

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

Кафедра двигунів
внутрішнього згорання,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри
Олексій ГОГОРЕНКО



« ___ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ПРОЄКТУВАННЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ
З КІЛЬОВИМ ОХОЛОДЖУВАЧЕМ ДЛЯ СУДНОВОГО ДВИГУНА

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Олексій ГОГОРЕНКО

Здобувач освіти




Олег ОЛЄЙНИК

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

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

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Олейнику Олегу Павловичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження та проектування системи охолодження з кільовим охолоджувачем для суднового двигуна

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

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

3. Строк подання здобувачем роботи

4. Вихідні дані до роботи Двигун 12ЧН 13/14; потужність двигуна – 500 кВт; частота обертання колінчатого валу – 2100 хв⁻¹; ступінь стиску – 14; температура навколишнього середовища – 40 °С.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) застосування двигуна на лоцманському катері; моделювання робочого циклу двигуна; розрахунок теплового балансу двигуна; розрахунок розходів води, масла та наддувного повітря; проектування системи охолодження з кільовим охолоджувачем; економічне обґрунтування впровадження модернізованої системи охолодження; охорона праці та навколишнього середовища при експлуатації лоцманського катера

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) Поперечний переріз двигуна; схема системи охолодження; охолоджувач масла, охолоджувач наддувного повітря; кільовий охолоджувач

АННОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі проведено дослідження та розроблено проєкт вдосконаленої системи охолодження головного двигуна лоцманського катера. Метою роботи було підвищення ефективності, економічності та екологічності суднового дизеля типу 12ЧН 13/14 шляхом модернізації його системи охолодження.

На основі аналізу існуючих схем обґрунтовано необхідність переходу від традиційної повнопоточної системи до маловитратної схеми з кільовим водо-водяним охолоджувачем. Виконано тепловий розрахунок робочого циклу двигуна, що дозволило визначити його основні енергетичні параметри та теплове навантаження. Розроблено принципово нову схему системи, яка реалізує принцип місцевого переохолодження теплоносіїв з розподілом потоку на три оптимізовані гілки. Проведено детальний розрахунок високоефективних теплообмінників – охолоджувача наддувного повітря та маслоохолоджувача, а також визначено площу поверхні інтегрованих у корпус кільових охолоджувачів.

Головним технічним результатом є радикальне зниження температури наддувного повітря, що надходить у ресивер двигуна, зі 168,5 °С до 31,4 °С. Це забезпечує зниження питомої витрати палива з 0,218 до 0,212 кг/(кВт·год) та скорочення викидів оксидів азоту (NO_x) приблизно на 30 %. Економічний розрахунок демонструє термін окупності додаткових капітальних витрат усього за 1,3 року завдяки річній економії на паливі. Оцінка впливу на охорону праці та навколишнє середовище виявила додаткові переваги: поліпшення мікроклімату та зниження шуму в машинному відділенні, зменшення викидів CO₂ та SO_x, скорочення ризиків забруднення акваторії.

Ключові слова: система охолодження, судновий дизельний двигун, кільовий охолоджувач, наддувне повітря, маловитратна система, лоцманський катер.

ABSTRACT

This qualification thesis presents a study and design of an advanced cooling system for the main engine of a pilot boat. The aim of the work was to increase the efficiency, economy, and environmental friendliness of a marine diesel engine type 12ChN 13/14 by modernizing its heat removal system.

Based on an analysis of existing schemes, the necessity of transitioning from a traditional full-flow system to a low-flow system with a keel cooler was justified. A thermal calculation of the engine's working cycle was performed, allowing for the determination of its main energy parameters and thermal load. A fundamentally new system configuration was developed, implementing the principle of local supercooling of heat carriers with flow distribution into three optimized branches. A detailed calculation of high-efficiency heat exchangers – the charge air cooler and the lube oil cooler – was conducted, and the surface area of keel coolers integrated into the hull was determined.

The key technical result is a radical reduction in the temperature of charge air entering the engine manifold, from 168.5 °C to 31.4 °C. This ensures a reduction in specific fuel consumption from 0.218 to 0.212 kg/(kWh) and an approximate 30% reduction in nitrogen oxide (NO_x) emissions. The economic calculation demonstrates a payback period for additional capital costs of only 1.3 years due to annual fuel savings. The assessment of the impact on occupational safety and the environment revealed additional benefits: improved microclimate and reduced noise in the engine room, decreased CO₂ and SO_x emissions, and reduced risks of water pollution.

The work proves the high technical, economic, and environmental feasibility of the proposed solution for enhancing the competitiveness of marine power plants.

Keywords: cooling system, marine diesel engine, keel cooler, charge air, low-flow system, pilot boat.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА ТИПУ 12ЧН 13/14 НА ЛОЦМАНСЬКОМУ КАТЕРІ.....	7
1.1 Загальна характеристика лоцманського катера	7
1.2 Особливості енергетичної установки на катерах	9
1.3 Режими роботи дизелів на катерах.....	12
1.4 Обґрунтування проведення модернізації	13
1.5 Розміщення обладнання енергетичної установки в машинному відділенні	15
1.6 Висновок до розділу.....	20
РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ТИПУ 12ЧН 13/14.....	22
2.1 Порівняння двигуна 12ЧН 13/14 з подібними	22
2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна типу 12ЧН 13/14.....	23
2.2.1 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна.....	23
2.2.2 Моделювання робочого циклу.....	26
2.3 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми	34
2.4 Розрахунок теплового балансу двигуна типу 12ЧН 13/14	36
2.5 Розрахунок розходів води, масла та наддувного повітря.....	38
2.6 Висновок до розділу.....	39
РОЗДІЛ 3. ПРОЄКТУВАННЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ З КІЛЬОВИМ ОХОЛОДЖУВАЧЕМ ДЛЯ ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 12ЧН 13/14.....	41
3.1 Аналіз існуючих систем охолодження суднових двигунів	41
3.2 Вибір та особливості запропонованої системи охолодження.....	45
3.2.1 Вимоги до запропонованої системи. Обрання схеми системи охолодження.....	45

					КРМ.142.6221мз.25.08.00.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		3

3.2.2 Теплообмінники модернізованої системи охолодження.....	47
3.3 Розрахунок системи охолодження двигуна	49
3.3.1 Методика розрахунку системи охолодження.....	50
3.3.2 Методики розрахунку теплообмінників.....	55
3.3.3 Основа для вибору кільових охолоджувачів.....	56
3.3.4 Результати розрахунку запропонованої системи охолодження.....	58
3.4 Висновок до розділу.....	62
РОЗДІЛ 4. ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ	
МОДЕРНІЗОВАНОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ СУДНОВОГО	
ДВИГУНА ТИПУ 12ЧН 13/14	
4.1 Мета та передумови модернізації. Вибір порівняльного базису	64
4.2 Розрахунок економічної ефективності впровадження в експлуатацію	
двигуна з модернізованою системою охолодження.....	65
4.3 Висновок до розділу.....	68
РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ПРИ	
ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЛОЦМАНСЬКОГО КАТЕРА З МОДЕРНІЗОВАНОЮ	
СИСТЕМОЮ ОХОЛОДЖЕННЯ	
5.1 Актуальність питання безпеки та екології в судновій енергетиці.....	70
5.2 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів в машинному	
відділенні	70
5.3 Вплив модернізованої системи охолодження на умови праці	
в машинному відділенні	72
5.4 Вплив модернізованої системи охолодження на навколишнє	
середовище	73
5.5 Основні заходи щодо забезпечення охорони праці та безпеки	
експлуатації	74
5.6 Висновок до розділу.....	76
ВИСНОВОК ДО РОБОТИ.....	78
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	80

ВСТУП

Сучасний розвиток суднобудування та морської інфраструктури супроводжується посиленням вимог до ефективності, екологічності та надійності суднових енергетичних установок. Особливу актуальність ці питання набувають для спеціалізованих суден, таких як лоцманські катери, які працюють у режимі частоті зміни навантажень та потребують високої маневреності, автономності та безвідмовності. Важливу роль у забезпеченні оптимальної роботи суднового двигуна відіграє система охолодження, від якої безпосередньо залежать його потужність, економічні показники, ресурс та екологічна безпека.

Традиційні повнопоточні системи охолодження, широко поширені на судах, не завжди здатні ефективно забезпечити необхідний температурний режим, особливо в умовах підвищених температур навколишнього середовища. Це призводить до перегріву наддувного повітря, зростання питомих витрат палива, підвищення шкідливих викидів та скорочення міжремонтного періоду двигуна. У зв'язку з цим постає необхідність пошуку та впровадження нових, більш досконалих рішень.

Метою даної кваліфікаційної роботи є дослідження та проектування вдосконаленої системи охолодження з кільовим охолоджувачем для суднового двигуна типу 12ЧН 13/14 (ЯМЗ-240), що встановлюється на лоцманському катері. Основним завданням є розробка маловитратної схеми, здатної забезпечити інтенсивне охолодження наддувного повітря та інших теплоносіїв навіть за екстремальних зовнішніх умов, що дозволить підвищити економічність, екологічність та надійність силової установки.

Завданнями роботи є: аналіз застосування двигуна 12ЧН 13/14 на лоцманському катері та обґрунтування необхідності модернізації його системи охолодження; моделювання та розрахунок робочого циклу обраного двигуна для визначення його основних енергетичних і теплових параметрів; аналіз існуючих систем охолодження, розробка та тепловий розрахунок принципово нової маловитратної схеми з кільовим охолоджувачем та високоефективними теплообмін-

					КРМ.142.6221мз.25.08.00.ПЗ	Лист
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

никами; техніко-економічне обґрунтування ефективності впровадження запропонованої системи; оцінка впливу модернізованої системи на умови праці в машинному відділенні та навколишнє середовище.

Об'єктом дослідження є система охолодження суднового дизельного двигуна. Предметом – процеси теплообміну та схемне рішення маловитратної системи охолодження з кільовим теплообмінником.

Теоретичною основою роботи слугують фундаментальні положення тепло-техніки, теорії двигунів внутрішнього згорання, суднових енергетичних установок та сучасні методики проектування теплообмінної апаратури.

Практична значущість роботи полягає в розробці конкретного інженерного рішення, готового до впровадження, яке дозволить суттєво підвищити ефективність експлуатації лоцманських катерів. Отримані результати можуть бути використані при модернізації та проектуванні систем охолодження інших суднових дизельних установок подібного класу.

Робота виконана на кафедрі двигунів внутрішнього згорання, установок та технічної експлуатації Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова.

					КРМ.142.6221мз.25.08.00.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		6

РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА ТИПУ 12ЧН 13/14 НА ЛОЦМАНСЬКОМУ КАТЕРІ

1.1 Загальна характеристика лоцманського катера

Лоцманський катер призначається для доставки і зняття лоцманів з суден, що підлягають лоцманській проводці, лоцманського супроводу на судноплавних шляхах, обстеження стану судноплавних шляхів.

Район плавання III обмежений, відповідно до Регістра судноплавства України [1] (з видаленням від місця притулку на 20 миль, або відстань між місцями притулку до 40 миль). По засобах радіозв'язку – плавання в морському районі A1 відповідно до GMDSS.

Архітектурно-конструктивний тип судна:

Прототип – самохідне, сталеве, однопалубне двогвинтове судно з похилим форштевнем, крейсерською кормою, трьома головними водонепроникними перегородками ділення на відсіки, кормовим розташуванням машинного відділення, рубкою в середній частині корпусу, та надлишковим надводним бортом.

Судно спроектоване на клас Регістра судноплавства України КМ★ЛУ1□□□.

Судно побудоване у відповідності з наступними правилами і нормами:

- Регістра судноплавства України. Правила класифікації та побудови малих суден;
- Правила фарбування судів. РТМ31.5011.76;
- Санітарні правила для морських судів;
- Вимоги техніки безпеки, охорони праці і промсанітарії. РД 31.81.01-87;
- Інші правила, вимоги і норми, що поширюються на розроблювальне судно і діють на період розробки.

Судно побудоване також відповідно до діючих стандартів, технічних умов на постачання устаткування і матеріалів.

Основні характеристики судна прототипу

Головні розміри:

Довжина найбільша, м.....25,0

					КРМ.142.6221мз.25.08.01.ПЗ	Лист
						7
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Довжина між перпендикулярами, м.....21,0
Ширина найбільша, м.....6,0
Ширина найбільша по КВЛ, м.....5,6
Висота борта на міделі, м.....2,9
Осадка по КВЛ, м.....1,8

Форма корпусу:

Судно має плавні обведення з великою килеватістю. Коефіцієнти повноти при осаді по КВЛ:

Водотоннажності.....0,451;
Площі ватерлінії.....0,760;
Площі мідель-шпангоута.....0,711.

Водотоннажність, осадка:

Найбільша водотоннажність складе приблизно 108 т при осадці 1,78 м у морській воді зі щільністю 1,025 т/м³.

Водотоннажність порожнього судна складе приблизно 95,8 т при осаді 1,71 м у морській воді зі щільністю 1,025 т/м³.

Морехідні якості.

Швидкість ходу при осаді 1,8 м, сумарної потужності 1000 кВт на фланцях головних двигунів, при хвилюванні і вітрі не більш одного балу, на глибокій воді – 12,5 вузлів.

Судно має гарну схожість на хвилю, малу заливаємість.

Судно забезпечує роботу з прямого призначення при стані моря до 5 балів хвилювання.

Діаметр циркуляції – близько 1,5 корпусу.

Остійність судна забезпечується відповідно до вимог Регістра [1], непотоплюваність забезпечується при затопленні одного будь-якого відсіку.

Дальність плавання при швидкості ходу 12,5 вузлів складає 740 миль.

Автономність плавання складає 24 години. Автономність по запасах палива і прісної води 5 діб.

					КРМ.142.6221мз.25.08.01.ПЗ	Лист
						8
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1.2 Особливості енергетичної установки на катерах

В даний час на судах морського флоту застосовують три основних типи енергетичних установок:

- ДЕУ – дизельна енергетична установка;
- ГТУ – газотурбінна енергетична установка;
- ПТУ – паротурбінна енергетична установка.

Однак слід зазначити, що частка їхнього використання на судах різного призначення неоднакова.

Зараз, на більшості сучасних судів застосовуються ДЕУ і спостерігається тенденція усе більш широкого їхнього поширення. Частка дизельних установок у загальному обсязі споруджуваних судів перевищує 90 %. Це пояснюється високою паливною економічністю, відносною простотою обслуговування, можливістю одержання великого діапазону агрегатних потужностей на базі стандартних типорозмірів, більшим асортиментом використовуваних палив (у тому числі важких високов'язких палив), з високим рівнем автоматизації, тривалим ресурсом, високою надійністю.

Газотурбінні установка на транспортних судах мають обмежену область застосування внаслідок цілого ряду факторів, з яких основними є неможливість застосування важких сортів палива й обмежений ресурс. Але вони знайшли своє місце на відносно великих судах, де вони використовуються в ряді випадків більш ефективно в порівнянні з іншими типами ЕУ із за низьких массогабаритних показників.

