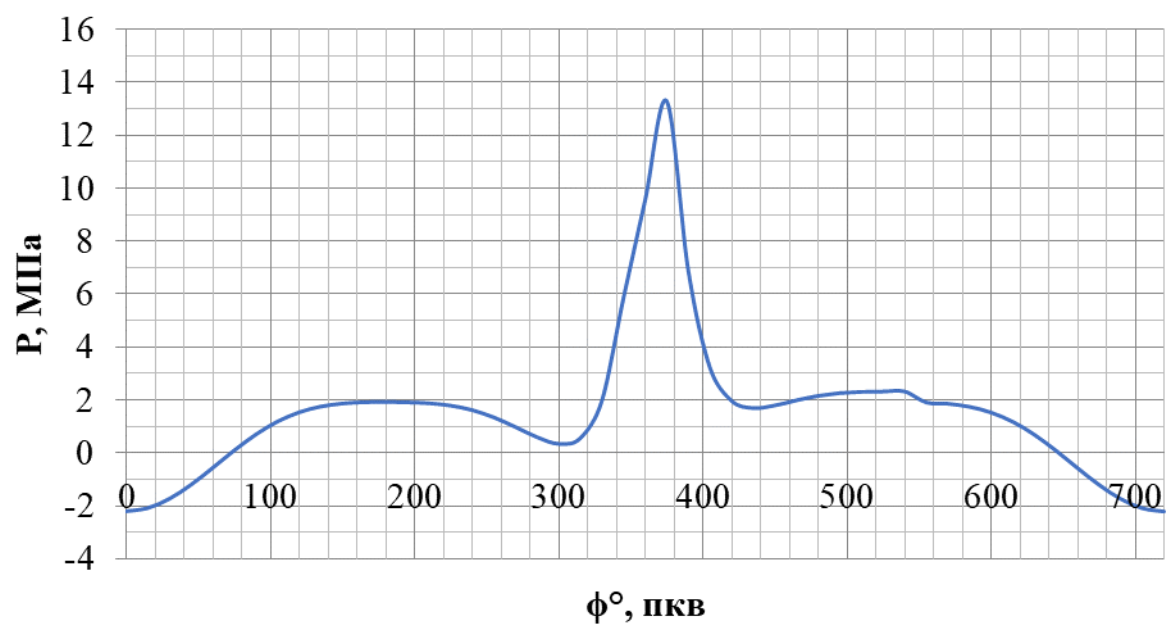


Рис. 2.5. Залежність сили діючої по осі шатуна S від кута повороту колінчастого валу

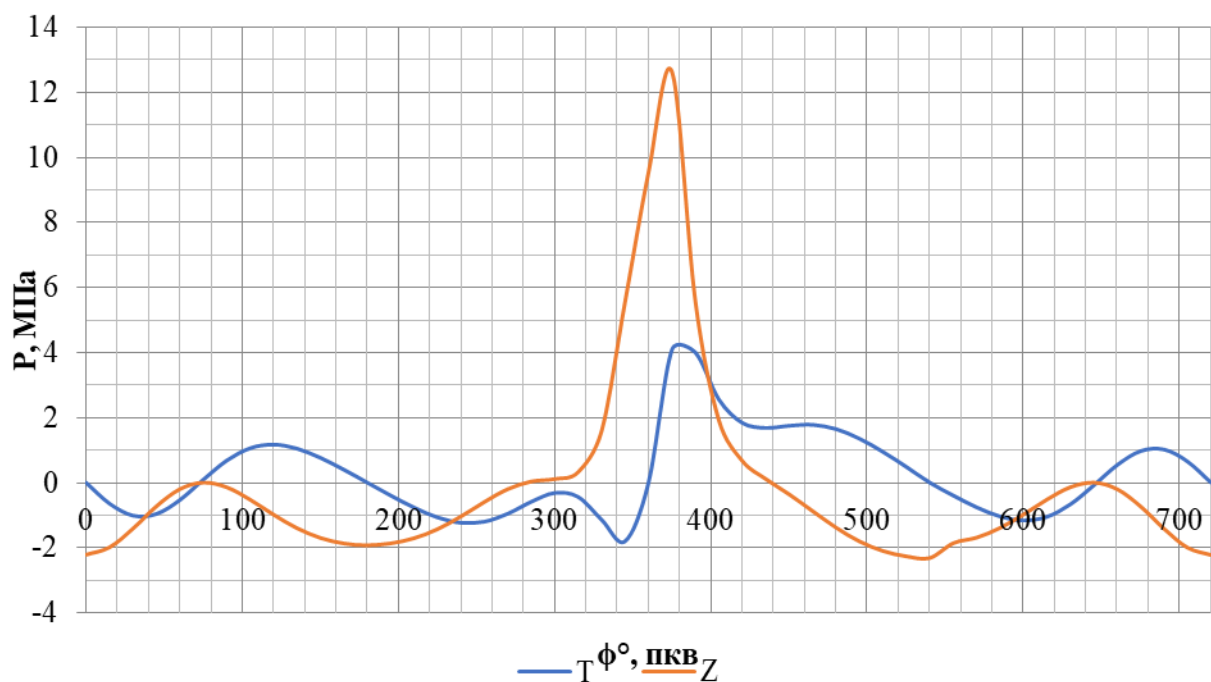


Рис. 2.6. Залежність радіальної сили і дотичної сили від кута повороту колінчатого валу

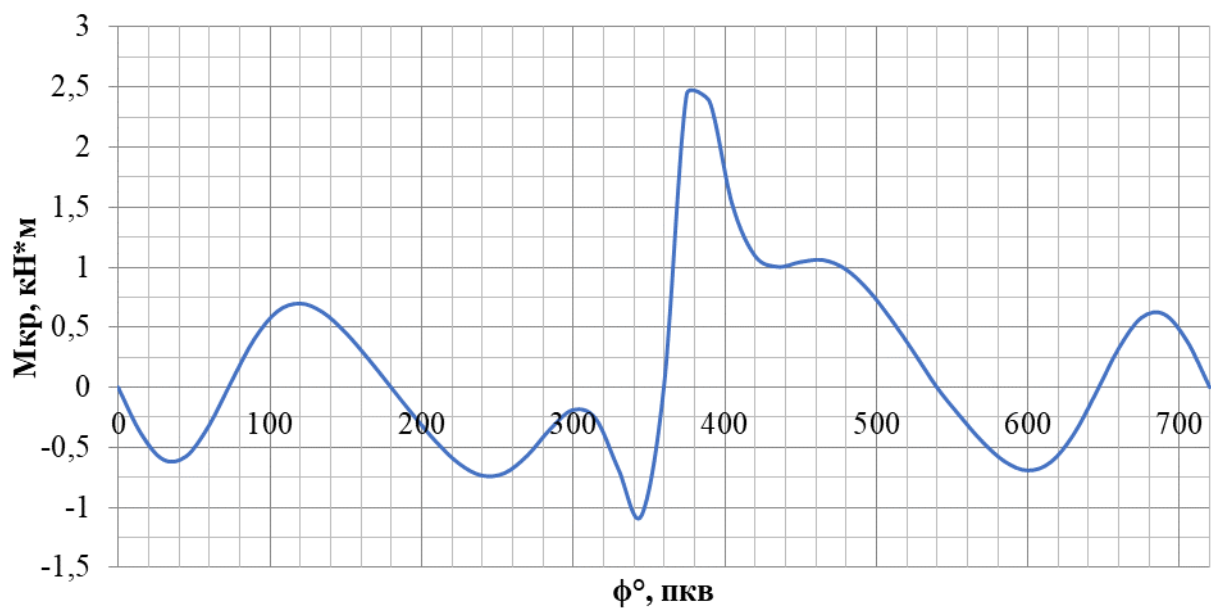


Рис. 2.7. Залежність крутного моменту від кута повороту колінчатого валу

2.7 Висновок до розділу

У даному розділі було проведено комплексне моделювання робочого циклу та динамічних навантажень двигуна Volvo Penta типу D7E. Результати досліджень дозволяють зробити такі висновки:

Тепловий розрахунок та баланс виконано на основі методики Гринівецького В. І., що дозволило з високою точністю визначити основні параметри робочого циклу двигуна на номінальному режимі. Розраховані складові теплового балансу (корисна робота, втрати з газами, охолоджуючою рідиною, маслом та невраховані втрати) коректно збалансовані, що підтверджує правильність обраних вихідних даних та прийнятих допущень.

Динамічний аналіз сил, що діють на кривошипно-шатунний механізм (КШМ), виконано з використанням програмних засобів (MathCAD, Microsoft Excel). Розраховані та побудовані графічні залежності основних динамічних характеристик: сили тиску газів, сили інерції поступально-рухомих мас, рушійної сили, бічної сили, сил, що діють уздовж шатуна, радіальної, дотичної та обертаючого моменту

Отримані графіки наочно демонструють циклічний характер зміни навантажень у залежності від кута повороту колінчастого валу. Це дозволяє оцінити рівномірність роботи двигуна, визначити максимальні навантаження на деталі КШМ та проаналізувати динамічну врівноваженість системи.

Практична значущість проведених розрахунків полягає у можливості їх використання для перевірки міцності основних вузлів двигуна, оцінки зносостійкості деталей, оптимізації конструкції КШМ, подальшого моделювання роботи двигуна на різних режимах навантаження.

Таким чином, виконане моделювання робочого циклу та динаміки двигуна Volvo Penta D7E є основою для подальших інженерних розрахунків, проєктування та вдосконалення подібних силових установок. Отримані результати підтверджують ефективність обраної методики розрахунків та можуть бути використані в навчальних і дослідницьких цілях.

РОЗДІЛ 3. ПРОЄКТУВАННЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА VOLVO PENTA ТИПУ D7E

3.1 Опис системи

Проектування системи охолодження двигуна Volvo Penta D7E має на меті забезпечити надійні температурні показники роботи двигуна в різноманітних умовах його експлуатації.

Система охолодження для двигуна Volvo Penta типу D7E є двоконтурною маловитратною системою. Двоконтурна організація системи дозволяє досягти більш стабільного теплового стану охолоджуваних компонентів та забезпечує зручне регулювання їхніх температурних режимів. Використання маловитратного принципу дає змогу знизити температуру повітря в ресивері для наземних установок приблизно до 45...50 °C за умов температури навколишнього середовища +40 °C та найвищих допустимих температур води на вході в двигун. У суднових системах температури повітря можуть бути ще нижчими. У подібних системах можна досягти меншої сукупної маси теплообмінних серцевин порівняно з повнопоточними системами. Таке порівняння буде коректним за умови прийняття рівних коефіцієнтів корисної дії охолоджувачів наддувочного повітря в порівнюваних системах.

При функціонуванні даної системи охолодження одна частина витрати прісної води (зазвичай більша) після виходу з двигуна, без додаткового охолодження, направляється через перепускний канал на всмоктувальну сторону циркуляційного насоса. Інша частина витрати (зазвичай менша) подається на два блоки водо-водяних охолоджувачів: ВВО1 та ВВО2. У цих водо-водяних охолоджувачах прісна вода охолоджується шляхом теплообміну із забортною водою.

Після проходження через водо-водяні охолоджувачі охолоджена вода надходить на входи охолоджувача наддувочного повітря (ОНП) та масляного охолоджувача (МО), де здійснюється охолодження наддувного повітря та мастила відповідно. Потoki води, що виходять з ОНП та МО, далі надходять на

					КРМ.142.6221мз.25.10.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		41

вхід у насос, де змішуються із водою з перепускного каналу. Після змішування суміш води подається на вхід у двигун. Процес змішування потоків води забезпечує досягнення необхідної температури теплоносія на вході в двигун.