Паротурбінні установки найбільш широко застосовуються на танкерах великої водотоннажності (більш 100 тис. тон), контейнеровозах і метановозах. Поширення ПТУ на цих судах обумовлено наступними, причинами:

- можливість створення компактних ЕУ при потужності головного двигуна більш 20 МВт;
- низькими массогабаритними показниками;
- високою надійністю;

					КРМ.142.6221мз.25.08.01.ПЗ	Лист
						9
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

– здатністю ефективно працювати на різних сортах палива, включаючи топкові мазути, природний газ і вугілля.

Проте, як показують результати проведених техніко-економічних аналізів, навіть на крупнотонажних танкерах дизельна енергетична установка найчастіше ефективніше паротурбінної установки. Про це свідчать випадки переустаткування крупнотонажних танкерів із заміною ПТУ на ДЕУ, в останні роки основною причиною, що стримує застосування ПТУ, стає їхня низька економічність, що характеризується $g_e = 245...280$ г/кВт·г, тоді як у ДЕУ $g_e = 170...180$ г/кВт·г.

При порівнянні СЕУ різних варіантів крім економічності варто враховувати і тип судна, його призначення, характерні умови експлуатації, специфічні вимоги.

Відповідно до перерахованих вище факторів, можна стверджувати, що вибір дизельної енергетичної установки для лоцманського катера виправданий.

Вибір типу головного двигуна виконується з урахуванням призначення судна й умов розміщення головного двигуна в машинному відділенні.

Для даного типу судна найбільш придатної буде установка ВОД. Високооборотові двигуни мають у порівнянні з МОД і СОД кращі масові і вартісні показники, однак, більші питомі витрати палива й масла, менший ресурс роботи і підвищений рівень шуму. Застосування ВОД обумовлює наявність редуктора.

Застосування ВОД у СЕУ дозволяє значно знизити масу габарити ПУ (у порівнянні з варіантом використання СОД), забезпечити більш високу ремонтоздатність і більш низьку вартість установки.

Потужносний ряд ВОД, що задовольняють розрахунку ходовості судна широкий. З нього необхідно вибрати двигун, який би найбільш краще задовольняв по своїм потужносним, економічним, габаритним і масовим показникам. З ряду двигунів, що випускаються різними фірмами обираємо двигун, що випускається ВАТ «Автодизель», ЯМЗ-240 (характеристика наведена в табл. 1.1, двигун зображено на рис. 1.1) тому що він має ряд переваг у порівнянні з аналогічними двигунами:

– низька питома витрата палива;

					КРМ.142.6221мз.25.08.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		10

- потужність достатня для досягнення проектної швидкості;
- двигун випускається відомою фірмою виробником і має центри сервісного обслуговування.

Таблиця 1.1. Технічна характеристика двигуна ЯМЗ-240

Показники	ЯМЗ-240
Потужність, кВт	500
Число і розташування циліндрів	V12
Діаметр циліндра, мм	130
Хід поршня, мм	140
Робочий об'єм циліндрів, л	22,3
Питома витрата палива, г/(кВт·год)	214
Частота обертання валу двигуна, хв ⁻¹	2100
Габарити, мм	1760×1100×1190
Маса, кг	1790

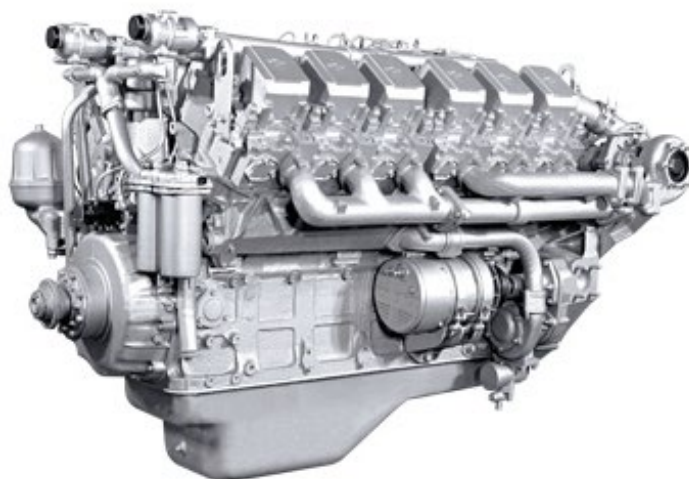


Рис. 1.1. Загальний вид двигуна ЯМЗ-240

Основним традиційним типом рушія є відкриті гребні гвинти. Також гребний гвинт може бути розташовано в поворотних або нерухомих насадках. Двовальні установки мають підвищену надійність та поліпшують маневреність судна.

Останнім часом набули широкого поширення гвинто-рульові колонки (ГРК). Вбудовані в корпус ГРК можуть мати необмежену максимальну потужність, створюють додатковий упор і забезпечують маневреність, що підвищує безпеку судноплавства і можливості судна. Найбільше використання вони отримали на буксирах, автомобільних і пасажирських поромках тощо.

На лоцманському судні використовуються гвинти фіксованого кроку.

1.3 Режими роботи дизелів на катерах

Головні та допоміжні двигуни судна працюють в умовах практично безперервної зміни навантаження. Сукупність показників, які характеризують роботу двигуна на визначених навантаженні та зовнішніх умовах, називають режимом.

До основних параметрів роботи двигуна відносяться: частота обертання валу n , хв.⁻¹; крутний момент на валу, M_k , кН·м; потужність $N = M_k \cdot \omega$, Вт; годинна витрата палива, g_T кг/год; питома витрата палива $g_e = g_T / N$, кг/(кВт·год); різні ККД. Окрім перелічених показників до основних відносять відповідні показники робочого процесу аналізованого двигуна. Загальним енергетичним показником двигуна є його потужність [2, 3, 4].

Номінальна потужність – це тривала ефективна потужність двигуна, призначена та гарантована виробником на заданій частоті обертання, заданих навколишніх умовах, повній комплектності та робочих умовах, для яких призначений двигун з урахуванням можливості розвитку максимальної потужності.

Під *максимальною потужністю* розуміють перевантажувальну потужність з якою двигун має працювати без аварійних наслідків протягом 1...2 годин з перервою 10 годин.

Для головних судових двигунів поняття потужності пов'язане з ходом судна: «повний», «середній» і т. ін.

Потужність головного двигуна, яку він розвиває на повному ході нового судна в повному вантажі при нормальних метеорологічних умовах, називають *експлуатаційною потужністю* повного ходу. Зазвичай вона становить 75...85 % від номінальної потужності.

Економічна потужність – тривала потужність, на якій досягається найменша питома витрата палива.

Мінімальна потужність – потужність, яка стійко розвивається двигуном на мінімально стійкій частоті обертання валу, визначаючою мінімальний хід судна.

Характеристикою двигунів називається залежність величин, що характеризують роботу двигуна, від параметрів, що визначають режим його роботи. Зале-

					КРМ.142.6221мз.25.08.01.ПЗ	Лист
						12
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

жно від виду величин можна розглядати характеристики потужності, питомої витрати палива, ККД, температури відпрацьованих газів та ін. Зовнішня швидкісна характеристика дизельного двигуна ЯМЗ-240 представлена на рис. 1.1.

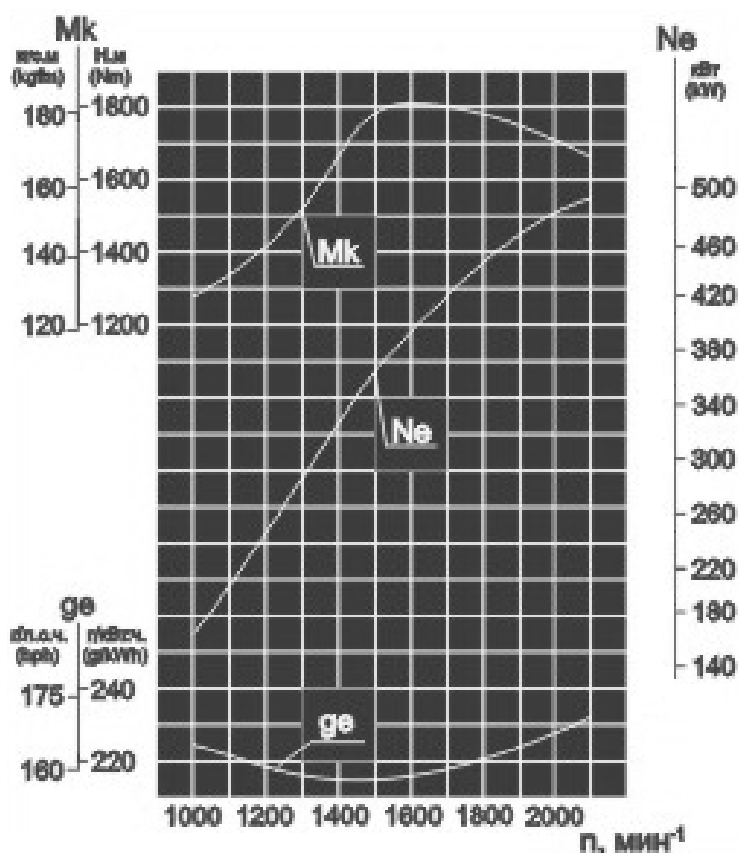


Рис. 1.1. Зовнішня швидкісна характеристика двигуна ЯМЗ-240

1.4 Обґрунтування проведення модернізації

Метою вдосконалення є прагнення підвищити температурний режим охолодження двигуна, зниження температури наддувного повітря, зменшення розмірів охолоджуючих пристроїв і витрат потужностей на приведення в дію циркуляційних насосів системи охолодження і тим самим підвищити економічність роботи, поліпшити екологічні показники суднової установки, а також подовжити ресурс роботи головного суднового двигуна.

Зазвичай на суднових двигунах використовується повнопоточна система охолодження. За рахунок високого тиску наддуву двигуна ($P_k = 2,5$) виникає проблема високих температур за охолоджувачем наддувного повітря (в ресивері двигуна), які влітку можуть досягати 110...120 °С, оскільки температура забор-

ної води в районах плавання лоцманського катера може сягати 28...32 °С, а температура навколишнього повітря 40 °С.

Зниження температури в ресивері до 30...40 °С можна досягти на підставі застосування принципово нової схеми системи охолодження [5, 6]. В роботі запропонована нова схема системи. Це так звана маловитратна система охолодження з кільовим охолоджувачем. Назва «маловитратна» достатньо умовна. Вона виникла з співставлення розходів води, що пропускаються через теплообмінники в повнопоточних системах, з розходами води в спеціально організованих контурах систем охолодження. У повнопоточних системах охолодження вибір розходів води через всі теплообмінники обумовлений умовами охолодження засорочкового простору двигуна і забезпечення порівняльно малого перепаду температур води між входом і виходом самого двигуна.

Якщо порівнювати повнопоточну схему системи охолодження з маловитратною, то порівняння неможливо провести при достатньо еквівалентних параметрах обох систем, оскільки повнопоточна система ні за яких умов не в змозі забезпечити такі ж температури наддувного повітря в ресивері двигуна, як маловитратна. За цим параметром повнопоточна система беззастережно програє. Якщо ж провести таке порівняння при однакових ККД охолоджувачів наддувного повітря в обох системах, то для одного і того ж двигуна, сумарна маса теплообмінних елементів всіх теплообмінників оптимізованої маловитратної системи виявляється приблизно на 6 % менше, ніж у повнопоточній за інших рівних умов.

В маловитратних системах застосовуються принципово такі ж теплообмінники, як і в повнопоточних, але зменшені витрати охолоджуючих теплоносіїв примушують робити їх з порівняно великими числами ходів по цих теплоносіях для підтримки достатніх значень швидкостей теплоносіїв.

На двигуні може застосовуватися замкнена система охолодження. Основні її переваги: високий температурний режим роботи (до 100 °С і вище), що підвищує економічність двигуна і дозволяє зменшити зношування деталей циліндропоршневої групи; спеціальна підготовка охолоджуючої води для зменшення накипоутворення і корозії.

					КРМ.142.6221мз.25.08.01.ПЗ	Лист
						14
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Охолодження дизелів зазвичай здійснюється водою. Кількість води, необхідної для поглинання тепла, що відводиться:

$$G_B = \frac{Q}{(t_2 - t_1) \cdot c_p},$$

де Q – кількість тепла, що відводиться у воду, МДж/кг;

$t_2 - t_1$ – різниця температури води на вході і виході з двигуна (температурний перепад), °С;

$c_p = 1005$ Дж/(кг · К) – теплоємність води [7].

З цього виразу видно, що кількість води залежить від температурного перепаду. Великий температурний перепад пов'язаний з подачею малої кількості води і, отже, з малою швидкістю її руху. Як наслідок, виникають статичні температурні напруги в деталях дизеля і можливо утворення парових мішків і пробок.

Тому бажано мати таку систему охолодження, в якій би забезпечувалися мінімальна різниця її температур на виході і вході (2...7 °С), підтримувалася температура води на виході з дизеля 95...105 °С незалежно від навантаження і зовнішніх чинників.

Таким чином, нова система охолодження повинна забезпечувати такі температури теплоносіїв на номінальному режимі роботи, при температурі навколишнього повітря 40 °С і забортної води 40 °С:

води на виході з двигуна 95...100 °С;

масла 90 °С на вході, та 95 °С на виході;

повітря у ресивері 50 °С.

Забезпечення названих параметрів теплоносіїв сприятиме відповідності до сучасних вимог з паливної економічності двигунів та задовольнятимуть діючі норми з викиду шкідливих речовин з відхідними газами.

1.5 Розміщення обладнання енергетичної установки в машинному відділенні

Розташування приміщень енергетичної установки (ЕУ) по довжині судна впливає на технічні, експлуатаційні й економічні показники судна, а також на його загальну архітектуру. У морській практиці зустрічається чотири варіанти

					КРМ.142.6221мз.25.08.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		15

розташування приміщень ЕУ по довжині судна: середнє, кормове, проміжне (зрушене в корму від мідель-шпангоута) і носове (останнє застосовується в основному для судів, що перевозять великогабаритні вантажі).

У кожної схеми є свої переваги і недоліки. На даному судні використовується кормове розташування машинного відділення тому ми проаналізуємо тільки дану схему.

При незмінних габаритах судна і зсуві приміщення ЕУ в корму вантажомісткість зростає. Це значить, по-перше, з тим, що незважаючи на деяке подовження МО, його обсяг усе-таки зменшується. По-друге, лінія валу виходить коротше, і відпадає необхідність у тунелі гребного валу, що проходив раніше через кормові трюми. Зниження маси валопроводу і відмовлення від тунелю гребного валу сприяють збільшенню вантажопідйомності судна до 0,5, а в окремих випадках до 1 %.

Виграш у вантажомісткості залежить від розмірів судна і типу ЕУ. Так, для судів дедвейтом 10 тис. т він складе в середньому 1,5...3%. Великі значення (до 15 %) можуть бути отримані для судів з компактною схемою ЕУ.

У зв'язку з тим що при кормовому розташуванні ЕУ центр ваги навантаженого судна переміщається в ніс, удиферентовка таких судів скрутна. Керування судном також ускладнюється через погіршення видимості.

При кормовому варіанті розміщення СЕУ в центральній частині судна вільняються приміщення більшого обсягу, що полегшує розміщення в разі потреби вантажу. Відмовлення від тунелю гребного валу і кормового трюму також сприяє кращому розміщенню вантажу в разі потреби.

При кормовому варіанті розміщення ЕУ умови населеності гірше, ніж при середньому, через зростання впливу шуму і вібрації ЕУ і гребного гвинта, а також амплітуди коливань при подовжній хитавиці. Однак при кормовому розташуванні ЕУ планування житлових приміщень більш вільна, через те, що з'являється можливість збільшити розміри надбудови.

Архітектурне-конструктивне виконання лоцманських катерів досить різноманітне і в значній мірі диктується місцевими умовами експлуатації.

					КРМ.142.6221мз.25.08.01.ПЗ	Лист
						16
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Розташування на судні СЕУ і її устаткування повинне відповідати вимогам Правил Регістра.

Енергетична установка повинна надійно працювати на всіх можливих режимах експлуатації, у тому числі при тривалому крені судна до 15 і диференті до 5°, а аварійні джерела енергії і механізми – при тривалому крені судна до 22,5 і диференті до 10°.

Устаткування СЕУ розташовують так, щоб до нього був вільний і зручний доступ для обслуговування й аварійного ремонту. Між устаткуванням передбачають проходи шириною не менш 0,6 м.

Механізми й апарати СЕУ встановлюють і закріплюють на міцних і твердих фундаментах. Фундаменти повинні бути легкими, для чого варто розташовувати устаткування над флорами, стрингерами й у районі шпангоутів. На палубах і платформах (відлік палуб ведеться знизу нагору, а платформ – униз від верхньої палуби) передбачається спеціальне підкріплення набору, якщо фундамент не встановлюється безпосередньо на твердих зв'язках перекриттів корпусу. Малогабаритні механізми й устаткування можна кріпити безпосередньо на платформах чи настилі другого дна на наварях. Допускається установка механізмів і іншого устаткування на зовнішнім обшиванні корпусу, водонепроникних переборках, стінках тунелю валопроводу чи на стінках паливних і масляних цистерн за умови кріплення їх до ребер жорсткості чи на кронштейнах, приварених до обшивання в районі ребер жорсткості.

Експлуатаційні якості механічного устаткування СЕУ багато в чому залежать від його раціонального розташування в машинному відділенні (МВ). Від розміщення агрегатів у МВ залежить довжина трубопроводів і кабелів. Розташування устаткування в приміщеннях МВ в основному визначається його функціональним призначенням і надійністю роботи (наприклад, часто насоси для кращих умов усмоктування встановлюють у трюмі).

Принцип розміщення механічного устаткування по функціональному призначенню легко реалізується при агрегатному методі монтажу.

					КРМ.142.6221мз.25.08.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		17

Розміщення устаткування в приміщенні СЕУ може бути одно та багатоярусним. На великих морських судах з великою висотою борта застосовують багатоярусне розташування, що дозволяє зменшити довжину МВ і габарити установки, компактно розмістити її в приміщенні. У цьому випадку, однак, підвищується центр ваги установки.

Головні двигуни і передачі розташовують у нижній частині МО, у трюмі, на фундаментах, зв'язаних із днищевим набором корпусу судна. Їхнє компонування повинне бути таким, щоб забезпечувалися надійність, маневреність, зручність в експлуатації й обслуговуванні.

Поблизу парових котлів доцільно встановлювати агрегати водопідготовки, турбонаддувні агрегати, елементи обслуговуючих їхніх систем.

Устаткування суднової електростанції розміщують у МВ разом із ГД чи в спеціальних відсіках, приміщеннях.

Відповідно до вимог Правил Регістра прохід перед ГРЩ повинний бути не менш 0,8 м. Із задньої сторони ГРЩ забезпечують прохід шириною не менш 0,6 м. Простір за розподільними щитами з відкритими частинами, що знаходяться під напругою, вигороджують і влаштовують двері.

На судах, де висвітлення й інші відповідальні пристрої запитані через трансформатори, встановлюють не менш двох трансформаторів такої потужності, щоб при виході з ладу самого потужного з них інші могли забезпечити потребу в електроенергії на всіх режимах роботи судна.

До складу аварійних джерел струму входять генератори електричної енергії й акумуляторні батареї. В залежності від призначення і потужності акумуляторні батареї можуть бути розміщені в спеціальних акумуляторних приміщеннях, на відкритій палубі чи усередині корпусу судна; шафах усередині корпусу судна; у будь-якім приміщенні (крім житлового) при відсутності доступу води і можливості механічних ушкоджень, а також шкідливого впливу батарей на навколишнє устаткування.

Кабелі прокладають у верхній частині приміщень, по можливості по прямих і доступних трасах. У необхідних випадках їх укладають у металеві труби.

					КРМ.142.6221мз.25.08.01.ПЗ	Лист
						18
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Забороняється прокладати кабелі в цистернах і у відсіках, призначених для перевезення займистих рідин. Не рекомендується прокладати їх під настилом МВ. Кабелі не повинні бути утоплені в теплову чи звукову ізоляцію. При необхідності в ізоляції виконують спеціальні канали, облицьовані неспаленими матеріалами. Останні закріплюють за допомогою скоб, чи затисків обойм, виготовлених з металу чи іншого непального важко спаленого матеріалу.

Траси трубопроводів прокладають по найбільш короткому шляху. Вони повинні мати просту конфігурацію. Забороняється проводити траси через житлові і службові приміщення. Паливні трубопроводи, як правило, не повинні проходити над двигунами, паровими котлами і газоходами.

Паливні цистерни не слід розміщати над трапами, ГД і механізмами, паровими котлами, газоходами, електричним устаткуванням і посадами керування головними механізмами. Якщо виникає необхідність розміщення цистерн над зазначеним устаткуванням, то під ними встановлюють піддони, виконані під усією площею днища цистерни.

Запаси масла зберігають в одному чи декількох відсіках, розташованих у МВ чи поблизу його. Не рекомендується зберігати запаси масла в цистернах міждонного простору. У них під ГД розміщують стічні масляні цистерни, що відокремлюють кофєрдами від зовнішнього дна й інших відсіків міждонного простору.

Трубопроводи системи охолодження, що проходять над механізмами і проходами, щоб уникнути відпрівання повинні бути ізольовані. Ізолюють також корпуси теплообмінних апаратів, температура зовнішньої поверхні яких вище 60 і нижче 10 °С.

Розташування ЦПУ залежить від ступеня автоматизації СЕУ. Для СЕУ без вахти в МВ і з постійною вахтою в ЦПУ (знак автоматизації А2) його розташовують або в трюмі, або на платформі поблизу ГД. Бажано розміщати ЦПУ поперек судна і так, щоб забезпечувався гарний огляд устаткування МВ. Центральна посада керування ізолюють шумопоглинальною ізоляцією, обладнують пристро-

					КРМ.142.6221мз.25.08.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		19

ями індикації й аварійно-попереджувальною сигналізацією, органами керування і зупинки механізмів, засобами зв'язку.

Для СЕУ без вахти в МВ й у ЦПУ (знак автоматизації А1) останній може бути виконаний закритим чи відкритої. Відкритий ЦПУ необхідно розташовувати поблизу органів (посади) керування ГД. За узгодженням з Регістром ЦПУ може бути розміщений і поза МВ. З ЦПУ повинний бути вихід у МВ.

1.6 Висновок до розділу

У першому розділі розглянуто застосування двигуна типу 12ЧН 13/14 на лоцманському катері, зокрема проведено аналіз загальних характеристик судна, особливостей його енергетичної установки, режимів роботи дизелів, обґрунтування необхідності модернізації системи охолодження та принципів розміщення обладнання в машинному відділенні.

На основі вивчення конструктивних і експлуатаційних особливостей лоцманського катера встановлено, що для забезпечення надійності, маневреності та економічності роботи найбільш доцільним є використання дизельної енергетичної установки з високообертovими двигунами. Обрано двигун ЯМЗ-240, який відповідає вимогам за потужністю, габаритами та економічними показниками.

Проте існуюча система охолодження потребує модернізації з метою підвищення температурного режиму роботи двигуна, зниження витрат палива, поліпшення екологічних показників та подовження ресурсу. Запропоновано перехід на маловитратну систему охолодження з кільовим охолоджувачем, що дозволить забезпечити стабільні температури теплоносіїв навіть при високих зовнішніх температурах.

Кормове розташування машинного відділення, прийняте на даному судні, сприяє ефективному використанню вантажних площ, хоча й має деякі недоліки щодо умов праці та керованості. Відповідно до вимог Правил Регістру розроблено рекомендації щодо раціонального компоновання обладнання, прокладання комунікацій та забезпечення безпеки експлуатації.

					КРМ.142.6221мз.25.08.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		20

Отже, проведений аналіз підтверджує доцільність обраної схеми енергетичної установки та необхідність її вдосконалення шляхом модернізації системи охолодження, що дозволить підвищити ефективність та довговічність роботи головного двигуна на лоцманському катері.

					КРМ.142.6221мз.25.08.01.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		21

РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ

ДВИГУНА ТИПУ 12ЧН 13/14

2.1 Порівняння двигуна 12ЧН 13/14 з подібними

Порівняння дизеля типу 12ЧН 13/14 з іншими судновими дизелями приблизно однакової потужності та розмірності (табл. 2.1.) показує, що цей двигун не поступається іншим зразкам представленим в таблиці за економічністю.

Таблиця 2.1. Порівняння двигунів

Марка дизеля по ГОСТ 10150	N_e , кВт	n , об/мин	P_e , МПа	P_k , МПа	P_z , МПа	g_e , кг/(кВт·год)
6ЧН 12/14	110	1500	0,93	0,2	8,43	0,239
8ЧН 12/12	150	2500	1,61	0,33	16,96	0,220
12ЧН 14/14	440	1500	1,36	0,17	12,5	0,219
6ЧН 13/14	120	2100	1,5	0,18	8,12	0,228
6ЧН 18/22	460	1000	1,67	0,24	14,2	0,211

Порівняння показників дизелів типу 12ЧН 13/14 з іншими дизелями, що можуть бути застосовані в суднобудуванні, також вказує і на те, що дизелі типу 12ЧН 13/14 мають високий показник середнього ефективного тиску і підтверджує економічну доцільність та ефективність їх використання на судовому транспорті.

2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна типу 12ЧН 13/14

Основною метою розрахунку робочого циклу є визначення основних параметрів і показників робочого процесу, що характеризують ефективність і економічність роботи дизеля.

Розрахунки робочого циклу, як правило, виконуються для номінального режиму. Для перемінних режимів схема розрахунку залишається тією ж, однак вибір вихідних даних повинен бути зроблений відповідно до особливостей розрахункового режиму.

Розрахунковий цикл ДВЗ складається з п'яти послідовно протікаючих процесів: наповнення, стиску, згоряння палива, розширення та випуску [2, 8]. Розрахунковий цикл модернізованого двигуна 12ЧН 13/14 проведемо на комп'ютері за методикою, яка оснований на методі теплового розрахунку Гринивецького В.І.

2.2.1 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 313$ К (умови літньої спеки, які відповідають завданню на проектування).

Тиск навколишнього повітря p_0 . В усіх випадках варто приймати $p_0 = 0,103$ МПа (стандартні атмосферні умови).

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для СОД $\varepsilon = 12 \dots 16$. Приймаємо $\varepsilon = 14$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння, $D_{ц} > 100$ мм та $\varepsilon = 14$, α буде знаходитись у межах $2,0 \dots 2,8$. Приймаємо $\alpha = 2,5$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,03$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів,

					КРМ.142.6221мз.25.08.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		23

близьких до проєктованого. Для ВОД нових моделей ці коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,70 \dots 0,85$; $\xi_b = 0,85 \dots 0,95$;

Приймаємо $\xi_z = 0,85$; $\xi_b = 0,88$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високо форсованих двигунів $\lambda = (1,2 \dots 1,5)$. Приймаємо $\lambda = 1,35$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: $10 \dots 30$ К для ДВЗ з наддувом. Приймаємо $\Delta T_a = 30$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Для 4-х тактних двигунів $\zeta = (0,92 \dots 0,97)$. Приймаємо $\zeta = 0,96$.

Механічний ККД двигуна η_m . Для ВОД з $D_{ц} < 200$ мм та $\rho_k > 0,2$; η_m знаходиться у межах $0,84 \dots 0,9$. Приймаємо $\eta_m = 0,87$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{ох}$. Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ох} = 4,0$ кПа.

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

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

$H = 0,126$ кг/кг – кількість водню;

$S = 0$ кг/кг – кількість сірки;

$O = 0,004$ кг/кг – кількість кисню.

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

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

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Для даного типу компресора приймаємо $P_k = 2,5$.

					КРМ.142.6221мз.25.08.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		24

Розрахунок робочого циклу та побудова індикаторної діаграми проводяться на комп'ютері з використанням розрахункових програм наявних на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ. Програми розроблені в середовищі MathCAD. Результати розрахунків приведені на роздруківці.

Теоретичну індикаторну діаграму будуємо за даними розрахунку робочого циклу. Ця діаграма є вихідним матеріалом для динамічного розрахунку двигуна. Побудова діаграми виконується аналітичним способом. Данні необхідні для побудови теоретичної індикаторної діаграми розраховані та наведені в табл. 2.2., а індикаторна діаграма в координатах $p - V/V_c$ зображена на рис. 2.1. Лінії процесів наповнення та випуску на діаграмі не зображені.