Мала витрата прісної води через ВВО1 дозволяє досягти високого коефіцієнта корисної дії цього блоку охолоджувачів при порівняно невеликих габаритних розмірах. В результаті прісна вода на виході з ВВО1 має температуру, близьку до температури заборотної води на вході в ВВО1. Конструктивне виконання ВВО1 у вигляді блоку, що складається з трьох одноразово реверсивних теплообмінників, протиточно розташованих у потоці заборотної води, сприяє досягненню високого коефіцієнта корисної дії всього блоку. Охолоджувач наддувочного повітря виконаний за схемою багаторазового перехресного струму при загальному противотоку, що дозволяє забезпечити його високий коефіцієнт корисної дії при необхідній компактності та дотриманні допустимого гідравлічного опору по водяному контуру. Коефіцієнт корисної дії ОНП забезпечується практично на тому ж рівні, що й у повнопоточних конструкціях. Перехід на велику кількість ходів сприяє підвищенню коефіцієнта корисної дії. Зниження швидкості води, обумовлене необхідністю забезпечення допустимого гідравлічного опору, призводить до зменшення коефіцієнта теплопередачі та зниження коефіцієнта корисної дії. Два протилежно спрямовані фактори в підсумку практично компенсують один одного.

Низька температура води на вході та високий коефіцієнт корисної дії ОНП забезпечують низьку температуру повітря в ресивері двигуна, що є основною перевагою маловитратних систем охолодження.

Аналогічним чином функціонує й друга гілка системи охолодження, до складу якої входять блок ВВО2 та масляний охолоджувач (МО). При організації витрати води через цю гілку та виборі коефіцієнта корисної дії теплообмінників, що входять до її складу, враховується, що від системи не вимагається забезпечення гранично низької температури масла. Відповідно, коефі-

цієнт корисної дії масляного охолоджувача буде нижчим порівняно з коефіцієнтом корисної дії охолоджувача наддувочного повітря.

Крім того, під час проектування системи необхідно враховувати, що обидва блоки охолоджувачів відводять не лише тепло від наддувочного повітря та масла, але й тепло, яке виділяється у воду в зарубашковому просторі двигуна. У результаті коефіцієнти корисної дії всіх теплообмінників системи, витрати води через них та через перепускний канал обираються з урахуванням бажаних температурних режимів усіх теплоносіїв, величини теплових потоків, що відводяться, а також з метою можливої мінімізації сукупної маси теплообмінних елементів усіх теплообмінників системи.

На часткових навантаженнях та при зниженні температури навколишнього середовища система забезпечує регулювання температур наддувочного повітря, масла та води. Терморегулювання здійснюється шляхом зміни витрати заборотної води через водо-водяні охолоджувачі, а також завдяки роботі терморегулятора в контурі прісної води, який спрямовує воду повз водо-водяні охолоджувачі безпосередньо на входи охолоджувача наддувочного повітря та масляного охолоджувача. За допомогою цього терморегулятора можливо не лише регулювати інтенсивність охолодження, але й забезпечити підігрів наддувочного повітря та масла на малих навантаженнях та при зниженні температури навколишнього середовища.

3.2 Опис елементів системи

До складу системи охолодження двигуна Volvo Penta типу D7E входять такі основні елементи:

Водо-водяний охолоджувач (ВВО) – призначений для охолодження прісної води контуру двигуна шляхом теплообміну із заборотною водою.

Охолоджувач масла (МО) – забезпечує відведення тепла від мастила, що циркулює в системі змащення двигуна.

					КРМ.142.6221мз.25.10.03.ПЗ	Лист
						43
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Охолоджувач наддувочного повітря (ОНП) – охолоджує повітря, що надходить у циліндри після компресора турбонагнітача, підвищуючи його щільність та ефективність роботи двигуна.

Циркуляційний насос – забезпечує примусову циркуляцію прісної води в замкнутому контурі охолодження двигуна.

Трубопроводи та сполучна арматура – формує мережу каналів для переміщення рідин (прісної та забортної води) між компонентами системи.

Ці елементи функціонально взаємопов'язані та спільно забезпечують підтримання оптимального теплового режиму двигуна в різних умовах експлуатації..

Водо-водяні охолоджувачі

У машинному відділенні катера встановлено два водо-водяних кожухотрубних охолоджувача – ВВО1 и ВВО2.

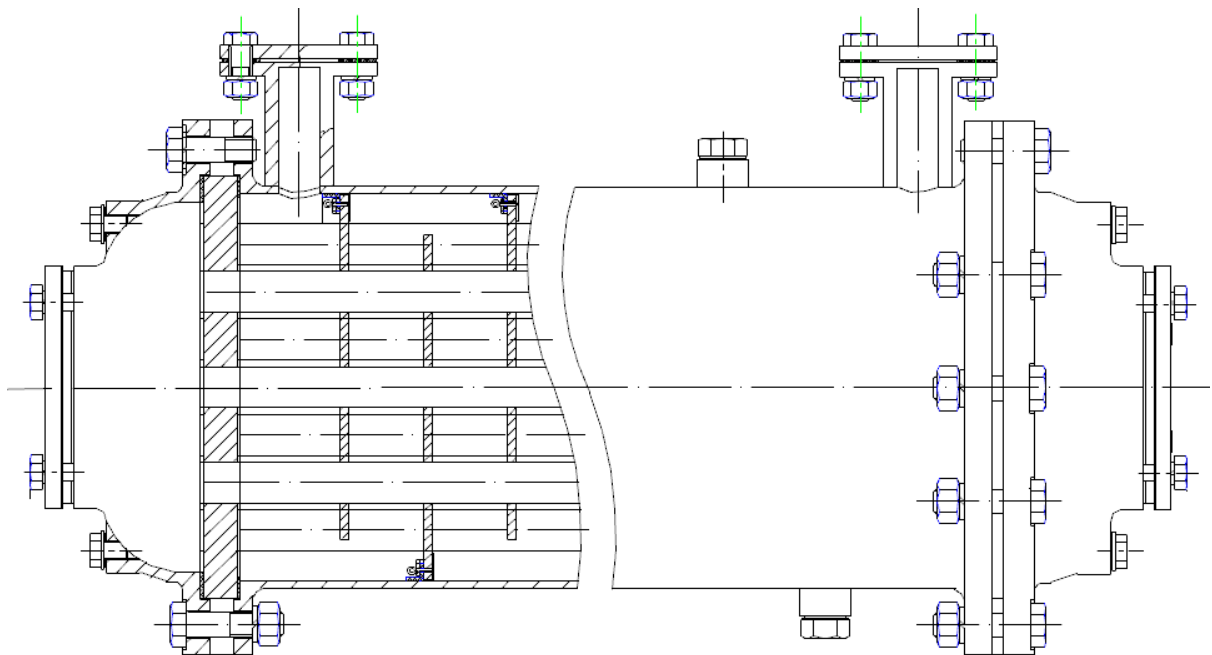


Рис. 3.1. Кожухотрубний водо-водяний охолоджувач

На рис. 3.1 зображено кожухотрубний водо-водяний охолоджувач.

Конструкція такого теплообмінника включає корпус, виготовлений у вигляді труби великого діаметра, всередині якого розміщується пучок труб з гладкими (не оребреними) трубками малого діаметра. Кінці трубок закріпле-

ні в трубних дошках. Зазвичай одна з трубних дошок є рухомою (плаваючою), що дозволяє компенсувати теплові розширення конструкції при зміні температурних режимів.

Розташування трубок у трубних дошках здійснюється за схемою діагональної розбивки за системою концентричних кіл або за іншими можливими геометричними схемами. Основним критерієм вибору схеми розміщення труб є прагнення до максимального заповнення об'єму корпусу теплообмінною поверхнею при забезпеченні можливої рівномірності її розподілу в просторі. Одночасно враховуються такі фактори, як технологічність виготовлення, міцність конструкції, стійкість трубного пучка до забруднення та інші експлуатаційні вимоги.

Розподіл потоків теплоносіїв у такому теплообміннику зазвичай організований таким чином: забортна вода проходить всередині трубок трубного пучка, а прісна вода циркулює в міжтрубному просторі (між трубками). Для регулювання швидкості руху забортної води всередині трубок охолоджувач може бути виконаний як одноходовим, так і багатходовим по забортній воді.

Для забезпечення необхідної швидкості прісної води та надання певного напрямку її течії в міжтрубному просторі встановлюються діафрагми (перегородки). Завдяки встановленню діафрагм схема течії теплоносія з зовнішньої сторони трубного пучка наближається до багаторазово-перехресного струму, що підвищує інтенсивність теплообміну та ефективність роботи теплообмінника в цілому.

Охолоджувач масла

У представленій системі охолодження застосовується кожухотрубний рідинно-масляний охолоджувач масла (рис. 3.2).

За своєю конструктивною будовою охолоджувач масла подібний до охолоджувача води. Головною відмінністю масляного охолоджувача є те, що теплообмінна поверхня з боку масла виконується оребреною. Це дозволяє значно збільшити ефективну площу теплообміну з боку масла, яке має меншу

					КРМ.142.6221мз.25.10.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		45

теплопровідність і вищу в'язкість порівняно з водою, що покращує інтенсивність відведення тепла від масла до охолоджуючого рідинного теплоносія.

Схематичне зображення охолоджувача масла для двигуна Volvo Penta типу D7E показано на рис. 3.2.

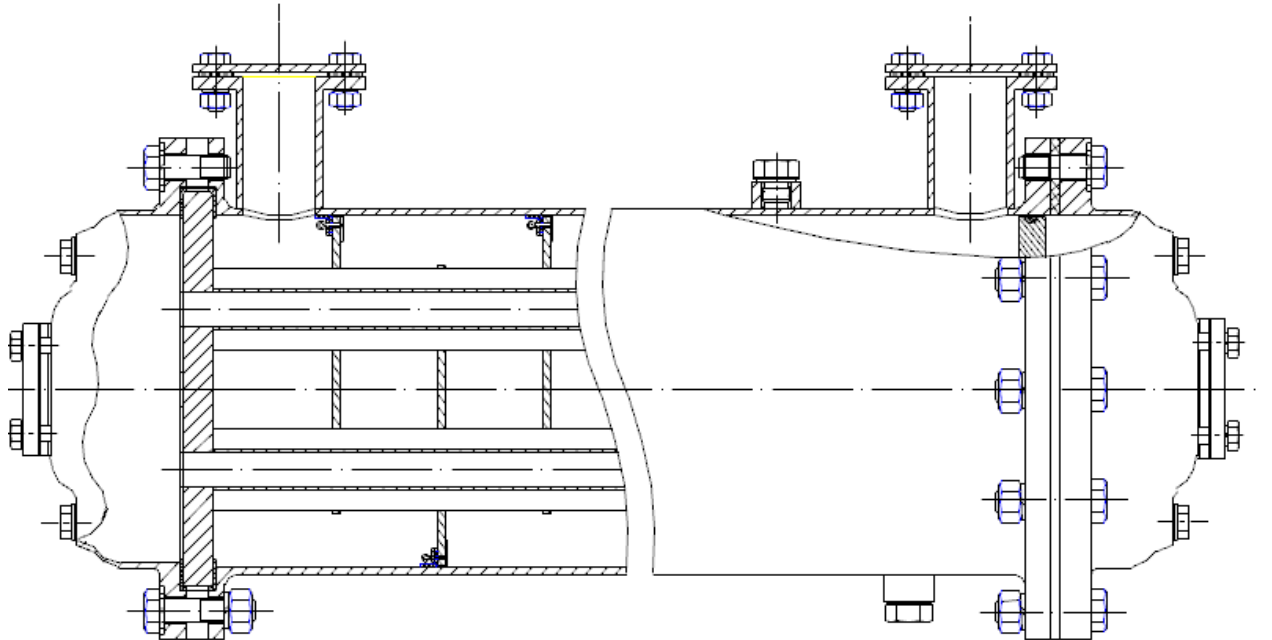


Рис. 3.2. Охолоджувач масла

Охолоджувач масла складається з таких основних частин:

Корпус – зовнішня оболонка теплообмінника.

Трубний пучок – складається з накатаних трубок, всередині яких протікає охолоджуюча вода.

Внутрішня кришка – кріпиться до нижньої трубно́ї дошки.