					КРМ.142.6221мз.25.08.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		25

2.2.2 Моделювання робочого циклу

1. Початкові параметри для моделювання

- 1.1 Ефективна потужність, кВт $N'_e = 500$
- 1.2 Частота обертання, хв⁻¹ $n = 2100$
- 1.3 Тиск навколишнього середовища, МПа $P_0 = 0.103$
- 1.4 Температура навколишнього середовища, К $T_0 = 313$
- 1.5 Ступінь підвищення тиску в компресорі $Пк = 2.5$
- 1.6 Коефіцієнт продувки $\phi_a = 1.05$
- 1.7 Коефіцієнт залишкових газів $\gamma_r = 0.03$
- 1.8 Коефіцієнт використання теплоти в точці Z $\xi_z = 0.85$
- 1.9 Коефіцієнт використання теплоти в точці b $\xi_b = 0.88$
- 1.10 Ступінь стиску $\varepsilon_{\text{мв}} = 14$
- 1.11 Ступінь підвищення тиску при згорянні $\lambda = 1.38$
- 1.12 Підігрів заряду від стінок циліндра, К $\Delta T_a = 30$
- 1.13 Доля ходу поршня втраченого на продувку $\phi_n = 0$
- 1.14 Коефіцієнт скрутлення індикаторної діаграми $\zeta = 0.96$
- 1.15 Механічний ККД двигуна $\eta_m = 0.87$
- 1.16 Адіабатний ККД компресора $\eta_{k.ad} = 0.73$
- 1.17 Зниження тиску в повітроохолоджувачі, МПа $\Delta P_{ox.} = 0.004$
- 1.18 ККД системи охолодження наддувного повітря $\eta_o = 0.97$
- 1.19 Температура залишкових газів, К $T_r = 700$
- 1.20 Масовий склад палива (кг/кг):
 $C_{\text{мв}} = 0.87$
 $H_{\text{мв}} = 0.126$
 $S_{\text{мв}} = 0$
 $O = 0.004$
- 1.21 Нижча теплота згоряння палива, (кДж/кг) $Q_H = 42664.4$
- 1.22 Кількість циліндрів $i = 12$
- 1.23 Діаметр циліндру, м $D_c = 0.13$
- 1.24 Хід поршня, м $S_c = 0.14$
- 1.25 Коефіцієнт тактності $z = 0.5$

1.26 Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння $\alpha = 2.3$

1.27 Показник адіабати для повітря $k_e = 1.41$

1.28 Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0.97$

1.29 Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0.75$

2. Розрахунок процесу наповнення

2.1 Тиск наддуву, МПа

$$P_k = P_0 \cdot \Pi k \quad P_k = 0.258$$

2.1 Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 441.46$$

2.2 Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) \quad T_s = 316.854$$

2.3 Температура заряду до кінця процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 357.14$$

2.4 Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox.} \quad P_s = 0.254$$

2.5 Тиск заряду до кінця процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.97 \cdot P_s \quad P_a = 0.246$$

2.6 Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_n = 0.9$$

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 згорання 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)

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



$$b_c = 0.002514 \quad a_{vc} = 19.275$$

3.4 Середній показник політропи стиску



$$n_I - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \epsilon^{n_I - 1})} \quad n_I = 1.361$$

3.5 Тиск в кінці стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_I} \quad P_c = 8.932$$

3.6 Температура в кінці стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_I - 1} \quad T_c = 926.664$$

4. Розрахунок процесу згоряння

4.1 Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L_{\text{вв}} = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.138$$

4.2 Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0278$$

4.3 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.027$$

4.4 Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.966$$

4.5 Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.026$$

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

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

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

$$a_{vz} = 19.78648$$

$$b_z = 0.00298$$

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

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

$$a_{vb} = 19.80405$$

$$b_b = 0.002995$$

					КРМ.142.6221МЗ.25.08.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		29

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



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

звідки: $T_z = 1795.229$

4.9 Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

$$P_z = 12.327$$

5. Розрахунок процесу розширення

5.1 Ступінь попереднього розширення

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

$$\rho = 1.44$$

5.2 Ступінь послідуєчого розширення

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

$$\delta = 9.719$$

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

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



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

$$n_2 = 1.285$$

$$T_b = 938.324$$

5.4 Тиск в кінці процесу розширення, МПа

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

$$P_b = 0.663$$

					КРМ.142.6221мз.25.08.02.ПЗ	Лист
						30
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

6. Визначення індикаторних показників

6.1 Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$P'_i = 1.534$$

6.2 Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n) \quad P_i = 1.473$$

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

$$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} \quad b_i = 0.186$$

6.4 Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H} \quad \eta_i = 0.454$$

7. Визначення ефективних показників

7.1 Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m \quad P_e = 1.281$$

7.2 Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad \eta_e = 0.395$$

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

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} \quad b_e = 0.2137$$

7.4 Ефективна потужність двигуна

$$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i \quad N_e = 500.321$$

7.5 Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \quad \Delta N = 0.064 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

					КРМ.142.6221мз.25.08.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		31

8. Визначення дійсного P_k компресора на даном режимі роботи двигуна

8.1 Витрата повітря через компресор, кг/с

-Універсальна газова стала для повітря

$$\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$R_{\text{мв}} = 287$$

$$G_{\text{мв}} = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 1.028$$

8.2 Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 1.057$$

8.3 Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0.95 \cdot P_k \quad P_r = 0.245$$

8.4 Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad T_t = 752.062$$

8.5 Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.17$$

8.6 Універсальна газова стала для відпрацьованих газів,

$$\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

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

$$R_t = 287.439$$

8.6 Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.377$$

8.9 Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_{k\delta} = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(0.97 \cdot \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_e}{k_e - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_{k\delta} = 2.508$$

8.11 Порівняння заданого і отриманого ступеня підвищення тиску в компресорі

$$\Delta P_k = \frac{P_{k\delta} - P_k}{P_{k\delta}} \quad \Delta P_k = 0.311 \cdot \%$$

Висновок: "Похибка не перевищує допустимі 2%"

2.3 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 $V/V_c = \epsilon_x$ – відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення

Дані для розрахунку та побудови теоретичної індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,361
Показник політропи розширення n_2	1,285
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	8,932
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	12,327
Ступінь попереднього розширення ρ	1,44
Ступінь стиснення ϵ	14

Таблиця 2.2.

V/V_c	$P_{ст}$	$P_{розш}$
1,00	12,33	
1,00	8,93	12,33
1,44	5,44	12,33
2,07	3,32	7,74
2,70	2,32	5,51
3,32	1,74	4,21
3,95	1,38	3,37
4,58	1,13	2,79
5,21	0,95	2,36
5,84	0,81	2,04
6,46	0,70	1,79
7,09	0,62	1,59
7,72	0,55	1,42
8,35	0,50	1,29
8,98	0,45	1,17
9,60	0,41	1,08
10,23	0,38	0,99
10,86	0,35	0,92
11,49	0,32	0,85
12,12	0,30	0,80
12,74	0,28	0,75
13,37	0,26	0,70
14,00	0,25	0,66
14,00	0,25	0,25

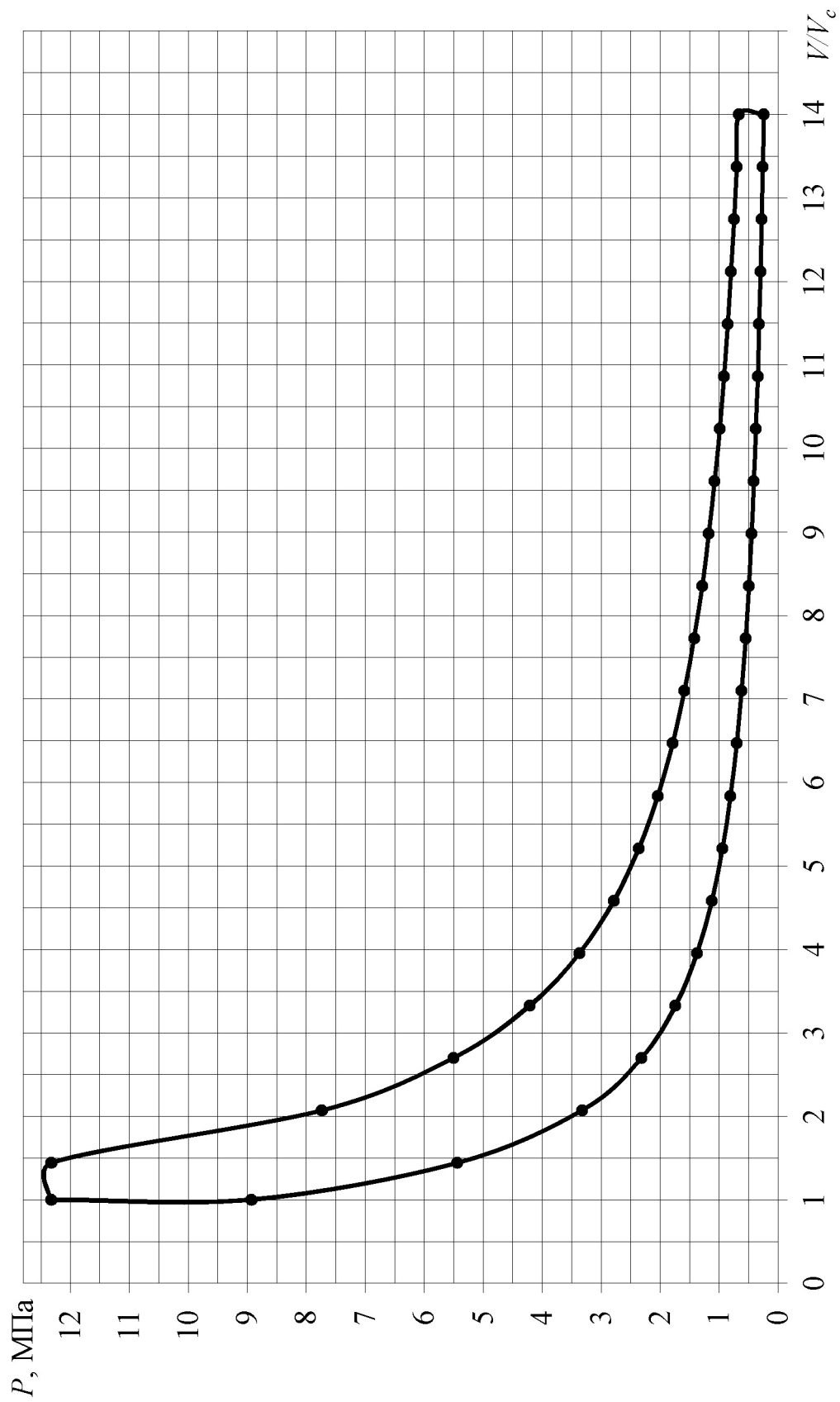


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна типу 12ЧН 13/14

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

2.4 Розрахунок теплового балансу двигуна типу 12ЧН 13/14

Рівняння теплового балансу

$$Q_{\Sigma} = Q_{Ne} + Q_{Г} + Q_{W} + Q_{M} + Q_{н.б.},$$

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

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

$Q_{Г}$ – теплота випускних газів, кВт;

Q_{W} – теплота, яка відводиться від двигуна з охолоджуючою водою, кВт;

Q_{M} – теплота, яка відводиться від двигуна з мастилом, кВт;

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

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

$$Q_{\Sigma} = \frac{Ne}{\eta_e} = \frac{500,321}{0,395} = 1267,2 \text{ кВт.}$$

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

$$Q_{Г} = G_t \cdot c_{pГ} \cdot (T_{зТ} - T_o), \text{ Вт,}$$

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

$c_{pГ}$ – ізобарна теплоємність газів, Дж/(кг·К);

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

Ізобарна теплоємність газів обчислюється згідно з рівнянням Майера

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

де k_t – показник адіабати розширення газу в турбіні;

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

$$c_{pГ} = \frac{1,377}{1,377 - 1} \cdot 287,439 = 1050,0 \text{ Дж/(кг·К).}$$

Температура газів за турбіною обчислюється на підставі виразу ККД турбіни

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

де T_t – температура газу перед турбіною, К

					КРМ.142.6221мз.25.08.02.ПЗ	Лист
						36
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$\eta_{т.ад}$ – адіабатний ККД турбіни.

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

Після підстановки

$$T_{3T}^{ад} = 752,062 \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{0,246}{0,103}} \right)^{\frac{1,377-1}{1,377}} = 552,1 \text{ К.}$$

Тож

$$T_{3T} = 752,062 - 0,73 \cdot (752,062 - 552,1) = 606,1 \text{ К.}$$

Таким чином кількість теплоти, яка відходить з відхідними газами

$$Q_{\Gamma} = 1,057 \cdot 1050,0 \cdot (606,1 - 313) = 325,4 \text{ кВт}$$

Кількість теплоти, яка надходить у воду (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

$$Q_W = \frac{0,98 \cdot 1267,2 - 325,4 - 500,321}{1,1} = 378,3 \text{ кВт.}$$

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

$$Q_M \approx 0,1 \cdot 378,3 = 37,8 \text{ кВт.}$$

Розбіжність у рівнянні загального балансу теплоти

$$Q_{Н.Б} \approx 0,02 \cdot Q_{\Sigma}, \text{ кВт},$$

Після підстановки

$$Q_{Н.Б} \approx 0,02 \cdot 1267,2 = 25,3 \text{ кВт.}$$

					КРМ.142.6221мз.25.08.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		37

Таким чином, ми отримали усі основні складові теплового балансу. Записуємо це рівняння з усіма складовими для його перевірки

$$Q_{\Sigma} = 500,321 + 325,4 + 378,3 + 37,8 + 25,3 = 1267,2 \text{ кВт.}$$

Усі складові рівняння теплового балансу відповідають вимогам заданої точності. Баланс зійшовся.

2.5 Розрахунок розходів води, масла та наддувного повітря

Розрахунок розходу води виконуємо згідно з рівнянням теплового балансу

$$Q_w = G_w \cdot C_{p_w} \cdot (T_1 - T_2), \text{ кВт,}$$

З нього

$$G_w = \frac{Q_w \cdot 10^3}{C_{p_w} \cdot \Delta T} = \frac{378,3 \cdot 10^3}{4190 \cdot 10} = 9,0 \text{ кг/с,}$$

де Q_w – теплота, яка відводиться від двигуна охолоджуючою водою, кВт;

$C_{p_w} = 4190 \text{ Дж/(кг·К)}$ – теплоємність води;

$\Delta T = T_2 - T_1$ – температурний перепад води на вході та виході з дизеля, К.

Перепад температур води на двигуні обирається в межах 10...15 К з урахуванням статистичних даних з розходів води по двигунах наближеної потужності та класу.

Згідно з статистичними даними теоретичний розхід води повинен дорівнювати:

$$G_{wt} = \frac{N_e \cdot g_w}{3600}, \text{ кг/с}$$

де g_w – питома витрата води, кг/(кВт·г).

Згідно з [8] для високооберткових двигунів (ВОД) – $g_w = 35...100 \text{ кг/(кВт·г)}$. Тоді

$$G_{wt} = 4,8...13,9 \text{ кг/с.}$$

Таким чином, обчислене значення розходу, яке дорівнює 9,0 кг/с, задовольняє всім відомим умовам визначення розходу.

Розрахунок розходу масла також виконуємо згідно з рівнянням теплового балансу

$$Q_M = G_M \cdot C_{p_M} \cdot \Delta T_M, \text{ кВт}$$

					КРМ.142.6221мз.25.08.02.ПЗ	Лист
						38
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

З нього

$$G_M = \frac{Q_M \cdot 10^3}{Cp_M \cdot \Delta T_M}, \text{ кг/с,}$$

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

$Cp_M = 1900$ Дж/(кг·К) – теплоємність масла;

$\Delta T_M = T_2 - T_1$ – температурний перепад масла на вході та виході з двигуна, К.

Перепад температур масла на двигуні обирається у межах 5...8 К. Приймаємо $\Delta T_M = 8$ К.

Після підстановки

$$G_M = \frac{37,8 \cdot 10^3}{1900 \cdot 5} = 4,0 \text{ кг/с.}$$

Розхід повітря через компресор визначений під час розрахунку робочого циклу. Згідно з ним

$$G_B = 1,028 \text{ кг/с.}$$

2.6 Висновок до розділу

У другому розділі проведено комплексний аналіз, моделювання та розрахунків робочого циклу двигуна типу 12ЧН 13/14, спрямований на оцінку його енергетичної та економічної ефективності.

Порівняльний аналіз двигуна з аналогічними за розмірністю і потужністю судновими дизелями підтвердив його конкурентоспроможність. Отримані значення питомої ефективної витрати палива 0,2137 кг/(кВт·г) та середнього ефективного тиску 1,281 МПа свідчать про високу економічність та хороші індикаторні показники проектованої установки.

На основі уточнених вихідних параметрів виконано детальний тепловий розрахунок робочого циклу за методом В. І. Грінівецького. Результати розрахунку, зокрема максимальний тиск згоряння $P_z = 12,33$ МПа та максимальна температура $T_z = 1795,2$ К, лягли в основу побудованої теоретичної індикаторної діаграми, яка є базовою для подальших динамічних і міцнісних розрахунків.

Складено та збалансовано рівняння теплового балансу двигуна на номінальному режимі потужністю $Ne \approx 500$ кВт. Визначено розподіл теплоти палива: на

					КРМ.142.6221мз.25.08.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		39

ефективну роботу припадає 39,5 % (Q_{Ne}), з відпрацьованими газами відводиться 25,7% (Q_G), системою водяного охолодження – 29,9% (Q_W), системою масляного охолодження – 3,0% (Q_M); невраховані втрати становлять 2,0 % ($Q_{н.б.}$).

На основі теплового балансу розраховані експлуатаційні витрати теплоносіїв:

- витрата охолоджувальної води: $G_W = 9,0$ кг/с (при $\Delta T = 10$ К).
- витрата масла: $G_M = 4,0$ кг/с (при $\Delta T_M = 8$ К).
- витрата наддувного повітря: $G_B = 1,028$ кг/с.

Отримані результати підтверджують, що обраний двигун типу 12ЧН 13/14 з розрахованими параметрами робочого циклу задовольняє проєктно-експлуатаційним вимогам за економічністю, ефективністю та тепловим навантаженням. Розрахункові дані, утворюють основу для подальшого проєктування систем охолодження головного двигуна лоцманського катера.

					КРМ.142.6221мз.25.08.02.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		40

РОЗДІЛ 3. ПРОЄКТУВАННЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ З КІЛЬОВИМ ОХОЛОДЖУВАЧЕМ ДЛЯ ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 12ЧН 13/14

3.1 Аналіз існуючих систем охолодження суднових двигунів

Типові схеми систем охолодження сучасних суднових двигунів складаються, як правило, з двох контурів: «холодного» та «гарячого» [5]. В «гарячому» контурі відбувається охолодження води, що циркулює в зарубашковому просторі дизеля. Охолодження води внутрішнього контуру відбувається в водо-водяному охолоджувачі (ВВО). «Холодний» контур призначений для охолодження масла за допомогою маслоохолоджувача (МО) та охолодження наддувочного повітря в охолоджувачі наддувочного повітря (ОНП). Тепло, що відбирається від теплоносіїв, які охолоджуються в «холодному» контурі, за допомогою водо-водяного охолоджувача відводиться в забортну воду. Обидва контури є закритими, тобто не сполучаються з атмосферою, що дозволяє підтримувати максимальну температуру води охолодження в районі 105 °С. Існують схеми в яких маслоохолоджувач включений до «гарячого» контуру, тоді контур охолодження наддувочного повітря є автономним, що дозволяє отримати таку температуру наддувочного повітря, яка сприятиме якісному і повному згорянню палива і, відповідно, зменшенню витрати палива, а також сприятиме зниженню викидів шкідливих домішок з відхідними газами.

Під час роботи дизеля на номінальному режимі обидва контури є незалежними. На режимах часткових навантажень, в зв'язку з необхідністю підігріву наддувочного повітря в ОНП, відбувається перепуск води між контурами. Перепуск здійснюється за допомогою автоматичних регуляторів. Алгоритм роботи систем автоматичного регулювання температури при роботі дизеля на режимах часткових навантажень досить складний, проте на номінальному режимі значно спрощується, через незалежність контурів. На цьому режимі забезпечується постійне значення температури води на вході в дизель та МО.

Наявність двох контурів охолодження продиктована необхідністю отримання різного температурного рівня води охолодження для кожного окремого

					КРМ.142.6221мз.25.08.03.ПЗ	Лист
						41
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

теплообмінника. Таку схему систему охолодження можна класифікувати як систему охолодження з місцевим переохолодженням теплоносіїв. Відокремлення дизеля в окремий контур охолодження пов'язане з необхідністю підтримувати високий температурний режим (85...105 °С) в зарубашковому просторі двигуна для досягнення високої економічності. При цьому для забезпечення міцності деталей ЦПГ, роботи всіх циліндрів в однакових умовах, різниця між температурою води на вході та виході з дизеля має становити близько 5...7 °С. Для охолодження повітря та масла температура води охолодження має бути мінімально можливою – адже масогабаритні показники теплообмінників (стосовно МО та ВВО), та глибина охолодження повітря в ОНП залежить від температури води охолодження. Загальновідомо, що зниження температури наддувочного повітря на кожні 10 °С дозволяє зменшити питому витрату пального приблизно на 2...3 г/(кВт·год.) та скоротити викиди окисів нітрогену на 10%. Задля забезпечення максимально ефективної роботи теплообмінників та дизеля здійснене розділення системи охолодження на два контури повністю незалежних лише при роботі установки на номінальному та близьких до номінального режимах. Крім того, наявність двох контурів дозволяє підібрати оптимальну для кожного контуру витрату води охолодження. Таким чином, можна зробити висновок, що дана схема системи охолодження є доволі сучасною та ефективною.

Існують і більш прості схеми систем охолодження (особливо це притаманно невеликим судам), в яких всі теплообмінники і двигун поєднуються в систему послідовно. Такі схеми систем охолодження мають назву повнопоточних, оскільки розхід охолоджуючої рідини через циркуляційний насос дорівнює розходу через всі теплообмінники і двигун.

У всіх розглянутих вище схемах тепло від двигуна, охолоджувача наддувочного повітря та масла відводиться в водо-водяних охолоджувачах в забортну воду. В поодиноких випадках тепло від названих джерел може відводитися в повітряних радіаторах. Але дедалі частіше можна зустріти схеми систем охолодження в яких тепло відводиться в забортну воду за допомогою кільових або бортових охолоджувачів.

					КРМ.142.6221мз.25.08.03.ПЗ	Лист
						42
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Кільової або бортовий охолоджувач являє собою забортний теплообмінник, приєднаний до підводної частини корпусу судна або вбудований в нього. Як правило, гаряча рідина подається в цей охолоджувач циркуляційним водяним насосом системи охолодження. Наявність кільових або бортових охолоджувачів дозволяє створити замкнуту циркуляційну систему, що працює на прісній воді. Приклад кільової системи охолодження зображено на рис. 3.1.

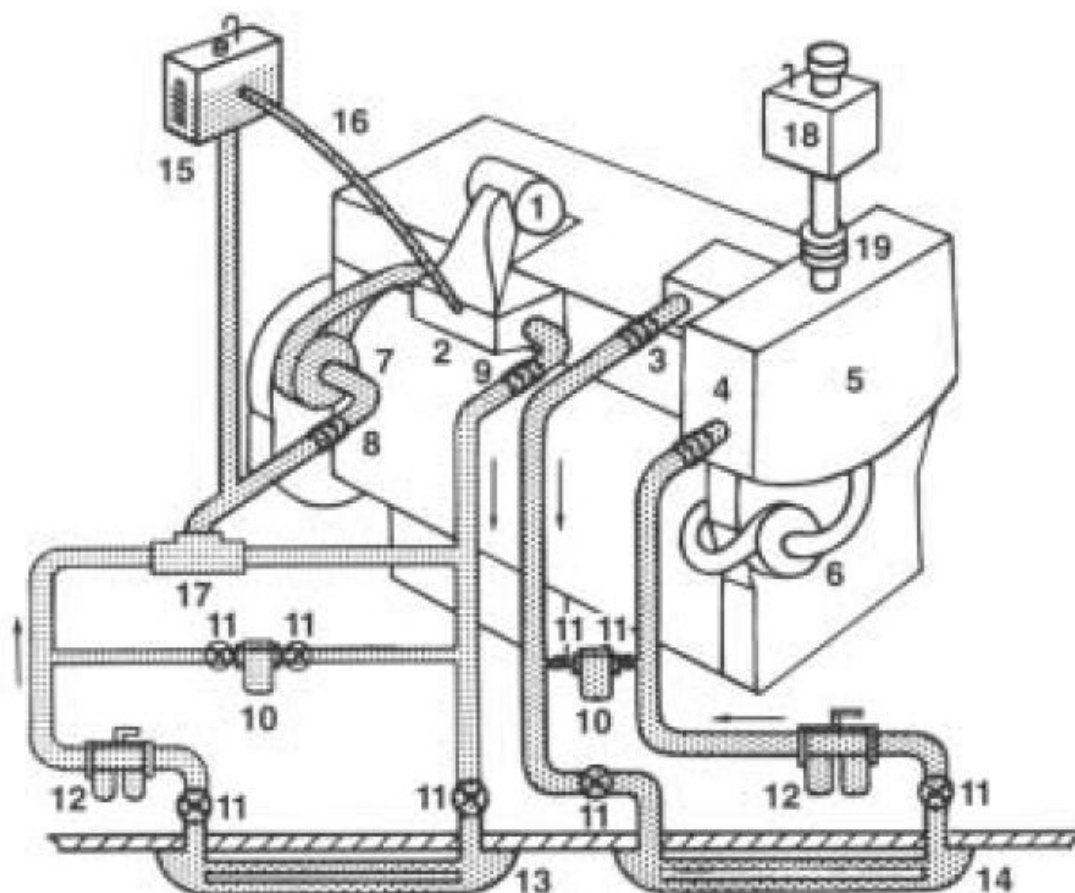


Рис. 3.1. Кільова система охолодження:

- 1 – турбокомпресор; 2 – охолоджувач наддувочного повітря; 3 – випускний штуцер сорочки охолодження двигуна; 4 – впускний штуцер сорочки охолодження двигуна; 5 – розширювальний бачок; 6 – водяний насос сорочки охолодження; 7 – допоміжний насос прісної води; 8 – впускний штуцер допоміжного насоса прісної води; 9 – випускний штуцер охолоджувача наддувочного повітря; 10 – пропускний фільтр; 11 – відсічний клапан; 12 – здвоєний повнопоточний фільтр; 13 – кільовий охолоджувач для охолоджувача наддувочного повітря; 14 – кільовий охолоджувач для сорочки охолодження двигуна; 15 – розширювальний бачок для контуру охолоджувача наддувочного повітря; 16 – вентиляційний штуцер для контуру охолоджувача наддувочного повітря; 17 – перепускний клапан з термостатом; 18 – допоміжний розширювальний бачок; 19 – гнучке з'єднання

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

КРМ.142.6221мз.25.08.03.ПЗ

Лист

43

Стандартні кільові охолоджувачі виготовляють з трубчастого, коробчатого, швелерного, кутового або іншого профілю. Вибір матеріалу для виготовлення визначається типом води, в якій буде експлуатуватися судно. Для запобігання гальванічної корозії цей матеріал повинен бути сумісний з матеріалом корпусу судна.

Використання в системі охолодження кільових охолоджувачів має ряд переваг в порівнянні з традиційними схемами. А саме: зменшується кількість циркуляційних насосів заборотної води (при використанні кільових охолоджувачів вони взагалі відсутні), а відповідно і зменшуються затрати енергії на привід цих насосів, зменшується протяжність трубопроводів системи охолодження, вивільнюється місце в машинному відділенні із-за відсутності водо-водяних охолоджувачів. Всі названі переваги при їх використанні зменшують вартість системи охолодження, але не покращають теплотехнічні показники системи охолодження, хоча існують невикористані резерви підвищення її ефективності шляхом впровадження змін до «холодного» контуру з використанням принципу маловитратності. Даний резерв використовується при дипломному проектуванні системи охолодження з кільовим охолоджувачем.

Крім схеми, робота та параметри системи охолодження зумовлюються конструкцією теплообмінників, що входять до її складу. Проектування системи здійснюється в комплексі з проектуванням теплообмінників системи через взаємний вплив їх параметрів. Так, зміна параметрів системи, таких як витрата теплоносіїв, зумовлює зміну конструкції всіх теплообмінників системи. Зміна ж конструкції теплообмінників призводить до відповідної зміни параметрів системи.

Таким чином, можна стверджувати неможливість модернізації систем охолодження на базі існуючих теплообмінників, адже будь-які міри, спрямовані на використання резервів, що має система, призведуть до зменшення ефективності роботи серійних теплообмінників, а значить і до зменшення ефективності роботи системи в цілому.

					КРМ.142.6221мз.25.08.03.ПЗ	Лист
						44
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

3.2 Вибір та особливості запропонованої системи охолодження

3.2.1 Вимоги до запропонованої системи. Обрання схеми системи охолодження

С кожним роком зростають норми до викидів шкідливих речовин з відхідними газами. Аналогічно зростають вимоги судновласників до споживання палива судновою енергетичною установкою. І перша і друга вимога пов'язана з комплексною низкою заходів. Якщо робочий цикл сучасних двигунів досяг своєї межі, то модернізація системи охолодження має певний резерв. Сучасна система охолодження здатна забезпечити мінімально необхідну температуру наддувного повітря в ресивері двигуна при забезпеченні температурного режиму масла і охолоджуючої води. При цьому повинна споживати мінімум енергії на привід допоміжних механізмів.

Виходячи з вищесказаного, необхідність модернізації існуючих судових систем охолодження є очевидною і необхідною. При цьому, перед модернізованою системою постає ціла низка вимог:

- забезпечення відведення необхідної кількості тепла від теплоносіїв системи за будь-яких режимів роботи. А саме, при температурі навколишнього повітря від $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$ та різних температурах заборотної води, на режимах роботи двигуна від холостого ходу до навантаження 110 %;

- забезпечення мінімально можливого значення температури наддувочного повітря на номінальному режимі роботи дизеля;

- забезпечення мінімально можливого споживання енергії обладнання що забезпечує роботу системи охолодження;

- мінімальні переробки машинного відділення судна для розміщення запропонованої системи охолодження;

- бажано зберегти існуючу технологічну базу для виробництва системи та її компонентів.

За результатами проведених розрахунків запропоновано альтернативний варіант схеми системи охолодження. Запропонована система здатна задовольни-

					КРМ.142.6221мз.25.08.03.ПЗ	Лист
						45
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ти всім вимогам до систем охолодження з застосуванням теплообмінників на базі перспективних поверхонь теплообміну.

Схема запропонованої системи охолодження з кільовими водо-водяними охолоджувачами (КВВО) наведена на рис. 3.2.