Зовнішня кришка – має два патрубки для підведення та відведення охолоджуючої води; її внутрішня порожнина розділена перегородкою для підвищення ефективності охолодження.

Конструктивні особливості:

Уздовж трубок встановлені перегородки типу «диско-кільце», які забезпечують багатоходове поперечне обтікання трубок маслом, що значно підвищує тепловіддачу.

Для запобігання перетікання масла між ходами через технологічні зазори використовуються ущільнення з пластику по корпусу та трубках.

Вода протікає всередині трубок за трьома ходами, що забезпечує оптимальну швидкість та ефективність теплообміну.

Охолодження масла відбувається за рахунок відведення тепла при його циркуляції в системі змащення двигуна.

Монтажні та експлуатаційні особливості:

Внутрішня кришка з деяким зазором розміщується в корпусі, що дозволяє компенсувати теплові розширення трубного пучка під час роботи.

На підвідному та відвідному трубопроводах води встановлені:

- крани для випуску повітря, що забезпечує стабільну роботу системи охолодження;
- гільзи під термометри для контролю температури теплоносіїв.

Конструкція охолоджувача дозволяє легко витягувати трубний пучок з корпусу для обслуговування, чищення або ремонту.

Така конструкція забезпечує високу ефективність теплообміну, надійність та зручність обслуговування в умовах експлуатації двигуна.

Охолоджувач наддувочного повітря

Для системи охолодження двигуна Volvo Penta типу D7E застосовано повітряно-водяний охолоджувач наддувочного повітря, виконаний у формі кожухо-коробчастої конструкції (рис. 3.3). Основним елементом такого охолоджувача є теплообмінний пакет трубчасто-пластинчатого типу, який встановлено всередині корпусу коробчастої конфігурації. Це дозволяє ефективно відводити тепло від стиснутого повітря за рахунок теплообміну з охолоджуючою водою, що циркулює в системі..

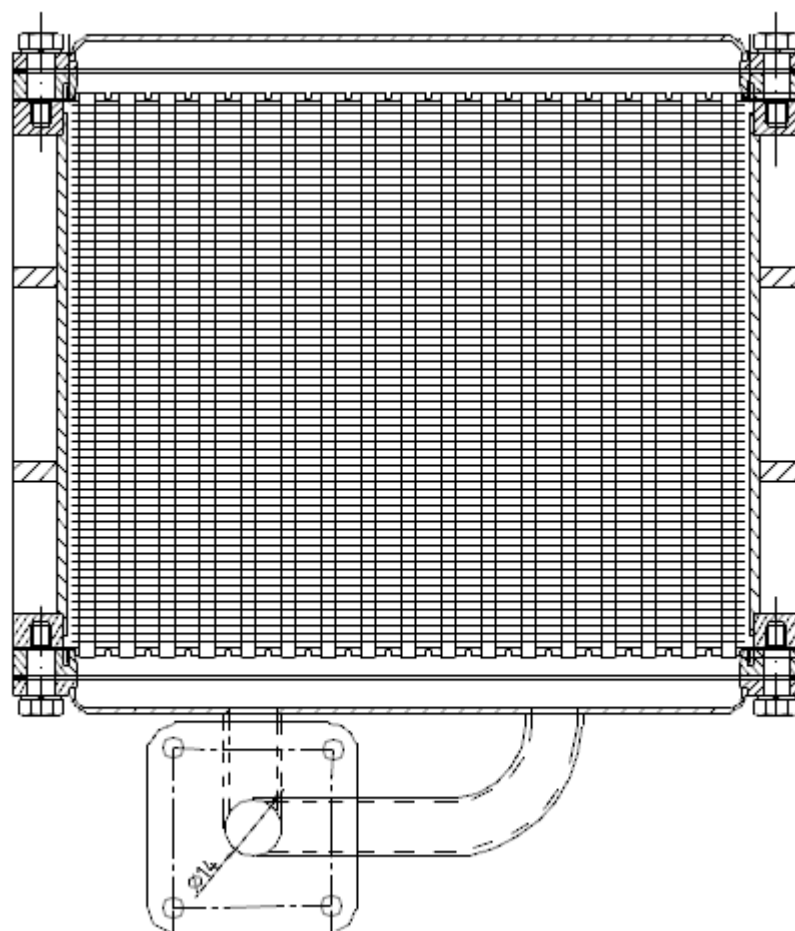


Рис. 3.3. Повітряно-водяний охолоджувач наддувного повітря
кожухокоробчатої конструкції

Корпус охолоджувача обладнаний патрубками для підведення та відведення повітря. Охолоджуюча вода подається та відводиться через кришки, які приєднані безпосередньо до теплообмінних елементів.

У охолоджувачі наддувочного повітря (ОНП) теплообмінна поверхня з боку повітряного потоку виконана ребреною. Застосування ребер спрямоване на збільшення площі поверхні тепловіддачі з того боку, де інтенсивність теплообміну є нижчою, що компенсує меншу здатність повітря до теплопередачі порівняно з рідиною.

Основні площини ребрених пластин розташовані паралельно осям плоскоовальних труб, всередині яких циркулює вода. Повітряний потік рухається вздовж напрямку, вказаного стрілками, паралельно основним площини-

нам оребрених пластин. З'єднання оребрених пластин із плоскоовальними трубками (які утворюють плоскі водяні канали) здійснене методом пайки, що забезпечує надійний тепловий контакт та герметичність конструкції.

Циркуляційний насос

Усередині корпусу циркуляційного насоса (рис. 3.4), який зазвичай виготовлений у спіральній формі для оптимальної динаміки потоку, на валу жорстко закріплено робоче колесо. Конструктивно робоче колесо може бути двох типів:

- відкритого типу – складається з диска, на якому закріплені лопаті.
- закритого типу – лопаті розташовані між переднім і заднім дисками, утворюючи замкнутий канал.

Лопаті робочого колеса відігнуті від радіального напрямку у бік, протилежний напрямку обертання колеса, що дозволяє ефективно перетворювати механічну енергію обертання на енергію потоку рідини.

За допомогою патрубків корпус насоса з'єднується з усмоктувальним і напірним трубопроводами системи охолодження, утворюючи замкнутий циркуляційний контур для прісної води.

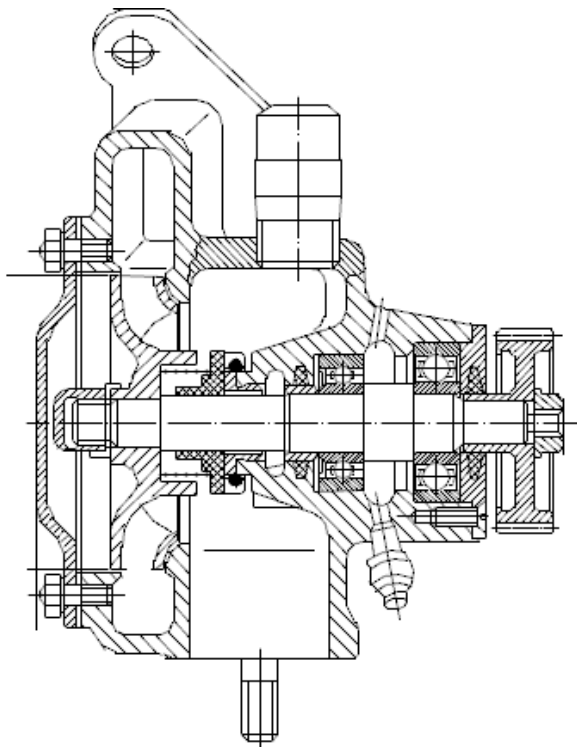


Рис. 3.4. Відцентровий насос системи охолодження двигуна

При повному заповненні корпусу насоса рідиною з усмоктувального трубопроводу і наданні обертання робочому колесу (наприклад, від електро-двигуна) рідина, що знаходиться в каналах між лопатями колеса, під дією відцентрової сили відкидається від центра колеса до його периферії. В результаті в центральній (осьовій) частині колеса створюється зона розрідження, а на периферії відбувається зростання тиску.

Підвищення тиску на виході з колеса призводить до виштовхування рідини з насоса в напірний трубопровід. Одночасно розрідження в центральній зоні спричиняє підсмоктування нової порції рідини з усмоктувального трубопроводу в корпус насоса.

Таким чином, забезпечується безперервний циркуляційний процес: рідина постійно надходить з усмоктувального трубопроводу, прискорюється робочим колесом і подається в напірний трубопровід системи охолодження. Цей принцип роботи є основою функціонування відцентрових насосів у складі систем охолодження двигунів.

3.3 Розрахунок системи охолодження

Розрахунок системи охолодження проводиться за допомогою спеціальної програми, яка була розроблена у програмній середі Microsoft Excel в Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова. При проєктуванні системи було розраховано кожний теплообмінник окремо, а потім проводився розрахунок всієї системи охолодження. Результати розрахунків теплообмінників та самої системи представлені нижче.

В табл. 3.1 и 3.2 наведені результати розрахунків водо-водяних охолоджувачів води – ВВО1 и ВВО2.

Таблиця 3.1. Результати розрахунків ВВО1

№ п/п	Позначення	Найменування		Значення
Параметри МО и теплоносіїв				
1	G_w	кг/с	Витрата прісної води	0,20
2	tw_1	°C	Температура прісної води на вході	108,0
3	pw_1	кПа	Тиск прісної води на вході	200,0

4	t_{w2}	°C	Температура прісної води за охолоджувачем	39,70
5	η		ККД ВВО	0,91
6	w_w	м/с	Середня швидкість прісної води між трубками	0,34
	$w_{wпод}$	м/с	Швидкість прісної води в підвідному патрубку	2
	$w_{wот}$	м/с	Швидкість прісної води у відвідному патрубку	2
7	ΔP_w	кПа	Опір по прісній воді	28,78
8	G_{ww}	кг/с	Витрата заборотної води	6
9	t_{ww1}	°C	Температура заборотної води на вході	32
	t_{ww2}	°C		34,5
10	P_{ww}	кПа	Тиск заборотної води на вході	200
11	w_{ww}	м/с	Швидкість заборотної води в трубках	2,112
	$w_{wwпод}$	м/с	Швидкість заборотної води в підвідному патрубку	1,5
	$w_{wwот}$	м/с	Швидкість заборотної води у відвідному патрубку	1,5
12	Π	%	Солоність заборотної води	10
13	ΔP_{ww}	кПа	Опір по заборотної води	11
14	R_Σ	м ² ·К/Вт		0,0004
15	k_g	Вт/кгК	Коефіцієнт використання маси пучка труб	186,78
16	Q	Вт	Кількість теплоти, переданої у ВВО	57341,21
17	bw		Число ходів прісної води	48
18	b_{ww}		Число ходів теплообмінника по заборотної води	1
	bp		Число противоточних реверсивних елементів	1
Параметри трубки и трубний решітці				
19	d_0	м	Несучий діаметр трубки	0,012
20	d_w	м	Внутрішній діаметр трубки	0,010
21	S_1	м	Крок між трубками, перпендикулярний руху води	0,016
22	S_2	м	Крок між трубками по глибині.	0,0139
23	$S_{ц}$	м	Відстань центрального ряду від осьової лінії	0,0069
24	$S_{п}$	м	Відстань між рядами труб	0,0019
	δ_d	м	Зазор між трубкою і діафрагмою на сторону	0,0001
25	h_{co}		Відносна висота вирізу діафрагми на діаметрі D_0	0,109
26	k_D		Відносна величина відстані між діафрагмами	0,2
27	S_d	м	Товщина діафрагми	0,00025
28	Z_d		Максимальне число труб в поперечному ряду	7