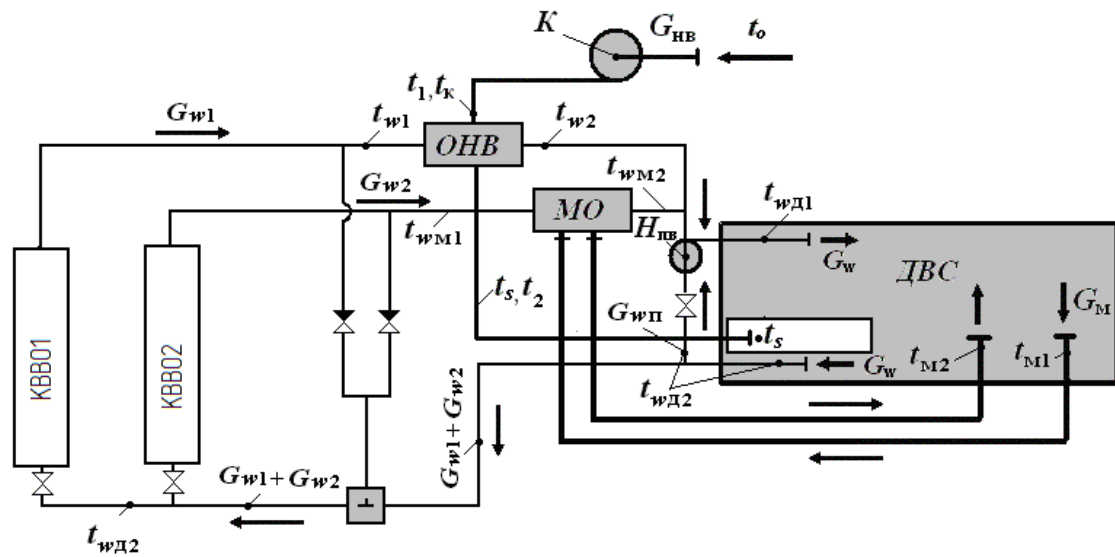


Рис. 3.2. Запропонована схема системи охолодження

Як помітно зі схеми, модернізація системи призводить до незначних змін при розміщенні системи охолодження в машинному відділенні судна і навіть сприяє вивільненню додаткового місця.

Зміни стосуються переходу від двох до одного контуру циркуляції охолоджуючої рідини, відповідно до одного циркуляційного насоса в системі охолодження і до заміни традиційних водо-водяних охолоджувачів кільовими.

Як видно з рис. 3.2., вода на виході з двигуна ділиться на три гілки. До складу однієї входить ОНП та КВВО1, до складу другої – МО та КВВО2, в якості третьої гілки виступає перепуск охолоджуючої рідини. Така організація схеми системи охолодження дозволяє підбирати оптимальні витрати теплоносіїв у кожній гілці. Таким чином з'являються умови підвищення ефективності роботи теплообмінників за рахунок підбору оптимальних показників теплоносіїв за умови виконання накладених обмежень та з урахуванням цільової функції при оптимізації. Таким чином, система проектується з використанням принципу маловитратності, суть якого полягає в виділенні окремих теплообмінників, або групи теплообмінників, в незалежні, або напівзалежні контури, з метою підбору оптима-

льних показників теплоносіїв для кожного теплообмінника системи з урахуванням функції цілі при проведенні оптимізації.

3.2.2 Теплообмінники модернізованої системи охолодження

Будь-яка зміна схеми системи охолодження зумовлює необхідність заміни теплообмінників системи. В протилежному випадку буде досягнуте не поліпшення, а погіршення показників системи. Запропонована заміна існуючих теплообмінників на маловитратні, спроектовані на базі перспективних поверхонь теплообміну для ОНП та МО.

Нові теплообмінники, окрім виконання своєї основної функції, повинні відповідати низці вимог. Існує загальна для всіх теплообмінників вимога відповідних для кожного з них ДСТУ не перевищення гранично допустимих значень опору на прокачування теплоносіїв. Крім того, до кожного теплообмінника висуваються специфічні вимоги, пов'язані з даним конкретним випадком проектування системи охолодження.

Для ОНП запропонована високоефективна поверхня теплообміну (ПТ) на базі коридорного пучка плоскоовальних труб з поперечними груповими ребрами у вигляді плоских пластин, що мають поперечні виступи, перпендикулярні руху повітря (рис. 3.3).

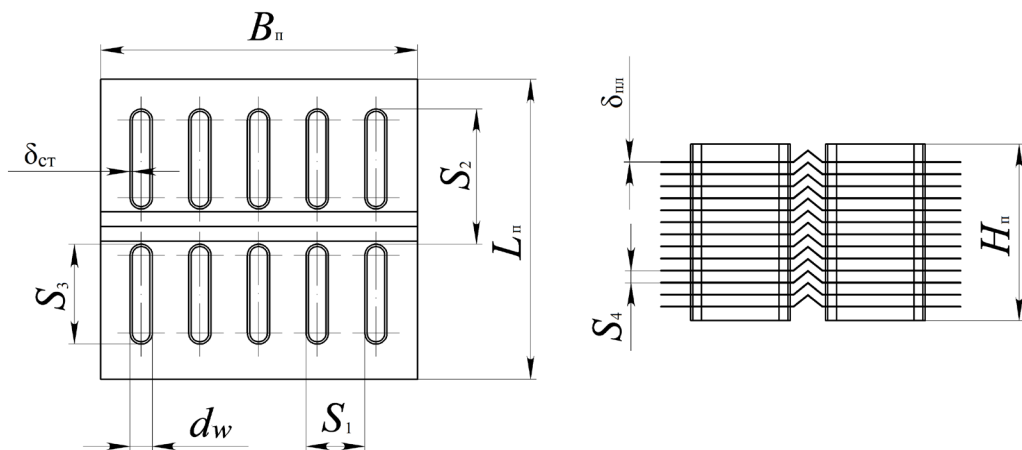


Рис. 3.3. Схема ПТ для запропонованого ОНП

Конструкція МО базується на ПТ в яких запропоновані раціональні геометричні параметри трубчатой ПТ з індивідуальним накатним круглим заребренням.

Геометричні параметри поверхонь теплообміну всіх теплообмінників запропонованої системи наведені в таблиці 3.1. Згідно до проведених розрахунків та випробувань, внесені зміни суттєво підвищують ефективність роботи теплообмінників та системи вцілому.

Таблиця 3.1. Геометричні параметри поверхонь теплообміну: а – ОНП; б – МО

а)

Параметр	Обозначение	Ед. изм.	Значение
Высота поперечного сечения трубки в воздухе	d_w	м	0,0038
Высота поперечного сечения трубки в воде	d_w	м	0,0028
Наибольший габарит поперечного сечения трубки	S_3	м	0,017
Шаг между поперечными рядами трубок	S_2	м	0,023
Шаг между рёбрами	S_4	м	0,00205
Толщина стенки трубки	$\delta_{ст}$	м	0,0004
Толщина пластины оребрения	$\delta_{пл}$	м	0,0001
Ширина гофра	e	м	0,005
Высота гофра от поверхности	h_r	м	0,0015
Число поперечных рядов гофров на длине S_2	$Z_2'_{г}$		2
Расстояние между трубками в поперечном ряду	S_1	м	0,01
Шаг между гофрами по ходу воздуха в одном ряду	S	м	0,023

б)

Параметр	Обозначение	Ед. изм.	Значение
Наружный диаметр оребрения	D	м	0,0245
Несущий диаметр трубки	d_0	м	0,0125
Наружный диаметр внутренней трубки и внутренний диаметр оребренной рубашки	d_1	м	0,0118
Внутренний диаметр трубки	d_w	м	0,01
Шаг между рёбрами	u	м	0,002
Толщина ребра у основания	δ_1	м	0,00055
Толщина ребра у вершины	δ_2	м	0,0002
Шаг между трубками, перпендикулярный движению масла	S_1	м	0,027
Шаг между трубками по глубине.	S_2	м	0,02340

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221мз.25.08.03.ПЗ

Лист

48

3.3 Розрахунок системи охолодження двигуна

Розрахунок запропонованої системи охолодження здійснено за допомогою існуючих програм, які виконано в середовищі програмування Microsoft Excel, а саме: програм розрахунків ОНП, та МО та методики розрахунку системи охолодження, яка об'єднує розрахунки всіх теплообмінних апаратів. Також розраховуємо кілього тепла, яке повинно бути розсіяне в кільових охолоджувачах, а далі за допомогою спеціальних емпіричних залежностей визначимо площу поверхні теплообміну, необхідну для відводу тепла в забортну воду.

Розрахунок системи охолодження необхідно проводити в комплексі з розрахунком всіх теплообмінників системи. До переваг обраного середовища програмування слід віднести наочність, простоту редагування та швидкість створення програм, що притаманні Microsoft Excel.

Одним з недоліків проведених розрахунків є відсутність розрахунків циклу дизеля в сукупності з розрахунком системи охолодження в цілому. Справа в тому, що зарубашковий простір дизеля та деталі, що охолоджуються маслом можна вважати за теплообмінники. Тому висновок про взаємний вплив зміни параметрів системи та кожного окремого теплообмінника є справедливим і в випадку з дизелем. Зокрема, для розрахунків системи, основним питанням є кількість тепла, яку необхідно відвести від теплоносіїв охолодження дизеля – води «гарячого» контуру та масла – в системі охолодження. Проте, отримання коректних результатів розрахунку робочого циклу двигуна викликає ряд проблем, основною з яких виступає відсутність великої кількості вихідних даних, що є необхідними для проведення розрахунків циклу в диференційній формі. Слід зазначити, що даний недолік в даному конкретному випадку не є значним і не впливає на коректність проведених розрахунків, через той факт, що, як було доведено вище, прогнозується зменшення значень кількості тепла, яку необхідно відвести від дизеля в модернізованій системі охолодження. Це зменшення пов'язане зі зменшенням температури наддувочного повітря в ресивері двигуна на номінальному режимі

його роботи за умови сорокаградусної літньої спеки. Тому, можна зробити висновок про деякий запас, якій має запропонована система охолодження.

3.3.1 Методика розрахунку системи охолодження

Існує декілька варіантів постановки задачі при проведенні розрахунків системи охолодження: пряма, зворотна та оптимізаційна постановка задачі. Пряма задача містить в якості вихідних даних схему та склад системи охолодження, кількість тепла, що має відводитись в системі, всі параметри теплоносіїв перед і за теплообмінниками: тиск, витрата та температура входу-виходу. Результатом виконання прямої задачі є отримання конструктивних та теплотехнічних параметрів всіх теплообмінників системи. Викладена постановка задачі можлива при проектуванні нової системи охолодження. При цьому, розрахунок всіх теплообмінників, що входять до складу системи також виконується за прямою задачею.

При зворотній задачі, вихідними даними виступають склад та схема системи, кількість тепла, яку необхідно відвести від двигуна, подача насосів, турбокомпресорів та вентиляторів, конструкція та теплотехнічні параметри теплообмінників системи, параметри навколишнього середовища, гранично допустимі значення температур теплоносіїв системи та опору їх руху. Результатом виконання зворотної задачі є параметри теплоносіїв системи охолодження, дійсні значення кількості тепла, що відводиться від дизеля. Така постановка задачі є актуальною при проведенні перевірочних розрахунків існуючої системи охолодження. Теплообмінники, що входять до складу системи, також мають розраховуватись за зворотною задачею. Зокрема, розрахунок серійної системи охолодження було проведено за цією схемою.

Оптимізаційна задача є найбільш поширеною і являє собою деяке поєднання прямої та зворотної задачі. Основна мета здійснення розрахунків системи за оптимізаційною задачею полягає в визначенні оптимальних значень одного або декількох параметрів системи, за яких досягається оптимум цільової функції оптимізації, за умови виконання накладених обмежень. Розрахунок та проектування модернізованої системи виконано за оптимізаційною задачею. В якості функції цілі обрано значення температури наддувочного повітря в ресивері ДВЗ t_s , в

					КРМ.142.6221мз.25.08.03.ПЗ	Лист
						50
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

якості параметрів, що підбираються, виступають витрати води в обох гілках контурів охолодження наддувного повітря та масла, а накладеними обмеженнями є отримання мінімальної маси. Оптимізаційна задача може включати як прямі, так і зворотні розрахунки теплообмінників. Слід зазначити, що в якості цільової функції при оптимізації системи може також виступати сумарна вага всіх теплообмінників системи, найменший опір системи та ін.

Розглянемо докладно побудову алгоритму розрахунку запропонованої системи охолодження. Будь-яка система охолодження являє собою сукупність певної кількості теплообмінників, з'єднаних один з іншим за допомогою водяних каналів. Тому доцільно створити окремі спрощені підпрограми розрахунків кожного теплообмінника – прямий та зворотній – та поєднати їх в систему охолодження за допомогою виконання тієї умови, що параметри теплоносіїв на виході з одного теплообмінника є параметрами входу для наступного за рухом теплоносія. Такий підхід дозволяє швидко отримати програму розрахунку довільної системи охолодження.

Як було сказано вище, розрахунок модернізованої системи охолодження є оптимізаційним, через те, що представляє підбір декількох параметрів системи з метою отримання мінімального значення температури повітря у ресивері t_s .

Вихідні дані розрахунку:

T_o , К – температура навколишнього середовища;

T_{ww1} , К – температура забортної води;

T_k , К – температура повітря перед ОНП;

T_{wd2} , К – температура води на виході з дизеля;

T_{m2} , К – температура масла на виході з дизеля;

Q_d , Вт – кількість тепла, яку необхідно відвести в «гарячому» контурі;

Q_m , Вт – кількість тепла, яку необхідно відвести від масла в МО;

G_{Σ} , кг/с – сумарна витрата повітря вентиляторами;

G_{wh} , кг/с – витрата циркуляційного насоса;

G_{nv} , кг/с – витрата наддувочного повітря;

G_m , кг/с – витрата масла.

					КРМ.142.6221мз.25.08.03.ПЗ	Лист
						51
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Крім того, вихідними даними є маса, схема взаємного руху теплоносіїв, кількість ходів по воді, коефіцієнт використання маси пучка для теплообмінників системи.

В якості параметрів, що підбираються при оптимізації системи виступають витрати води в окремих гілках контуру G_{w1} і G_{w3} . Для зручності підбору, дані параметри виражають за допомогою S_{HB} за наступними залежностями

$$G_{w1} = \frac{G_{HB} C_p}{S_{HB} C_{pw}}; G_{w3} = G_{WH11} - G_{w1} - G_{II}.$$

Далі пов'язуємо теплообмінники між собою на підставі викладеного вище принципу однаковості параметрів теплоносіїв (в даному випадку води та масла) на виході з попереднього теплообмінника та на вході в наступний за рухом теплоносія. Згідно з цим принципом для модернізованої системи маємо:

- T_{w1} – температура води на виході з КВВО1 та на вході в ОНП;
- T_{w3} – температура води на виході з КВВО2 та на вході в МО;
- T_{w5} – температура води після змішування потоків з температурами T_{w2} та T_{w4} після ОНП та МО відповідно. Дана температура є температурою входу для КВВО1 та КВВО2 і визначається за наступним виразом

$$T_{w5} = \frac{T_{w2} G_{w1} + T_{w4} G_{w3}}{G_{w1} + G_{w3}}.$$

Для визначення всіх температур води системи охолодження в програмі здійснено цикл за допомогою стандартної процедури Microsoft Excel «Поиск решения». Структуру циклу наочно показано безпосередньо в програмі, полягає вона в наступному. Взявши довільне значення температури води на вході в КВВО T_{w5} , можливо виконати розрахунок системи охолодження. По закінченню розрахунку буде знов отримано значення температури T'_{w5} після змішування потоків води на виході з ОНП та МО. Очевидно, що має виконуватися рівність $T_{w5} = T'_{w5}$. В разі невиконання даної умови, T_{w5} прирівнюється до T'_{w5} і розрахунок повторюється до тих пір, поки рівність температури входу в КВВО і температури змішування потоків за ОНП та МО не буде досягнута. Подібна організація алгоритму дозволяє позбавитись необхідності вирішення складної системи рівнянь з

5-ма невідомими. Крім того, вона є універсальною для будь-якої схеми системи охолодження.

Параметри теплоносіїв на виході з теплообмінників визначаються їх конструкцією та масо-габаритними показниками. В даному випадку відомо всі параметри – геометричні та теплотехнічні – КВВО та ОНП, тому їх спрощений розрахунок на окремих листах виконується за зворотним алгоритмом. Визначені параметри входу – виходу теплоносіїв зумовлюють конструкції та масо-габаритні показники ОНП, МО та КВВО в системі завдяки під'єднанню до методики розрахунку системи охолодження алгоритмів прямої задачі всіх теплообмінних апаратів.

Алгоритм розрахунку наступний:

- визначаємо відношення енергоємностей потоків теплоносіїв S

$$S = \frac{W_{\min}}{W_{\max}} = \frac{G_x C_{px}}{G_z C_{pz}} \quad (\text{припустимо, що } G_x C_{px} < G_z C_{pz});$$

- визначаємо кількість одиниць переносу тепла N

$$N = k_g \frac{W_{\min}}{M_{II}};$$

- визначаємо ККД теплообмінника η

$$\eta = f(\text{схема}, b, N, S);$$

- визначаємо температури теплоносіїв на виході з теплообмінника $T_{\text{вих}}^x$ і $T_{\text{вих}}^z$

$$T_{\text{вих}}^x = T_{\text{вх}}^x + \eta(T_{\text{вх}}^z - T_{\text{вх}}^x)$$

$$T_{\text{вих}}^z = T_{\text{вх}}^z - S(T_{\text{вих}}^x - T_{\text{вх}}^x)$$

Як було зазначено вище, МО для модернізованої системи розраховується за прямим алгоритмом. Вихідні дані в цьому випадку наступні: температура входу-виходу теплоносіїв $T_{\text{вх}}^x$, $T_{\text{вх}}^z$, $T_{\text{вих}}^x$, $T_{\text{вих}}^z$, схема їх взаємного руху, кількість ходів по воді b , коефіцієнт використання маси пучка k_g .

Результатом розрахунку є визначення маси пучка M_n .

Алгоритм розрахунку наступний:

- визначаємо відношення енергоємностей потоків теплоносіїв S

					КРМ.142.6221мз.25.08.03.ПЗ	Лист
						53
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$S = \frac{W_{\min}}{W_{\max}} = \frac{G_x C_{px}}{G_z C_{pz}} \quad (\text{припустимо, що } G_x C_{px} < G_z C_{pz});$$

- визначаємо ККД теплообмінника η

$$\eta = \frac{Q_d}{Q_m} = \frac{W_z \Delta T_z}{W_{\min} \Delta T_{\max}};$$

- визначаємо кількість одиниць переносу тепла N

$$N = f(\text{схема}, b, \eta, S);$$

- визначаємо масу пучка M_n

$$M_{II} = k_g \frac{W_{\min}}{N}.$$

Проте, викладені вище розрахунки є спрощеними, як було зазначено вище. Розглянемо докладніше показник k_g , що фігурує в вихідних даних як прямого, так і зворотного розрахунків. Даний коефіцієнт визначається так:

$$k_g = k \frac{F}{M_n} \text{ Вт}/(\text{кг}\cdot\text{К}),$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м² К);

F – площа поверхні теплообміну збоку заребрення, м²;

M_n – маса пучка, кг.

При зворотному розрахунку, площа поверхні F та маса пучка M_n незмінні для будь-яких значень витрат та температур теплоносіїв. Коефіцієнт теплопередачі визначається наступним чином:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha} + \sigma R_{cm} + \sigma \frac{1}{\alpha_w},$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі від повітря до стінки, Вт/(м²·К);

α_w – коефіцієнт тепловіддачі від води до стінки, Вт/(м²·К);

R_{cm} – термічний опір стінки, м²·К/Вт;

σ – коефіцієнт заребрення.

Значення коефіцієнтів α і α_w залежать від швидкості руху теплоносіїв, а, отже, від їх витрати за умови незмінності перерізу проходження, в той час, як σ та R_{cm} лишаються незмінними. Таким чином, можна зробити висновок, що k (α ,

					КРМ.142.6221мз.25.08.03.ПЗ	Лист
						54
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

відповідно, і k_g) залежить від витрати та температур теплоносіїв. Цей факт зумовлює необхідність проведення сумісного розрахунку системи та всіх теплообмінників для визначення значення k_g .

Спочатку систем охолодження з усіма теплообмінними апаратами вирішувалась за допомогою прямої задачі. В результаті розрахунку отримано раціональні витрати теплоносіїв по гілках системи, а також конструктивні параметри ОНВ, МО.

Наступним кроком розрахунків був розрахунок системи охолодження за допомогою зворотної задачі системи та всіх теплообмінників. В результаті уточнено значення температур і витрат теплоносіїв в характерних точках системи.

3.3.2 Методики розрахунку теплообмінників

Розрахунок теплообмінників для всіх варіантів виконання системи охолодження здійснювався за допомогою існуючих кафедральних програм. Для розрахунків теплообмінників на базі трубчатої поверхні теплообміну з індивідуальним накатним круглим заребренням МО, теплообмінників на базі плоскоовальної ПТ з груповим заребренням пластинами ОНП було використано існуючі кафедральні методики розрахунку.

Подібно до розрахунків системи охолодження, існує три типи задач розрахунку теплообмінника: пряма задача, зворотна задача та оптимізаційна задача.

Пряма задача вирішується для визначення конструктивних параметрів теплообмінника, при цьому, як правило, відомі всі параметри теплоносіїв на вході та виході з теплообмінника.

Зворотна задача вирішується для визначення параметрів теплоносіїв на виході з теплообмінника. При цьому, відомими є всі конструктивні параметри теплообмінника та параметри входу теплоносіїв.

Оптимізаційна задача пов'язана з пошуком найліпшого варіанту вирішення за умови виконання накладених обмежень. Параметр(або параметри) за яким оцінюється досконалість теплообмінника називають функцією цілі оптимізації. Слід зазначити, що оптимізаційні задачі становлять собою деяке поєднання прямої та зворотної задачі розрахунку, або, навіть, можуть базуватись на одній з

них. В зв'язку з цим, а також з нескінченим варіантом постановки оптимізаційної задачі, достатньо створити програми розрахунків теплообмінника за прямою та зворотною задачею. Програма розрахунків за оптимізаційною задачею може бути відносно легко отримана поєднанням або сумісним використанням програм розрахунку за прямою та оптимізаційною задачею.

Програми розрахунків виконано в середовищі програмування Microsoft Excel. Програми виконано в вигляді таблиць з використанням стандартної структури даного програмного середовища. Для досягнення максимальної наочності в окремому стовбцю записані всі розрахункові формули, які безпосередньо в програмі не працюють. Дійсні розрахункові формули записані мовою програми Microsoft Excel в стовбцю, де наведено результати обчислень за цими формулами.

Для полегшення обробки результатів розрахунків організованої вибірку до таблиці, яка приводиться під розрахунками. Таблиця також має дублюючий індикатор вірності проведених розрахунків.

Прямий розрахунок теплообмінників містить вбудований зворотний та гідравлічний розрахунок, які виконано на окремих листах програми. Ці розрахунки є повністю автоматичними. Зворотний розрахунок теплообмінників містить вбудований гідравлічний розрахунок. Також програми на окремих листах містять пояснюючі графіки, рисунки, результати розрахунків, допоміжні розрахунки.

При роботі програми можливе виникнення збою. Причиною цього збою можуть бути некоректні вихідні дані, збій циклічних розрахунків тощо. Для усунення збою необхідно скоректувати, в разі потреби, вихідні дані та обов'язково прирівняти «парні» сині віконця один до одного.

Результати розрахунків ОНП та МО приведено в таблицях 3.3 та 3.4.

3.3.3 Основа для вибору кільових охолоджувачів

Від розміру кільового охолоджувача залежить максимальний рівень температури охолоджуючої рідини в системі охолодження двигуна. Швидкість теплообміну залежить, в основному, від температури охолоджувальної води, її витрати і площі теплообміну. Теплообмінник, повинен працювати на повну потужність навіть під час стоянки судна. При розрахунку мінімальної поверхні теплообміну

					КРМ.142.6221 мз.25.08.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		56

враховується коефіцієнт забруднення. Розмір теплообмінника також залежить від матеріалів, що застосовуються при виготовленні поверхні теплообміну, типу води, в якій буде експлуатуватися судно, і очікуваного терміну служби.

Вибір площі теплообміну кільових охолоджувачів проводимо за допомогою рекомендацій у вигляді залежностей, приведених на рис. 3.4 та 3.5.

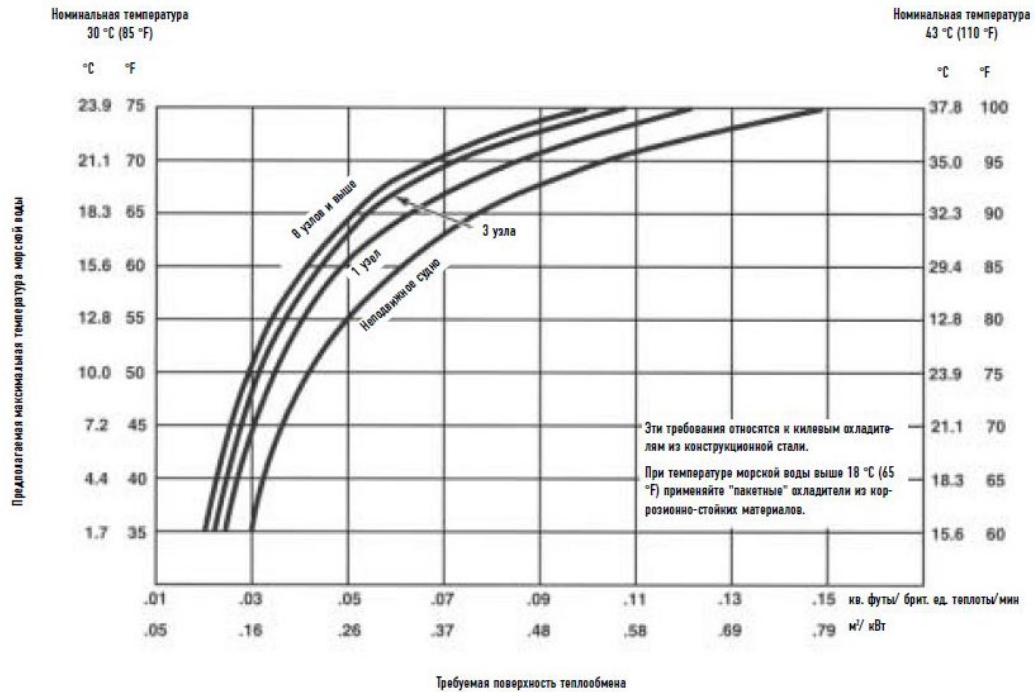


Рис. 3.4. Вимоги до поверхні кільового охолоджувача для контуру охолодження наддувного повітря

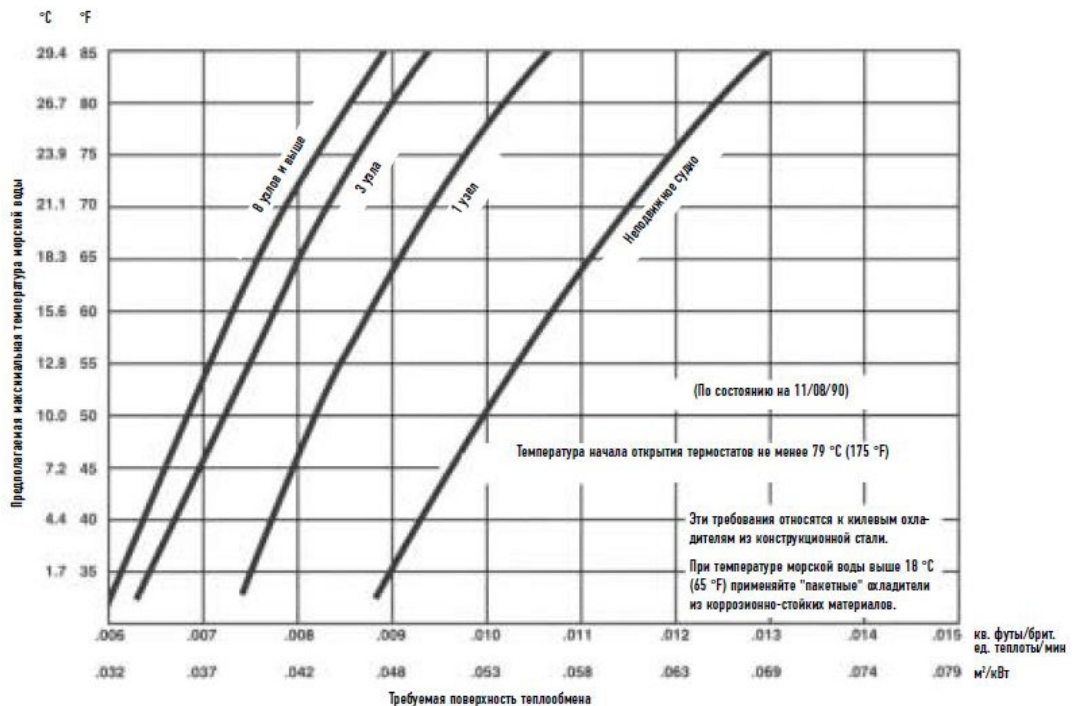


Рис. 3.5. Вимоги до поверхні кільового охолоджувача для контуру охолодження двигуна

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

В цих рекомендаціях враховано термічний опір сталевій обшивці судна, поверхневих плівок води зовні і всередині теплообмінника і фактора корозії поверхні. Коефіцієнт теплопередачі плівки прісної води на внутрішній поверхні теплообмінника прийнятий для швидкості потоку 0,9 м/с. Коефіцієнт теплопередачі плівки забортної води залежить від швидкості руху судна. Фактор корозії розрахований для підготовленої прісної води в системі охолодження і забрудненої морської води за бортом. Ці випадкові фактори грають настільки істотну роль у сукупному тепловому балансі теплообмінника, що тип і товщина матеріалу теплообмінника стають вторинними факторами. Звичайні процеси руйнування зовнішньої і внутрішньої поверхні теплообмінника, такі, як утворення іржі, окалини, точкова корозія, поступово знижують ефективність роботи кільового теплообмінника. Аналогічним чином впливають поверхневі покриття і нарост морських організмів. Стабілізація цього процесу досягається лише через 4...5 років.