29	Z_{cv}		Можливе число труб у вирізі сегмента	0
30	Z_2		Число поперечних рядів труб у відсіку	6
31	Z_{max}		Загальне число труб в пучку	36
32	Z		Число труб в пучку між вирізами діафрагм	36
33	$\Phi_{ao, град}$		Центральний кут сегментного вирізу на діаметрі D_o	77,04
34	$\Phi_{ot, град}$		Центральний кут сегментного вирізу на діаметрі D_t	82,42
35	H_{co}	м	Висота сегментного вирізу на діаметрі D_o	0,012
36	H_{ct}	м	Висота сегментного вирізу на діаметрі D_t	0,015
37	D_o	м	Діаметр окружності, описаної навколо пучка	0,108
38	L_p	м	Глибина одного відсіку по ходу води	0,084
39	Z_{df}		Загальне число діафрагм	46
40	L_1	м	Відстань між діафрагмами	0,023
41	L_2	м	Довжина трубок в підводному відсіку	0,026
42	L_3	м	Довжина трубок лише у відповідному відсіку	0,025
43	L_t	м	Довжина трубок теплообмінника з урахуванням затінення частини довжини діафрагмами	1,307
44	D_t	м	Внутрішній діаметр кожуха	0,114
	$D_{под}$	мм	Внутрішній діаметр підвідного патрубка прісної води	11,399
	$D_{от}$	мм	Внутрішній діаметр відвідного патрубка прісної води	11,399
	$D_{под}$	мм	Внутрішній діаметр підвідного патрубка заб. води	71,203
	$D_{от}$	мм	Внутрішній діаметр відвідного патрубка заб. води	71,203
45	M_p	кг	Маса пучка труб	13,52
46	F	м ²	Повна площа поверхні теплообміну	1,78
	Індикатор			Вірно

Таблиця 3.2 Результати розрахунків ВВО2

№ п/п	Позначення	Найменування		Значення
Параметры МО и теплоносителей				
1	G_w	кг/с	Витрата прісної води	0,21
2	tw_1	°C	Температура прісної води на вході	108
3	pw_1	кПа	Тиск прісної води на вході	200

4	tw_2	°C	Температура прісної води за охолоджувачем	39,7
5	η		ККД ВВО	0,91
6	w_w	м/с	Середня швидкість прісної води між трубками	0,36
	$w_{wпод}$	м/с	Швидкість прісної води в підвідному патрубку	2
	$w_{wот}$	м/с	Швидкість прісної води у відвідному патрубку	2
7	ΔP_w	кПа	Опір по прісній воді	30,13
8	G_{wws}	кг/с	Витрата заборотної води	6
9	t_{ww1}	°C	Температура заборотної води на вході	32
	t_{ww2}	°C		34,6
10	P_{ww}	кПа	Тиск заборотної води на вході	200
11	w_{ww}	м/с	Швидкість заборотної води в трубках	2,112
	$w_{wwпод}$	м/с	Швидкість заборотної води в підвідному патрубку	1,5
	$w_{wwот}$	м/с	Швидкість заборотної води у відвідному патрубку	1,5
12	Π	%	Солоність заборотної води	10
13	ΔP_{ww}	кПа	Опір по заборотної води	11,5
14	R_Σ	м ² ·К/Вт		0,0004
15	k_g	Вт/кгК	Коефіцієнт використання маси пучка труб	188,15
16	Q	Вт	Кількість теплоти, переданої у ВВО	60041,87
17	bw		Число ходів прісної води	49
18	bww		Число ходів теплообмінника по заборотної води	1
	bp		Число противоточних реверсивних елементів	1
Параметри трубки и трубної решітки				
19	d_0	м	Внутрішній діаметр трубки	0,012
20	d_w	м	Крок між трубками, перпендикулярний руху води	0,01
21	S_1	м	Крок між трубками по глибині.	0,016
22	S_2	м	Відстань центрального ряду від осьової лінії	0,0138
23	$S_{ц}$	м	Відстань між рядами труб	0,0068
24	$S_{п}$	м	Зазор між трубкою і діафрагмою на сторону	0,0018
	δ_d	м	Відносна висота вирізу діафрагми на діаметрі D_0	0,0001
25	h_{co}		Відносна величина відстані між діафрагмами	0,108
26	k_D		Товщина діафрагми	0,2
27	S_d	м	Максимальне число труб в поперечному ряду	0,006
28	Z_d		Можливе число труб у вирізі сегмента	7

29	Z_{cv}		Число поперечних рядів труб у відсіку	0
30	Z_2		Загальне число труб в пучку	6
31	Z_{max}		Число труб в пучку між вирізами діафрагм	36
32	Z		Центральний кут сегментного вирізу на діаметрі D_o	36
33	$\Phi_{ao, \text{град}}$		Центральний кут сегментного вирізу на діаметрі D_t	77,02
34	$\Phi_{ot, \text{град}}$		Висота сегментного вирізу на діаметрі D_o	82,40
35	H_{co}	м	Висота сегментного вирізу на діаметрі D_t	0,012
36	H_{ct}	м	Діаметр окружності, описаної навколо пучка	0,014
37	D_o	м	Глибина одного відсіку по ходу води	0,108
38	L_p	м	Загальне число діафрагм	0,084
39	Z_{df}		Відстань між діафрагмами	48
40	L_1	м	Довжина трубок в підводному відсіку	0,023
41	L_2	м	Довжина трубок лише у відвідному відсіку	0,026
42	L_3	м	Довжина трубок теплообмінника з урахуванням затінення частини довжини діафрагмами	0,025
43	L_t	м	Внутрішній діаметр кожуха	1,363
44	D_t	м	Внутрішній діаметр підвідного патрубка прісної води	0,114
	$D_{под}$	мм	Внутрішній діаметр відвідного патрубка прісної води	12,003
	$D_{от}$	мм	Внутрішній діаметр підвідного патрубка заб. води	12,003
	$D_{под}$	мм	Внутрішній діаметр відвідного патрубка заб. води	70,204
	$D_{от}$	мм	Маса пучка труб	70,204
45	M_p	кг	Повна площа поверхні теплообміну	14,08
46	F	м ²		1,86
	Індикатор			Вірно

Розрахувавши охолоджувачі воді ВВО1 и ВВО2 були отримані основні параметри цих теплообмінників.

Для ВВО1: довжина трубок з розрахунком затінення частини довжини діафрагми – 1,307 м; внутрішній діаметр кожуха – 0,114 м; загальне число труб – 36; число труб в пучку між вирізами діафрагм – 36; маса пучку труб – 13,52 кг; повна площа поверхні теплообміну – 1,78 м².

Для ВВО2: довжина трубок з розрахунком затінення частини довжини діафрагми – 1,363 м; внутрішній діаметр кожуха – 0,114 м; загальне число труб – 36; число труб в пучку між вирізами діафрагм – 36; маса пучку труб – 14,08 кг; повна площа поверхні теплообміну – 1,85 м². Вірність результатів підтверджує встановлений у програмі індикатор «Вірно».

Згідно розрахунків видно, що ВВО1 и ВВО2 мають майже однакові розміри. Такі умови забезпечують зручне розташування теплообмінників у машинному відділенні катера.

Результати розрахунків охолоджувача масла

В табл. 3.3 наведені результати розрахунку кожухо-трубного рідинно-масляного охолоджувача масла.

Таблиця 3.3. Результати розрахунку МО

№ п/п	Позначення		Визначення	Результат
Параметри МО и теплоносіїв				
1	G	кг/с	Витрата масла	1,12
2	$t_{м1}$	°С	Температури масла на вході	90
3	$p_{м1}$	кПа	Тиск масла на вході	439
4	$t_{м2}$	°С	Температура масла за охолоджувачем	83,62
5	η		ККД ОМ	0,3349
6	w_m	м/с	Швидкість масла в стислому перерізі пучка	1,85
7	ΔP_M	кПа	Опір по маслу	22,06
8	G_w	кг/с	Витрата води	0,21
9	t_{w1}	°С	Температура води на вході	39,7
10	t_{w2}	°С	Температура води на виході	56,48
11	P_w	кПа	Тиск води на вході	180
12	w_w	м/с	Швидкість води в трубках	1
13	ΔP_W	кПа	Опір по воді	10,69
14	$R_{ст}$	м ² ·К/Вт	Термічний опір матеріалу трубки з шаром забруднення або без нього	2,43E-03
15	k_g	Вт/кгК	Коефіцієнт використання маси пучка труб	64,17
16	Q	кВт	Кількість теплоти, переданої у МО	14,82
Параметри трубки и трубної решітки				
17	Тип ПТ			монометал
18	D	м	Зовнішній діаметр оребрення	0,0245
19	d_o	м	Несучий діаметр трубки	0,0125
20	d_1	м	Зовнішній діаметр внутрішньої трубки і внутрішній діаметр оребреной рубашки (для біметалевої трубки)	0,0118
21	d_w	м	Внутрішній діаметр трубки	0,01

22	u	м	Крок між ребрами	0,002
23	δ_1	м	Товщина ребра біля основи	0,00055
24	δ_2	м	Товщина ребра біля вершини	0,0002
25	S_1	м	Крок між трубками, перпендикулярний руху масла	0,027
26	S_2	м	Крок між трубками по глибині.	0,0234
27	схема			4
28	b_p		Дорівнює числу послідовно включених реверсивних елементів, протivotочно встановлених у водяному струмі (див. рис.5 г, додаток 1) для реверсивного МО.	2
29	b_m		Число ходів масла при будь-якій схемі (див. рис.5 дод.1).	27
30	b_w		Число ходів теплообмінника по воді	3
31	S_d	м	Товщина діафрагми	0,0025
32	Z_d		Дійсне число труб в поперечному ряду в центрі перерізу	3
33	Z_2		Число поперечних рядів труб у відсіку	3
34	Z_{cv}		Число труб у вирізі сегмента	0
35	Z		Загальне число труб в пучку	10
36	$H_{ст}$	м	Висота сегментного вирізу на діаметрі D_t	0,017
37	D_o	м	Діаметр окружності, описаної навколо пучка	0,096
38	D_t	м	Внутрішній діаметр кожуха	0,106
39	$D_{ду}$	м	Діаметр ущільнення діафрагмового	0,105
40	δ_d	м	Зазор на бік між трубкою і діафрагмою	0,0005
41	L_p	м	Довжина одного відсіку по ходу масла	0,072
42	$Z_{дф}$		Загальне число діафрагм	26
	k_D			0,3
43	L_1	м	Відстань між діафрагмами	0,028
44	L_2	м	Відстань між діафрагмою і трубної до- шкою в приймальному відсіку	0,032
45	L_3	м	Відстань між діафрагмою і трубної до- шкою у вихідному відсіку	0,032
46	L_t	м	Довжина трубок теплообмінника з ура- хуванням затінення частині довжини діафрагмами	0,907
47	$D_{пв}$	мм	Внутрішній діаметр підвідного патруб- ка воду	22
48	$D_{опв}$	мм	Внутрішній діаметр відвідного патруб- ка воду	22
49	$D_{п}$	мм	Внутрішній діаметр підвідного масло- підвідного патрубка	40
50	$D_{оп}$	мм	Внутрішній діаметр підвідного масло- відвідного патрубка	40
51	M_p	кг	Маса пучка труб	7,08
52	F	м ²	Повна площа поверхні теплообміну з боку оребрення	2,78
53	Індикатор		Індикатор коректності роботи програми	Вірно!

Описані вище результати дали можливість отримати основні параметри охолоджувача масла: довжина трубок з розрахунком затінення частини довжини діафрагми – 0,907 м; внутрішній діаметр кожуха – 0,105 м; загальне число труб в пучку – 10; маса пучку труб – 7,08 кг; повна площа поверхні теплообміну зі сторони оребрення – 2,78 м².

Усі визначені параметри задовольняють умови розташування теплообмінника у машинному відділенні катера та потреби двигуна в охолодженні масла.

Результати розрахунків охолоджувача наддувочного повітря

В табл. 3.4 наведені результати розрахунку охолоджувача наддувочного повітря.

Таблиця 3.4. Результати розрахунку охолоджувача наддувочного повітря

№ п/п	Параметр		Визначення	Результат
1	G_B	кг/с	Витрати повітря	0,35
2	G_W	кг/с	Витрати води	0,20
3	T_{B1}	К	Температура повітря на вході	446,5
4	T_{B2}	К	Температура повітря за ОНП в першому приближенні	316,64
5	$t_{\theta 1}$	°С	Температура повітря на вході	142,79
6	$t_{\theta 2}$	°С	Температура повітря за ОНП в першому приближенні	43,63
7	T_{W1}	К	Температура повітря на вході	312,6
8	T_{W2}	К	Дійсна температура води за радіатором	346,6
9	t_{W1}	°С	Температура повітря на вході	39,6
10	t_{W2}	°С	Дійсна температура води за радіатором	73,6
11	P_1	кПа	Тиск повітря на вході	220
12	L_{Π}	м	Конструктивна довжина пучку	0,392
13	B_{Π}	м	Конструктивна ширина пучку	0,171
14	H_{Π}	м	Конструктивна висота пучку	0,142
15	b_{WT}		Число термодинамічних ходів по воді	16
16	b_{WT}		Число конструктивних ходів по воді в одному термодинамічному ході	4
17	d_w	м	Висота поперечного перерізу трубки	0,0039
18	S_1	м	Відстань між трубками в поперечному ряду	0,01
19	S_2	м	Крок між поперечними рядами трубок	0,023
20	S_3	м	Найбільший габарит поперечного перерізу трубки	0,0170
21	S_4	м	Крок між ребрами	0,002
22	δ_{CT}	м	Товщина стінки трубки	0,0004
23	$\delta_{\Pi\Pi}$	м	Товщина пластини оребрення	0,00008

24	h_{Γ}	м	Висота гофра від поверхні	0,002
25	e	м	Ширина гофра	0,005
	S	м	Крок між гофрами по ходу повітря в одному ряду	0,023
26	$Z_2'_{\Gamma}$	шт.	Число поперечних рядів гофров на довжині S_2	2
27	Z_{Γ}	шт.	Загальне число гофров на пластині	16
31	Z_l	шт.	Найбільше можливе число трубок в поперечному ряді	17
32	Z_2	шт.	Число поперечних рядів трубок	17
33	Z	шт.	Число труб в пучку, відповідні розрахунковому значенню числа Z_2	289
34	Схема		1-Потік повітря перемішується, потік води не перемішується; 2-Потік повітря не перемішується, потік води перемішується; 3-Обидва потоки не перемішуються.	3
35	F	м ²	Площа поверхні зі сторони оребрення	8,27
36	M_{Π}	кг	Маса пучка	8,98
37	T_{wf}	К	Середня температура води в радіаторі	329,32
38	T_{bf}	К	Середня температура повітря в ОНП	351,78
39	w_w	м/с	Швидкість води в трубках	0,948
40	Re_w		Число Рейнольдса по воді	9427,8
41	Re		Число Рейнольдса по повітрю	3624,9
42	ΔP	Па	Повітряний опір ОНП	2489,2
43	ΔP	мм.в.ст	Повітряний опір ОНП	254,1
44	DP_w	кПа	Сумманий опір руху потоку води	37,8
45	k	Вт/(м ² К)		153,5
46	K_g	Вт/кгК	Коефіцієнт використання маси пучку	140,5
47	K_v	Вт/м ³ К	Коефіцієнт використання об'єму пучку	135164,6
48	$\overline{\rho}$			1,2986
49	η		ККД радіатора у другому приближенні	0,9608
50	Індикатор			Вірно

Після розрахунку охолоджувача наддувочного повітря було отримано основні дані, із яких можливо виділити основні: температура на вході – 39,6 °С; тиск повітря на вході – 220 кПа; конструктивна довжина пучка – 392 мм; конструктивна ширина пучка – 171 мм; конструктивна висота пучка – 142 мм; число поперечних рядів трубок – 17 шт.

За результатами розрахунку видно, що теплообмінник має компактну форму і його зручно встановити на самому двигуні. Незважаючи на невеликі розміри охолоджувач наддувочного повітря надійно та якісно виконує свої функції.

Результати розрахунку системи охолодження

Після розрахунку охолоджувачів води, масла та наддувочного повітря проведено розрахунок самої системи охолодження. Результати розрахунку системи наведені в табл. 3.5.

Таблиця 3.5. Результати розрахунку системи охолодження

№ п/п	Параметр			Визначення	Результати	
1	Q_d	кВт		Тепловідвід в зарубашечну воду	101,4	
2	Q_m	кВт		Тепловідвід в масло	10,1	
3	G_B	кг/с		Витрати вентиляційного повітря	12	
4	G_{ww1}	кг/с		Витрати заб. води через ВВО1	6	
5	G_{ww2}	кг/с		Витрати заб. води через ВВО2	6	
6	G_{w1}	кг/с		Витрати води через ОНВ	0,2	
7	G_{w2}	кг/с		Витрати води через МО	0,21	
8	$G_{wп}$	кг/с		Витрати води через перепуск	1,39	
9	G_w	кг/с		Витрати води через дизель	1,8	
10	$G_{нв}$	кг/с		Витрати наддувочного повітря	0,35	
11	G_m	кг/с		Витрати масла	1,12	
12	$T_{в1}$	К	°С	Повітря перед компресором	313	40
13	T_{ww1}	К	°С	Заб. вода перед ВВО	306	33
14	$T_1 (T_k)$	К	°С	T_1 або T_k , повітря перед комп-ресором	415,9	142,9
15	$T_2 (T_s)$	К	°С	T_2 або T_s , повітря за ОНВ	316,7	43,7
16	T_{ww21}	К	°С	Заб. вода за ВВО1	307,5	34,5
17	T_{ww22}	К	°С	Заб. вода за ВВО2	307,6	34,6
18	T_{wd1}	К	°С	Вода перед дизелем	371,3	98,3
19	T_{wd2}	К	°С	Температура води за двигуном	381	108
20	T_{w1}	К	°С	Вода перед ОНП	312,7	39,7
21	T_{w2}	К	°С	Вода за ОНП	346,7	73,7
22	T_{wm1}	К	°С	Вода перед МО	312,7	39,7
23	T_{wm2}	К	°С	Вода після МО	329,6	56,6
24	T_{m1}	К	°С	Масло на виході із двигуна або на вході в МО	363	90
25	T_{m2}	К	°С	Масло за МО	356,7	83,7
ОНП						
26	схема				3	
27	b			Число ходів по воді	16	
28	$k_{гнв}$	Вт/кг·К			140,38	
29	$\eta_{нв}$			ККД ОНП	0,962	
30	$S_{нв}$			Відношення енергоємностей за ОНП	0,344	
31	$M_{нв}$	кг		Маса ОНП	9,033	8,99
ВВО1						
32	схема			Схема	1	
33	bp			Число противоточних реверсивних елементів	1	
34	bw			Число ходів прісної води	48	

35	k_{gb1}	Вт/кг·К			186,78	
36	η_{B1}			ККД P1	0,91	
37	S_{B1}			Відношення енергоемностей на P1	0,036	
38	M_{B1}	кг		Маси B1 відрізняються, т.к. в повному розрахунку теплообмінника додається непрацююча частина трубок під діафрагмами	10,7	10,52
BBO2						
39	схема				1	
40	bp			Число протиточних реверсивних елементів	1	
41	bw			Число ходів прісної води	50	
42	k_{gb2}	Вт/кг·К			0,9	
43	η_{B2}			ККД P2	0,91	
44	S_{B2}			Відношення енергоемностей на P2	0,037	
45	M_{B2}	кг		Маси B2 відрізняються, т.к. в повному розрахунку теплообмінника додається непрацююча частина трубок під діафрагмами	11	11,09
МО						
46	схема				4	
47	bp			Число протиточних реверсивних елементів	2	
48	bm			Число ходів масла	28	
49	k_{gMO}	Вт/кг·К			64,17	
50	η_{MO}			ККД МО	0,336	
51	S_M			Відношення енергоемностей на МО	0,378	
52	M_{MO}	кг		Маси МО відрізняються, оскільки в повному розрахунку теплообмінника додається непрацююча частина трубок під діафрагмами, відрізняється и теплоємності теплоносіїв	6,01	6,07
53	M_{Σ}	кг		Сума мас всіх теплообмінників в системі	36,59	36,64
54	η_{co}				0,8950	
	Індикатор				Вірно	

3.4 Дослідження системи охолодження двигуна Volvo Penta

Розрахунок системи охолодження проводиться у «зворотньому розрахунку». Метою дослідження є одержання оптимального значення витрат забортової води.

Дослідження дозволило визначити оптимальний рівень витрат заборотної води в системі охолодження, а також змодельовати ситуацію, при якій у процесі експлуатації може відбутися забруднення проточної частини відцентрового насоса, трубопроводів та фільтрів. У таких умовах зниження витрат заборотної води відбувається автономно, що є природним наслідком зменшення пропускної здатності елементів системи.

На основі проведених досліджень було побудовано графік, що відображає динаміку витрат заборотної води в системі охолодження двигуна Volvo Penta типу D7E. Цей графік наочно демонструє залежність витрати води від різних факторів, включно зі ступенем засмічення обладнання, що дає можливість прогнозувати поведінку системи в експлуатаційних умовах.

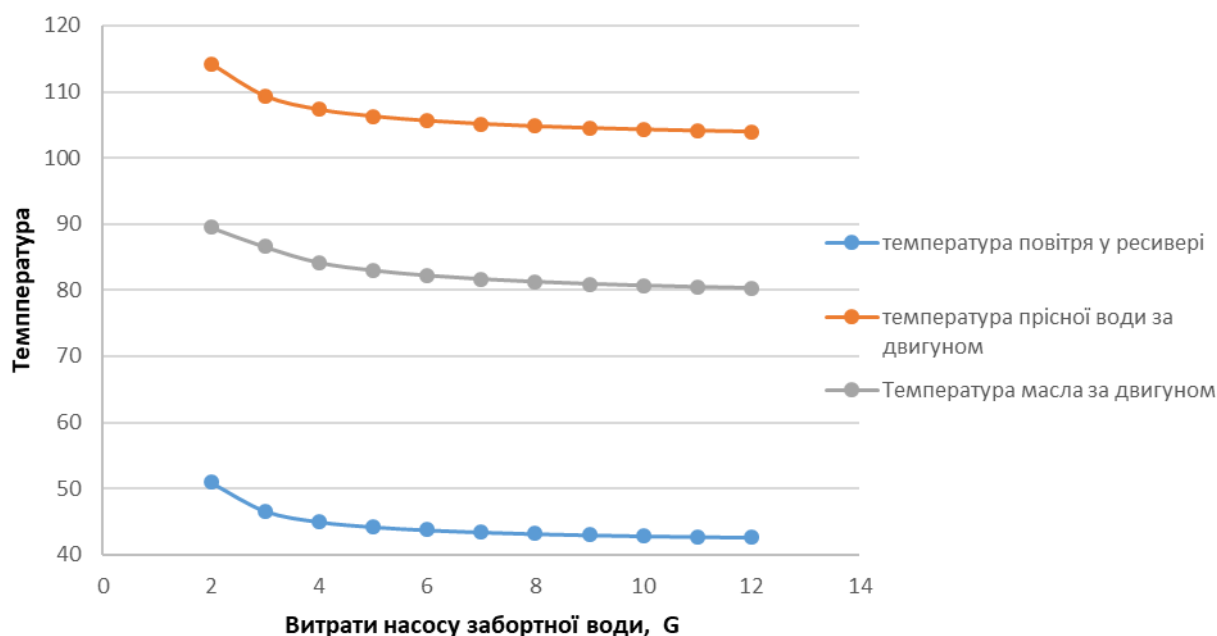


Рис. 3.5. Залежності температур теплоносіїв від витрат заборотної води системою охолодження двигуна Volvo Penta

На графіку, представленою на рис. 3.5, чітко спостерігається залежність: зі зменшенням витрат заборотної води відбувається зростання загальної температури двигуна. Хоч підвищення температури є значним, двигун зберігає здатність функціонувати в таких умовах без критичного порушення роботи. Це дозволяє зробити висновок, що спроектована система охолодження

володіє високим рівнем надійності навіть у екстремальних ситуаціях, зокрема при забрудненні відцентрового насоса, оскільки здатна підтримувати допустимі температурні режими двигуна навіть за умов погіршення характеристик потоку.

3.5 Висновок до розділу

У цьому розділі проведено опис системи та її елементів. До складу системи охолодження двигуна Volvo Penta типу D7E входять: водо-масляний охолоджувач (МО), 2 водо-водяних охолоджувача (ВВО1 та ВВО2), охолоджувач наддувного повітря (ОНП), відцентровий насос заборотної води та насос прісної води. Водо-водяні охолоджувачі (ВВО1 та ВВО2) однаковий діаметр, але різну довжини та масу.

Конструктивні параметри для ВВО1 – довжина трубок з розрахунком затінення частини довжини діафрагми – 1,307 м, внутрішній діаметр кожуха – 0,114 м, загальне число труб – 36, число труб в пучку між вирізами діафрагм – 36; для ВВО2 – довжина трубок з розрахунком затінення частини довжини діафрагми – 1,363 м; внутрішній діаметр кожуха – 0,114 м; загальне число труб – 36; число труб в пучку між вирізами діафрагм – 36. У водо – водяних охолоджувачах охолоджуючою рідиною є забортна вода (другий контур), яка після проходження через пучок труб виходить за борт катера. Охолоджувальною рідиною є прісна вода (перший контур) яка в свою чергу охолоджує наддувочне повітря в ОНП та масло в МО. Різниця у розмірах ВВО1 і ВВО2 не велика, тому їх зручно розташувати по обидва борти катера (ВВО2 з лівого борту, ВВО1 з правого борту).

Водо-масляний охолоджувач має менші конструктивні розміри ніж водо-водяні охолоджувачі: довжина трубок з розрахунком затінення частини довжини діафрагми – 0,907 м; внутрішній діаметр кожуха – 0,105 м; загальне число труб в пучку – 8. Охолоджена прісна вода до МО потрапляє з ВВО2 і тому його зручно розташувати з лівого борту катера (розташування ВВО1, ВВО2 і МО показано на креслені номер 2).

					КРМ.142.6221мз.25.10.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		62

Охолоджувач наддувочного повітря в порівнянні з іншими охолоджувачами має менші розміри: конструктивна довжина пучка – 0,392 м; конструктивна ширина пучка – 0,171 м; конструктивна висота пучка – 0,142 м; число поперечних рядів трубок – 17 шт. З урахування не великих розмірів ОНП монтується на саму двигуні, що є зручним та економить місце у машинному відділенні катера.

В результаті розрахунку системи було розраховані температури, які дозволяють проаналізувати надійність на працездатність спроектованої системи охолодження. Отримані температури: води за компресором $T_k = 142,9$ °С; повітря за ОНП, $T_s = 43,7$ °С; заборотної води за ВВО1; $T_{ww21} = 34,5$ °С; заборотної води за ВВО2, $T_{ww21} = 34,6$ °С; води перед дизелем, $T_{wd1} = 98,3$ °С; води за дизелем, $T_{wd2} = 108$ °С; води перед ОНП, $T_{w1} = 39,7$ °С; води за ОНП, $T_{w2} = 73,7$ °С; води перед МО, $T_{ww21} = 39,7$ °С; води за МО, $T_{wm1} = 56,6$ °С; масла на виході з двигуна, $T_{m1} = 90$ °С; масло за МО, $T_{m2} = 83,7$ °С.

					КРМ.142.6221мз.25.10.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		63

РОЗДІЛ 4. ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ МОДЕРНІЗОВАНОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ СУДНОВОГО ДВИГУНА VOLVO PENTA ТИПУ D7E

4.1 Обґрунтування необхідності модернізації системи охолодження

Система охолодження є критично важливим технологічним компонентом суднового двигуна, від ефективності якої безпосередньо залежать його надійність, економічність, довговічність та екологічні характеристики. Модернізація системи охолодження двигуна Volvo Penta типу D7E обумовлена низкою техніко-економічних і експлуатаційних факторів, що вимагають системного підходу для підвищення конкурентоспроможності судових енергетичних установок.

1. Техніко-експлуатаційні передумови модернізації:

Оптимізація теплових режимів: Існуюча система, хоча й забезпечує базові функції, не дозволяє підтримувати оптимальну температуру в усьому діапазоні навантажень та кліматичних умов. Це призводить до підвищеного зношування деталей, зростання ймовірності перегріву та зниження загального ресурсу двигуна.

Підвищення енергоефективності: Сучасні технології дозволяють мінімізувати гідравлічні втрати в контурах охолодження, зменшити потужність, що споживається циркуляційними насосами, та покращити коефіцієнт корисної дії (ККД) теплообмінних апаратів. Це безпосередньо впливає на витрату палива.

Збільшення стійкості до екстремальних умов: Дослідження показали, що система повинна бути стійкою до таких явищ, як забруднення проточної частини, що неминуче у судових умовах. Модернізація спрямована на створення запасу продуктивності та надійності для безперебійної роботи навіть при погіршенні характеристик.

Забезпечення відмовостійкості та ремонтпридатності: Впровадження модульної конструкції, стандартизація вузлів (наприклад, ВВО1 та ВВО2) та

					КРМ.142.6221мз.25.10.04.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		64

застосування сучасних матеріалів дозволить скоротити час простою на технічне обслуговування та ремонт.

2. Економічні передумови:

Зниження експлуатаційних витрат: Впровадження ефективнішої системи веде до скорочення споживання палива, мастил та технічних рідин. Зменшення кількості відмов та продовження міжремонтних періодів дозволяє значно скоротити витрати на утримання двигуна.

Подовження моторесурсу двигуна: Стабільний тепловий режим – ключ до мінімізації термічних напружень, корозії та зношування. Це прямо впливає на інтервали капітальних ремонтів і загальний строк служби силової установки.

Запобігання зупинкам та аваріям: Вартість аварійного ремонту на морі або простою судна через відмову системи охолодження на порядки перевищує витрати на її профілактичну модернізацію.

3. Екологічні та нормативні аспекти:

Дотримання сучасних екологічних стандартів: Ефективна система охолодження сприяє більш повному згорянню палива, знижуючи викиди шкідливих речовин (NO_x, CO, твердих частинок). Це відповідає вимогам таких організацій, як ІМО (Міжнародна морська організація).

Оптимізація енергоспоживання: Впровадження енергоефективних технологій відповідає світовій тенденції до "зелених" технологій у судноплаванні та може бути частиною стратегії зменшення вуглецевого сліду.

4. Конкурентні переваги:

Судно з модернізованою, надійною та економічною енергетичною установкою має вищу комерційну привабливість: нижчі операційні витрати на фрахт, меншу залежність від ремонтних сервісів, більшу автономність та відповідність екологічним критеріям, що дедалі частіше вимагаються фрахтувальниками.

Таким чином, модернізація системи охолодження двигуна Volvo Penta D7E не є довільним технічним удосконаленням, а необхідним заходом, об-

					KPM.142.6221мз.25.10.04.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		65

грунтованим комплексом технічних, економічних та екологічних причин. Вона спрямована на усунення існуючих недоліків базової системи, забезпечення стабільної та ефективної роботи двигуна в довгостроковій перспективі, а також на досягнення суттєвої економії коштів на всіх етапах життєвого циклу суднової енергетичної установки. Наступні підрозділи будуть присвячені детальному розрахунку економічної доцільності та очікуваної ефективності запропонованих модернізаційних рішень.

При визначенні економічного ефекту від впровадження в експлуатацію двигуна із модернізованою схемою системою охолодження для порівняння беремо аналогічний двигун зі звичайною системою охолодження.

У табл. 4.1 наведено техніко-економічні показники двигуна Volvo Penta D7E.

Таблиця 4.1. Основні техніко-економічні показники двигунів для порівняння

Найменування показників		Позначення	Двигун аналог	Спроектований двигун
Потужність двигуна, кВт		N_e	180	180
Частота обертання КВ, хв ⁻¹		n	2300	2300
Діаметр циліндра, м		D	0,108	0,108
Хід поршня, м		S	0,13	0,13
Маса суха, кг		G	690	690
Габарити, м:	довжина		1,76	1,76
	ширина		1,1	1,1
	висота		1,19	1,19
Питома витрата палива, кг/кВт·год.		g_p	0,200	0,1877
Питома витрата масла, кг/кВт·год.		g_m	0,00014	0,00014
Механічний ККД		η_m	0,82	0,84
Число контрольних ремонтів		η	1	1
Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах		ε_{min}	1,1	1,1
Коефіцієнт використання потужності		K_p	0,9	0,9
Коефіцієнт частини вартості роботи		b	0,05	0,05
Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту		$K_{кр}$	0,3	0,3
Час роботи за рік, год.		t	4500	4500
Ресурс двигуна до першого перебирання, год.		$t_{пер}$	5000	5000
Ресурс двигуна до капітального ремонту, год.		$t_{кр}$	120000	120000
Ціна установки, грн.		Π	460000	620000
Ціна палива, грн./т		Π_p	52000	52000
Ціна масла, грн./т		Π_m	87000	87000
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності		E	0,15	0,15

4.2 Розрахунок економічної ефективності впровадження в експлуатацію спроектованого двигуна

1) Річна продуктивність установки визначається за формулою, кВт за рік:

$$N = K_{\pi} \cdot N_e \cdot t.$$

Річна продуктивність для аналога (індекс 1) і для двигуна із модернізованою системою охолодження (індекс 2) відповідно маємо:

$$N_1 = 0,9 \cdot 180 \cdot 4500 = 729000 \text{ кВт за рік,}$$

$$N_2 = 0,9 \cdot 180 \cdot 4500 = 729000 \text{ кВт за рік.}$$

2) Термін служби установки визначається за формулою, років:

$$T = \frac{t_{\text{кр}}}{t}.$$

Для аналога і для двигуна з модернізованою системою охолодження відповідно маємо:

$$T_1 = \frac{120000}{4500} = 26,67 \text{ років,}$$

$$T_1 = \frac{120000}{4500} = 26,67 \text{ років.}$$

3) Річні поточні витрати на паливо визначаються за формулою, грн.:

$$З_{\pi} = g_{\pi} \cdot N \cdot \Pi_{\pi} \cdot 10^{-3}.$$

Річні поточні для аналога і для двигуна з модернізованою системою охолодження відповідно маємо:

$$З_{\pi 1} = 0,2 \cdot 729000 \cdot 52000 \cdot 10^{-3} = 7581600,0 \text{ грн.}$$

$$З_{\pi 2} = 0,1877 \cdot 729000 \cdot 52000 \cdot 10^{-3} = 7115331,6 \text{ грн.}$$

4) Річні поточні витрати на масло визначаються за формулою, грн.:

$$З_{\text{м}} = g_{\text{м}} \cdot N \cdot \Pi_{\text{м}} \cdot 10^{-3}.$$

Для аналога і для двигуна з модернізованою системою охолодження відповідно маємо

$$З_{\text{м}1} = 0,00014 \cdot 729000 \cdot 87000 \cdot 10^{-3} = 8879,2 \text{ грн.}$$

$$З_{\text{м}2} = 0,00014 \cdot 729000 \cdot 87000 \cdot 10^{-3} = 8879,2 \text{ грн.}$$

					КРМ.142.6221мз.25.10.04.ПЗ	Лист
						67
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

5) Річні витрати на поточний ремонт визначаються за формулою, грн.

$$З_{\text{пр}} = \frac{b \cdot t \cdot Ц}{t_{\text{пер}}}.$$

6) Для аналога і для двигуна з модернізованою системою охолодження відповідно маємо

$$З_{\text{пр1}} = \frac{0,05 \cdot 4500 \cdot 460000}{5000} = 20700,0 \text{ грн.},$$

$$З_{\text{пр1}} = \frac{0,05 \cdot 4500 \cdot 620000}{5000} = 27900,0 \text{ грн.}$$

7) Річні поточні витрати на капітальний ремонт визначаються за формулою, грн.

$$З_{\text{кр}} = \frac{K_{\text{кр}} \cdot t \cdot Ц}{t_{\text{кр}} \cdot \varepsilon_{\text{min}}}$$

Річні поточні витрати на капітальний ремонт для аналога і для двигуна з модернізованою системою охолодження відповідно маємо:

$$З_{\text{кр1}} = \frac{0,3 \cdot 4500 \cdot 460000}{120000 \cdot 1,1} = 4704,5 \text{ грн.},$$

$$З_{\text{кр2}} = \frac{0,3 \cdot 4500 \cdot 620000}{120000 \cdot 1,1} = 6340,9 \text{ грн.}$$

8) Річні витрати у споживача визначаються за формулою, грн.

$$U = З_{\text{п}} + З_{\text{м}} + З_{\text{кр}} + З_{\text{пр}}$$

Річні витрати у споживача визначаються для аналога і для двигуна з модернізованою системою охолодження відповідно маємо:

$$U_1 = 7581600,0 + 8879,2 + 20700,0 + 4704,5 = 7615883,8 \text{ грн.}$$

$$U_2 = 7115331,6 + 8879,2 + 27900,0 + 6340,9 = 7158451,7 \text{ грн.}$$

9) Річний економічний ефект у споживача від використання двигуна з модернізованою системою охолодження визначається за формулою, грн.

$$E_{\kappa} = \left[Ц_1 \cdot \frac{N_2}{N_1} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_1} + E_1}{\frac{1}{T_2} + E_2} \right) + \frac{U_3 - U_2}{\frac{1}{T_2} + E_2} \right] - Ц_2,$$

$$\text{де } U_3 = \frac{N_2}{N_1} \cdot U_1 = \frac{729000}{729000} \cdot 7615883,8 = 7615883,8 \text{ грн.}$$

$$E_k = \left[460000 \cdot \frac{729000}{729000} \cdot \left(\frac{\frac{1}{26,67} + 0,15}{\frac{1}{26,67} + 0,15} \right) + \frac{7615883,8 - 7158451,7}{\frac{1}{26,67} + 0,15} \right] - 620000 = 2279637,5 \text{ грн.}$$

Отже $E_k = 2279637,5$ грн.

10) Термін окупності двигуна з модернізованою системою охолодження визначається за формулою, років

$$T_{\text{окуп}} = \frac{\Delta K}{\Delta S},$$

де ΔK – додаткові одноразові витрати на модернізацію системи охолодження;

ΔS – річна економія при експлуатації нової установки, грн.:

$$\Delta S = 3_{\text{п1}} - 3_{\text{п2}} + 3_{\text{м1}} - 3_{\text{м2}} + 3_{\text{пр1}} - 3_{\text{пр2}} + 3_{\text{кр1}} - 3_{\text{кр2}} = U_1 - U_2,$$

$$\Delta S = 7615883,8 - 7158451,7 = 457432,0 \text{ грн.}$$

Отже, час окупності:

$$T_{\text{окуп}} = \frac{160000}{457432,0} = 0,35 \text{ року.}$$

4.3 Висновок до розділу

У даному розділі проведено техніко-економічне обґрунтування доцільності модернізації системи охолодження суднового двигуна Volvo Penta типу D7T шляхом порівняння з базовим аналогом.

На основі розрахунків, виконаних відповідно до чинної методики оцінки ефективності нової техніки, отримані наступні ключові результати:

1. Зниження питомої витрати палива завдяки модернізації системи охолодження становить приблизно 9,4% (з 0,2 до 0,1877 кг/кВт·год). Це прямо впливає на економію експлуатаційних витрат.

2. Річний економічний ефект від впровадження модернізованої системи охолодження складає 2279637,5 грн. Це свідчить про високу ефективність проекту з точки зору скорочення витрат на паливо та обслуговування.

					КРМ.142.6221мз.25.10.04.ПЗ	Лист
						69
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

3. Термін окупності додаткових капітальних витрат на модернізацію (у розмірі 160000 грн) становить лише 0,35 року. Це вкрай низький показник, який підтверджує економічну доцільність та швидку віддачу від інвестицій.

4. Зростання механічного ККД з 0,82 до 0,84 також свідчить про покращення енергоефективності двигуна та зменшення втрат у кривошипно-шатунному механізмі.

5. Екологічний ефект – зниження витрати палива безпосередньо веде до зменшення викидів шкідливих речовин у атмосферу, що відповідає сучасним вимогам щодо екологічної безпеки та відповідального судноплавства.

Таким чином, впровадження модернізованої системи охолодження двигуна Volvo Penta D7E є економічно вигідним та технічно обґрунтованим рішенням. Низький термін окупності, значне зниження експлуатаційних витрат та покращення екологічних показників роблять цю модернізацію привабливою для судновласників та експлуатаційних компаній. Даний проєкт може бути рекомендований до практичної реалізації з метою підвищення ефективності судових енергетичних установок.

					КРМ.142.6221мз.25.10.04.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		70

РОЗДІЛ 5. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТУ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

5.1 Аналіз потенційних небезпек під час експлуатації та обслуговування системи охолодження поліцейського катера

Під час експлуатації та обслуговування системи охолодження двигуна поліцейського катера існує комплекс потенційних небезпек, пов'язаних як з особливостями функціонування суднової енергетичної установки в цілому, так і зі специфікою роботи самого охолоджувального контуру. На першому плані знаходяться небезпеки механічного характеру, зумовлені наявністю рухомих частин у складі агрегатів системи. До них належать циркуляційні насоси прісної та забортної води, вентилятори примусового обдуву (за їх наявності), а також приводні механізми. Неізольовані обертові вали, муфти та лопасті колес становлять пряму загрозу травмування персоналу при проведенні регламентних робіт або огляду під час роботи двигуна. Окрім того, вся система працює під значним тиском, особливо в напірних магістралях та теплообмінних апаратах. Різке падіння тиску, гідравлічний удар або розгерметизація з'єднань можуть призвести до викиду гарячої рідини, розриву трубопроводів чи пошкодження корпусів теплообмінників, що супроводжується ризиком отримання механічних ушкоджень та опіків.

Сукупно з механічними чинниками діють значні термічні небезпеки. Температура охолоджуючої рідини в контурі двигуна може досягати 90–95 °С, а поверхні самого двигуна, вихлопних колекторів, патрубків і корпусів охолоджувачів (особливо ОНП) мають ще вищу температуру. Контакт з цими елементами без відповідних засобів захисту неминуче призводить до серйозних опіків. Ця небезпека посилюється в умовах обмеженого простору машинного відділення катера, де уникнути випадкового дотику до гарячих поверхонь складно. Хімічні фактори ризику пов'язані з властивостями технічних рідин, що використовуються в системі. Антифризи та спеціальні присадки в контурі прісної води, мастильні матеріали в МО, а також сама забортна

					КРМ.142.6221мз.25.10.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		71

вода, яка має високу корозійну активність і може містити забруднювачі, призводять до ризику уражень шкіри, слизових оболонок та органів дихання при розгерметизації, переливанні або проведенні очищувальних робіт.

Потенційні електричні небезпеки виникають через наявність електроприводів циркуляційних насосів, датчиків температури та тиску, а також систем автоматичного регулювання. Пошкодження ізоляції проводки, несправність заземлення або робота з електрообладнанням у умовах підвищеної вологості, характерної для машинного відділення, створюють загрозу ураження електричним струмом. Ергономічні небезпеки обумовлені особливостями розміщення агрегатів на тісному судні. Незручне розташування вузлів для огляду та обслуговування, необхідність виконувати роботи в незручних позах або обмежених технологічних отворах збільшує фізичне навантаження на персонал та підвищує ймовірність помилок, що може стати опосередкованою причиною аварійної ситуації. Крім того, під час плавання в штормову погоду додається фактор качки, що ще більше ускладнює безпечне виконання робіт та збільшує ризик травматизму. Комплексний аналіз усіх цих чинників є необхідною основою для розробки ефективних організаційно-технічних заходів щодо забезпечення безпеки експлуатації та обслуговування системи охолодження.

5.2 Заходи безпеки при обслуговуванні системи охолодження

Безпека при обслуговуванні системи охолодження поліцейського катера забезпечується через комплекс організаційних, технічних та особистих заходів, спрямованих на мінімізацію виявлених ризиків. Організаційна основа полягає в розробці та безумовному виконанні чітких інструкцій з безпечного проведення всіх видів робіт – від щоденного огляду до планово-попереджувального ремонту. Ці інструкції мають містити покрокові процедури з акцентом на небезпечні операції, такі як спуск тиску, дренажування системи, заміна рідин чи розбирання теплообмінних апаратів. Весь персонал, допущений до обслуговування, проходить обов'язковий первинний та періо-

					КРМ.142.6221мз.25.10.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		72

дичні повторні інструктажі, метою яких є роз'яснення потенційних небезпек та правил поведінки. Критично важливим є призначення окремої відповідальної особи за організацію безпечних робіт, яка координує дії, контролює дотримання правил та веде журнал усіх проведених операцій, фіксуючи стан системи до і після втручання.

Технічні заходи безпеки передбачають фізичне усунення або ізоляцію джерел небезпеки. Всі обертові частини насосів та вентиляторів повинні бути надійно закриті захисними кожухами, які знімаються лише для конкретного ремонту при повній зупинці та блокуванні приводів. Для запобігання руйнування від надмірного тиску система має бути оснащена сертифікованими запобіжними клапанами, настроєними на гранично допустимий рівень, а на ключових ділянках магістралей обов'язково встановлюються контрольно-вимірювальні прилади – манометри та термометри. Ефективним засобом попередження аварій є впровадження системи автоматичної сигналізації, яка за допомогою датчиків фіксує та сповіщає про критичне підвищення температури, падіння тиску, розгерметизацію або несанкціонований доступ до небезпечних зон. Корозійна стійкість та надійність системи досягаються вибором матеріалів (наприклад, мідних сплавів для трубчастих пакетів ОНП, нержавіючої сталі для корпусів), а також нанесенням захисних покриттів.

Незважаючи на технічні та організаційні засоби, особистий захист кожного працівника залишається останнім і найважливішим бар'єром. Перелік обов'язкових засобів індивідуального захисту включає термостійкі рукавиці зі спеціальних матеріалів для захисту від опіків при контакті з гарячими поверхнями чи рідинами, захисні окуляри або прозорі щитки для запобігання попаданню бризок технічних рідин у очі. Весь спецодяг має бути зроблений з непромокальних та міцних матеріалів, а взуття – мати антиковзну підошву, що особливо актуально на кількуючій палубі. При виконанні операцій, пов'язаних із промиванням системи, зливанням антифризу чи роботою в закритих відсіках з можливими парами, обов'язковим є використання респіраторів відповідного класу захисту. Ці заходи, втілені в комплексну систему управління

					КРМ.142.6221мз.25.10.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		73

охороною праці, утворюють необхідний рівень захисту для забезпечення безвідмовної та безпечної експлуатації системи охолодження в умовах служби поліцейського катера.

5.3 Екологічні аспекти експлуатації системи охолодження

Експлуатація системи охолодження суднового двигуна на поліцейському катері пов'язана з низкою екологічних аспектів, які потребують контролю та мінімізації впливу на водне середовище та атмосферу. Пріоритетним завданням є запобігання прямому забрудненню акваторії. Основним джерелом такого ризику є потенційна розгерметизація контурів і витік технічних рідин. Герметичність всіх з'єднань, трубопроводів, теплообмінних апаратів та ємностей є обов'язковою вимогою. Особливу увагу слід приділити контуру прісної води, оскільки в ньому циркулює розчин антифризу та присадок, що є хімічно активними речовинами. Для повного усунення ризику при плановому дренажуванні або аварійних витіках необхідно передбачити систему збору та утилізації відпрацьованих рідин у спеціальні герметичні ємності з подальшою передачею на берегові пункти прийому. Суттєвим кроком є використання сучасних біорозкладних або малотоксичних антифризів на основі пропіленгліколю, що зменшує екологічну шкоду у разі мінімальних, неминучих втрат. Система має бути обладнана датчиками витіку, особливо в зоні МО та ВВО, для оперативного виявлення проблем.

Окрім хімічного забруднення, система вносить внесок у теплове забруднення навколишнього середовища, оскільки забортна вода, яка приймає тепло в ВВО, скидається назад у водойму з підвищеною температурою. Це може порушувати локальну термостабільність, особливо в замкнутих акваторіях портів або в місцях з невисокою проточністю. Для мінімізації цього впливу необхідно працювати над оптимізацією теплових режимів усієї енергетичної установки. Ефективна робота охолоджувачів (ВВО, ОНП, МО), завдяки якій тепло від двигуна максимально передається забортній воді, насправді є джерелом проблеми. Тому основним шляхом зменшення теплового скиду є під-

					КРМ.142.6221мз.25.10.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		74

вищення загальної енергоефективності двигуна та його систем, що веде до зменшення кількості теплоти, яку необхідно розсіяти. Крім того, можна досліджувати можливості використання замкнутих контурів з повним відсутністю прямого скиду гарячої води в різкий сезон або в особливо чутливих екологічних зонах, хоча це ускладнює конструкцію.

Екологічний ефект системи охолодження також проявляється опосередковано, через вплив на викиди двигуна. Коротко кажучи, її основним екологічним завданням є забезпечення оптимального теплового режиму двигуна. Якісне охолодження наддувочного повітря в ОНП безпосередньо впливає на ефективність згоряння палива, знижуючи утворення оксидів азоту (NO_x) – одного з головних забруднювачів від судових дизелів. Недостатнє охолодження масла в МО може призвести до його перегріву, погіршення властивостей та, як наслідок, до збільшення викидів твердих частинок і неспалених вуглеводнів. Таким чином, сучасна, добре спроектована та обслуговувана система охолодження є важливим інструментом для дотримання суворих екологічних норм IMO Tier II/III. Використання енергоефективних циркуляційних насосів з регульованою подачею додатково зменшує загальне енергоспоживання судна, скорочуючи витрату палива та, відповідно, супутні викиди CO₂ та SO_x. Таким чином, екологічна відповідальність при експлуатації полягає не лише в запобіганні безпосереднім викидам, але й у підтримці всієї системи в стані максимальної технічної досконалості для мінімізації її непрямого впливу на довкілля.

5.4 Дії в аварійних ситуаціях

Ефективні та чіткі дії в аварійних ситуаціях є критично важливими для запобігання розвитку небезпечних подій, мінімізації наслідків та забезпечення безпеки екіпажу та судна при експлуатації системи охолодження. Весь персонал має бути ознайомлений із заздалегідь розробленими процедурами та алгоритмами дій для найбільш ймовірних аварійних сценаріїв.

					КРМ.142.6221мз.25.10.05.ПЗ	Лист
						75
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Першим і основним кроком у будь-якій аварійній ситуації, пов'язаній із системою охолодження, є негайне інформування вахтового механіка та капітана. Далі дії залежать від характеру події.

У випадку розгерметизації системи та витоку охолоджуючої рідини, необхідно якнайшвидше локалізувати джерело. Якщо це можливо безпечно, слід закрити відповідні вентиля на напірній та зворотній магістралях ізоляції пошкодженої ділянки. При значному витоку гарячої рідини чи антифризу першочерговим завданням є захист персоналу від опіків та вдихання парів. Необхідно включити примусову вентиляцію машинного відділення та, у разі потреби, використати респіратори. Розливу рідину слід якнайшвидше зібрати за допомогою абсорбуючих матеріалів (сорбентів, піску) та спеціальних гребків у герметичні контейнери для подальшої утилізації, не допускаючи потрапляння її за борт або в більярд. Після локалізації витоку двигун повинен бути зупинений для проведення огляду та ремонту.

При різкому зростанні температури охолоджуючої рідини (перегріві двигуна) дії повинні бути спрямовані на швидке зниження теплового навантаження та пошук причини. Необхідно негайно зменшити оберти двигуна до мінімальних, що дозволяють підтримувати хід, або, за можливості, перейти на резервний двигун, якщо такий передбачений. Варто перевірити показники рівня рідини в розширювальному бачку, працездатність термостата, циркуляційних насосів (прісної та забортної води) та відсутність повітряних пробок у системі. Одночасно слід контролювати температуру в усіх ключових точках: на виході з двигуна, після ОНП та МО. Якщо температура продовжує неконтрольовано зростати, двигун повинен бути аварійно зупинений для попередження критичного пошкодження через задирання або теплову деформацію.

Окремий протокол дій розробляється для ситуації втрати тиску в системі, що може свідчити про масову виток або відмову насоса. У такому разі спрацювання сигналізації про низький тиск має бути сигналом для миттєвої перевірки всієї системи візуально та за показами манометрів. Якщо насос

					КРМ.142.6221мз.25.10.05.ПЗ	Лист
						76
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

працює, а тиск падає, це однозначно вказує на витік. Дії аналогічні до описані вище для розгерметизації. Якщо насос не працює, необхідно спробувати запустити резервний насос (якщо він є) або готуватися до зупинки двигуна.

Після будь-якої аварійної ситуації, навіть успішно локалізованої, забороняється продовжувати експлуатацію без повного з'ясування причин та усунення несправності. Усі події, дії екіпажу та наслідки обов'язково фіксуються у судовому журналі. Проводиться детальний огляд усіх суміжних систем, оцінка можливих прихованих ушкоджень, а також аналіз ефективності дій персоналу з метою вдосконалення аварійних процедур та проведення цільових тренувань у майбутньому.

5.5 Висновок до розділу

В даному розділі було проведено комплексне дослідження питань охорони праці та захисту навколишнього середовища в контексті експлуатації та обслуговування системи охолодження судового двигуна Volvo Penta D7E, встановленого на поліцейському катері. Проведений аналіз дозволив виявити та систематизувати потенційні небезпеки механічного, термічного, хімічного, електричного та ергономічного характеру, властиві даній системі в умовах обмеженого простору машинного відділення та під час виконання службових завдань у різноманітних погодних умовах.

На основі виявлених ризиків було розроблено комплекс організаційно-технічних заходів безпеки. Цей комплекс включає суворі процедури інструктажу та допуску персоналу, технічні засоби захисту (захисні кожухи, запобіжні клапани, системи контролю та сигналізації), а також чіткі вимоги до застосування засобів індивідуального захисту. Особлива увага приділена створенню та вдосконаленню інструкцій з безпечного ведення робіт, які є основою для запобігання аварійності та травматизму.

Екологічні аспекти експлуатації розглянуті з позицій як прямого, так і опосередкованого впливу на довкілля. Встановлено, що основним пріоритетом є запобігання забрудненню водного середовища через герметизацію кон-

					КРМ.142.6221мз.25.10.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		77

турів, використання біорозкладних технічних рідин та організацію системи збору відходів. Окремо підкреслено роль ефективної системи охолодження як інструменту дотримання міжнародних екологічних норм (ІМО Tier) шляхом забезпечення оптимального теплового режиму двигуна та зниження шкідливих викидів.

Критично важливим елементом забезпечення безпеки визначено чіткий алгоритм дій в аварійних ситуаціях, що охоплює сценарії розгерметизації, перегріву та втрати тиску. Наголошено на обов'язковості пост-аварійного аналізу та документального фіксування всіх подій для подальшого вдосконалення процедур.

Узагальнюючи, результати розділу підтверджують, що безпечна та екологічно відповідальна експлуатація системи охолодження поліцейського катера можлива лише за умови інтеграції трьох ключових компонентів: постійного контролю та мінімізації виробничих ризиків, суворого дотримання природоохоронних принципів та підготовленості екіпажу до дій в нештатних ситуаціях. Реалізація викладених заходів не лише захистить життя та здоров'я персоналу, але й сприятиме підвищенню надійності катера, зменшенню його екологічного сліду та ефективному виконанню ним службових функцій.

					КРМ.142.6221мз.25.10.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		78

ВИСНОВОК ДО РОБОТИ

У даній кваліфікаційній роботі було проведено комплексне дослідження та розроблено раціональну схему системи охолодження для суднового двигуна Volvo Penta D7E на поліцейському катері. Отримані результати підтверджують технічну доцільність та економічну ефективність запропонованого рішення.

Проектування двоконтурної маловитратної системи охолодження дозволило оптимізувати тепловий режим двигуна, зокрема забезпечити зниження температури наддувного повітря до 43...45 °С, що позитивно впливає на паливну економічність та екологічні показники. Розрахунки теплообмінних апаратів (водяних охолоджувачів, масляного охолоджувача та охолоджувача наддувного повітря) підтвердили можливість їх компактного розміщення в обмеженому просторі машинного відділення катера.

Економічне обґрунтування засвідчило значну ефективність модернізації: зниження питомої витрати палива на 9,4 %, річний економічний ефект понад 2 млн грн та дуже низький термін окупності – близько чотирьох місяців. Це робить проєкт привабливим для практичного впровадження.

Окремо розглянуто питання охорони праці та захисту навколишнього середовища. Запропоновані організаційно-технічні заходи дозволяють забезпечити безпечну експлуатацію двигуна, мінімізувати вплив шкідливих факторів на персонал та запобігти забрудненню морського середовища, що відповідає вимогам міжнародних конвенцій.

Таким чином, результати роботи свідчать про те, що модернізація системи охолодження двигуна Volvo Penta D7E є технічно обґрунтованим, економічно вигідним та екологічно відповідальним рішенням, спрямованим на підвищення ефективності суднової енергетичної установки в цілому.

					КРМ.142.6221мз.25.10.00.ПЗ	Лист
						79
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Список використаної літератури

1. Керівництво з експлуатації двигуна Volvo Penta D7E TA, 2008. – 96 с.
2. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
3. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / За ред. проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 428 с.
4. Woodyard, D. F. Pounder’s marine diesel engines and gas turbines - 8th edn. / Elsevier Ltd., 2004. – 914 p.
5. Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. Handbook of Diesel Engines / Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.
6. Moshentsev, Y., Gogorenko, O., Dvirna, O. (2022). Possibilities for Improving the Cooling Systems of IC Engines of Marine Power Plants. Advances in Science and Technology Research Journal, 16(3), 183-192. doi:10.12913/22998624/149658
7. Moshentsev, Y., Gogorenko, O., Dvirna, O. (2022). Rational liquid cooling systems of internal combustion engines. Advances in Science and Technology Research Journal, 16(1), 158-169. doi:10.12913/22998624/144345
8. Теплообмінні апарати. Навчальний посібник для студентів спеціальності 144 "Теплоенергетика" / Анастасенко С. М., Жигуліна В. В., Семенов М. М., Соломонюк Д. М., Шаповалов Ю. О., Швець І. А., Шостак О. В. – Первомайськ: НУК, – Львів, «Новий світ-2000», 2023. – 228 с.
9. Правила класифікації та побудови малих суден. Регістр судноплавства України. – Київ, 2002.
10. Кузнєцов В. В. Економічна оцінка проектних рішень в судновій енергетиці. – Миколаїв: НУК, 2005. – 70 с.
11. Закон України «Про охорону праці» // Відомості Верховної Ради України, 1992, № 49, ст. 668.

					КРМ.142.6221мз.25.10.00.ПЗ	Лист
						80
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

12. Винокурова Л. Е. Основи охорони праці: Підручник для проф.-техн. навч. закладів / Л. Е. Винокурова, М. В. Васильчук, М. В. Гаман. – К. : Вікторія, 2001. – 192 с.

13. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5. Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом “Інженерна механіка” / За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 466 с.

					КРМ.142.6221мз.25.10.00.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		81