З урахуванням зниження фактичної поверхні теплообміну з часом кільові теплообмінники проектуємо з запасом по розмірах.

Охолоджуюча рідина системи охолодження повинна протікати через кільовий охолоджувач в напрямку від задньої до передньої частини, тобто перебувати в протитоку по відношенню до потоку морської води для досягнення максимальної ефективності. Зазвичай потік води поділяється на кілька, проходячи через канали теплообмінника. При значному числі каналів швидкість потоку настільки знижується, що потік стає ламінарним. При цьому знижується інтенсивність теплообміну. Найкращим компромісом є такий розподіл потоку, при якому є максимальна кількість каналів при протиточному напрямку руху потоків.

3.3.4 Результати розрахунку запропонованої системи охолодження

Результати розрахунків запропонованої маловитратної схеми системи охолодження приведено в табл. 3.2.

					КРМ.142.6221мз.25.08.03.ПЗ	Лист
						58
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Таблица 3.2. Результаты расчета системы охлаждения

Параметр	Обозначение	Ед. изм.	Значение
Теплоотвод в зарубашечную воду	Q_0	кВт	378,3
Теплоотвод в масло	Q_M	кВт	37,8
Расход пресной воды через ОНВ	G_{w1}	кг/с	0,757
Расход пресной воды через МО	G_{w2}	кг/с	1,0
Вода через перепуск	$G_{wп}$	кг/с	7,24
Расход воды через дизель	G_w	кг/с	9,0
Расход наддувочного воздуха	$G_{нв}$	кг/с	1,028
Расход масла	G_M	кг/с	4,0
Воздух перед компрессором	T_{B0}	°C	40
Температура забортной воды перед КВВО1	T_{ww1}	°C	22
T_1 или T_k , воздух за компрессором	$T_1 (T_k)$	°C	168,5
T_2 или T_s , воздух в ресивере	$T_2 (T_s)$	°C	31,4
Температура пресн. воды перед двигателем	T_{w01}	°C	96,1
Температура пресн. воды за двигателем	T_{w02}	°C	106,2
Вода перед ОНВ	T_{w1}	°C	30,4
Вода за ОНВ	T_{w2}	°C	75,1
Вода перед МО	T_{wm1}	°C	30,4
Вода после МО	T_{wm2}	°C	39,5
Масло перед МО	T_{M1}	°C	90,3
Масло за МО	T_{M2}	°C	85,7

Таблица 3.3. Результаты расчета ОНП

Параметр	Обозначение	Ед. изм.	Значение
Расход воздуха	G_B	кг/с	1,028
Расход воды	G_W	кг/с	0,756
Температура воздуха на входе	T_{B1}	К	441,5
Температура воздуха на выходе	T_{B2}	К	304,43
Температура воздуха на входе	t_{B1}	°С	168,5
Температура воздуха на выходе	t_{B2}	°С	31,43
Температура воды на входе	T_{W1}	К	303,41
Температура воды на выходе	T_{W2}	К	348,07
Температура воды на входе	t_{W1}	°С	30,41
Температура воды на выходе	t_{W2}	°С	75,07
Давление воздуха на входе	P_1	Па	286000
Средняя температура воды в ОНВ	T_{wf}	К	325,7
Средняя температура воздуха в ОНВ	T_{Bf}	К	362,22
Скорость воды в трубках	w_w	м/с	0,53
Число Рейнольдса по воде	Re_w		4940,2
Полное изменение давления в охладителе	ΔP	Па	1285,3
Коэффициент использования массы пучка	K_g	Вт/кг·К	116,92
Коэффициент использования объема пучка	K_v	Вт/м ³ К	123420,3
Суммарное сопротивление движению потока воды	ΔP_w	кПа	10,56
Коэффициент теплоотдачи от воздуха к стенке	$\alpha_{п}$	Вт/(м ² ·К)	212,6
КПД ОНВ	η		0,9925
Тепловая мощность ОНВ по явному теплу	Q	кВт	141,6
Термическое сопротивление чистой монометаллической стенки	$R_{ст}$	м ² ·К/Вт	5,6E-06
Термическое сопротивление слоя загрязнения со стороны воздуха	$R_э$	м ² ·К/Вт	0,000176
Действительное термическое сопротивление монометаллической стенки	R_{Σ}	м ² ·К/Вт	0,0011
Масса пучка	$M_{п}$	кг	60,2

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221МЗ.25.08.03.ПЗ

Лист

60

Таблиця 3.4. Результати розрахунку МО

Параметр	Обозначение	Ед. изм.	Значение
Расход масла	G	кг/с	4,0
Температура масла на входе	t_{M1}	°С	90,0
Давление масла на входе	p_{M1}	кПа	439
Температура масла за охладителем	t_{M2}	°С	85,44
КПД МО	η		0,1515
Средняя скорость масла	w_M	м/с	1,80
Сопротивление по маслу	ΔP_M	кПа	21,95
Расход воды	G_w	кг/с	1
Температура воды на входе	t_{w1}	°С	30,4
Температура воды на выходе	t_{w2}	°С	39,44
Давление воды на входе	P_w	кПа	180,0
Скорость воды в трубках	w_w	м/с	1,43
Сопротивление по воде	ΔP_w	кПа	10,09
Термическое сопротивление стенки и слоя загрязнений	R_{Σ}	м ² ·К/Вт	2,43E-03
Коэффициент использования массы пучка труб	k_g	Вт/кг·К	78,12
Количество теплоты, переданной в МО	Q	кВт	37,82

Кількість тепла яка повинна бути відведена в кільовому охолоджувачі, що включений до гілки з ОНП (КВВО1), дорівнює 240 кВт, а в кільовому охолоджувачі, що включений до гілки з МО (КВВО2), – 317 кВт. Виходячи з цього, за графіками на рис. 3.4 і 3.5 знаходимо площу поверхні теплообміну кільових охолоджувачів.

Площа КВВО1 – 14 м²;

Площа КВВО2 – 20 м².

Поверхню теплообміну для обох кільових охолоджувачів приймаємо в вигляді гладкої труби зовнішнім діаметром 42 мм і товщиною стінки 6 мм. Площа одного погонного метра такої труби дорівнює 0,132 м². Тож довжина змійовика КВВО1 повинна дорівнювати 106 м, а КВВО2 152 м.

3.4 Висновок до розділу

У третьому розділі кваліфікаційної роботи проведено аналіз існуючих систем охолодження, обґрунтовано вибір та розроблено проєкт модернізованої системи охолодження з кільовим охолоджувачем для головного суднового двигуна типу 12ЧН 13/14.

Запропонована система побудована на принципі маловитратності з місцевим переохолодженням теплоносіїв, що передбачає перехід від двох контурів до одного з поділом потоку води після двигуна на три гілки: через охолоджувач наддувного повітря (ОНП), маслоохолоджувач (МО) та перепускний канал. Така організація дозволила оптимізувати витрати теплоносіїв у кожній гілці та інтегрувати високоефективні теплообмінники нового покоління.

Результати комплексного розрахунку, проведеного з використанням адаптованих кафедральних програм у середовищі Microsoft Excel, підтверджують високу ефективність проєктованої системи:

Теплотехнічна ефективність: Система забезпечує надійний відвід необхідної кількості теплоти від зарубашкового простору двигуна (378,3 кВт) та системи мастила (37,8 кВт) навіть за найбільш жорстких експлуатаційних умов (температура навколишнього повітря +40 °С, забортної води +22 °С). Завдяки оптимізації вдалося досягти значних показників: ККД ОНП становить 0,9925, а маслоохолоджувача – 0,1515.

Ключова перевага – охолодження наддувного повітря: Головним результатом модернізації є радикальне зниження температури наддувного повітря, що надходить у ресивер двигуна, зі 168,5 °С після компресора до 31,4 °С. Це дозволяє прогнозувати значне підвищення економічності (зниження питомої витрати палива на 6...9 г/(кВт·год)) та покращення екологічних показників (скорочення викидів оксидів азоту NO_x приблизно на 30 %).

Конструктивні особливості: Проєктом передбачена заміна традиційних водо-водяних охолоджувачів на два кільові охолоджувачі (КВВО1 та КВВО2) загальною площею поверхні теплообміну 34 м² (106 м і 152 м труб відповідно), що інтегруються в корпус судна. Це дозволяє відмовитися від циркуляційних насосів

					КРМ.142.6221мз.25.08.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		62

забортої води, скоротити протяжність трубопроводів і вивільнити корисний об'єм у машинному відділенні.

Експлуатаційна стійкість: Розрахунки підтверджують, що навіть на стоянці (при нульовій швидкості судна) запропоновані кільові охолоджувачі забезпечать повне відведення теплового навантаження від усіх компонентів системи.

Отже, розроблена маловитратна система охолодження з кільовими охолоджувачами та вдосконаленими теплообмінниками комплексно вирішує поставлені завдання щодо підвищення паливної економічності, поліпшення екологічних характеристик та оптимізації компоновки машинного відділення лоцманського катера, що підтверджує доцільність її практичного впровадження.

					КРМ.142.6221мз.25.08.03.ПЗ	Лист
						63
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4. ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ МОДЕРНІЗОВАНОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ СУДНОВОГО ДВИГУНА ТИПУ 12ЧН 13/14

4.1 Мета та передумови модернізації. Вибір порівняльного базису

Запровадження будь-якої технічної модернізації в умовах ринкової економіки потребує чіткого економічного обґрунтування. Головним критерієм прийняття рішення є очікуваний економічний ефект – перевищення фінансових вигод над додатковими витратами [10].

Основною метою даного розділу є кількісна оцінка економічної доцільності заміни традиційної повнопоточної системи охолодження з водо-водяними охолоджувачами на запропоновану в Розділі 3 маловитратну систему з кільовими охолоджувачами (КВВО) та високоефективними теплообмінниками для головного суднового двигуна типу 12ЧН 13/14 (ЯМЗ-240).

Технічною передумовою для проведення економічного аналізу є результати теплотехнічного розрахунку (Розділ 3), який підтвердив принципову можливість та ефективність модернізації. Ключовим технічним результатом, що безпосередньо впливає на економіку, є зниження температури наддувного повітря в ресивері двигуна з 168,5 °С до 31,4 °С. Це забезпечує зниження питомої витрати палива з 0,218 кг/(кВт·год) до 0,212 кг/(кВт·год).

Для об'єктивної оцінки ефективності необхідно порівняти новий проєкт з техніко-економічно достовірним альтернативним варіантом. Як базовий варіант для порівняння (аналог) прийнято серійний двигун 12ЧН 13/14 із традиційною двоконтурною повнопоточною системою охолодження, техніко-економічні характеристики якого наведені в табл. 4.1.

Вихідні дані для порівняльного аналізу, такі як ціна встановлення, питомі витрати, ресурс та режим експлуатації, взяті з проектних розробок, ринкових пропозицій та типових норм експлуатації для суднових дизелів подібного класу. Розрахунок економічних показників виконано відповідно до загальноприйнятої методики визначення ефективності нової техніки, що передбачає порівняння сумарних наведених витрат за життєвий цикл обладнання.

					КРМ.142.6221мз.25.08.04.ПЗ	Лист
						64
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 4.1. Основні техніко-економічні показники двигунів для порівняння

Найменування показників		Позначення	Двигун аналог	Спроектований двигун
Потужність, кВт		N_e	500	500
Частота обертання, хв ⁻¹		n	2100	2100
Діаметр циліндра, м		D	0,13	0,13
Хід поршня, м		S	0,14	0,14
Вага, кг		G	1790	1790
Габарити, м:	довжина	L	1,76	1,76
	ширина	B	1,1	1,1
	висота	H	1,19	1,19
Питомі витрати палива, кг/кВт·год.		g_p	0,218	0,212
Питомі витрати масла, кг/кВт·год.		g_m	0,0009	0,0009
Механічний ККД		η_m	0,85	0,87
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	4000	4000
Ресурс двигуна до першого перебирання, год.		$t_{пер}$	10000	10000
Ресурс двигуна до капітального ремонту, год.		$t_{кр}$	24000	24000
Ціна установки, грн.		Π	2100000	2800000
Ціна палива, грн./т		Π_p	54000	54000
Ціна масла, грн./т		Π_m	85000	85000
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності		E	0,15	0,15

4.2 Розрахунок економічної ефективності впровадження в експлуатацію двигуна з модернізованою системою охолодження

Річна продуктивність установки визначається за формулою, кВт за рік:

$$N = K_p \cdot N_e \cdot t.$$

Для аналога (1) і для двигуна з модернізованою системою охолодження (2) відповідно маємо:

$$N_1 = 0,9 \cdot 500 \cdot 4000 = 1800000 \text{ кВт за рік,}$$

$$N_2 = 0,9 \cdot 500 \cdot 4000 = 1800000 \text{ кВт за рік.}$$

Термін служби установки визначається за формулою, років: $T = \frac{t_{кр}}{t}$.

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

$$T_1 = \frac{24000}{4000} = 6,0 \text{ років,}$$

$$T_1 = \frac{24000}{4000} = 6,0 \text{ років.}$$

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

$$З_{п} = g_{п} \cdot N \cdot Ц_{п} \cdot 10^{-3}.$$

Для аналога і для двигуна з модернізованою системою охолодження відповідно маємо

$$З_{п1} = 0,218 \cdot 1800000 \cdot 54000 \cdot 10^{-3} = 21189600,0 \text{ грн.,}$$

$$З_{п2} = 0,212 \cdot 1800000 \cdot 54000 \cdot 10^{-3} = 20606400,0 \text{ грн.}$$

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

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

Для аналога і для двигуна з модернізованою системою охолодження відповідно маємо

$$З_{м1} = 0,0009 \cdot 1800000 \cdot 85000 \cdot 10^{-3} = 137700,0 \text{ грн.,}$$

$$З_{м2} = 0,0009 \cdot 1800000 \cdot 85000 \cdot 10^{-3} = 137700,0 \text{ грн.}$$

Річні витрати на поточний ремонт визначаються за формулою, грн.

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

					КРМ.142.6221мз.25.08.04.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		66

Для аналога і для двигуна з модернізованою системою охолодження відповідно маємо

$$З_{\text{пр1}} = \frac{0,05 \cdot 4000 \cdot 2100000}{10000} = 42000,0 \text{ грн.}, \quad З_{\text{пр1}} = \frac{0,05 \cdot 4000 \cdot 2800000}{10000} = 56000,0 \text{ грн.}$$

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

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

Для аналога і для двигуна з модернізованою системою охолодження відповідно маємо

$$З_{\text{кр1}} = \frac{0,3 \cdot 4000 \cdot 2100000}{24000 \cdot 1,1} = 95454,5 \text{ грн.}, \quad З_{\text{кр2}} = \frac{0,3 \cdot 4000 \cdot 2800000}{24000 \cdot 1,1} = 127272,7 \text{ грн.}$$

Річні витрати у споживача визначаються за формулою, грн.

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

Для двигуна-аналога (1) і для двигуна з модернізованою системою охолодження (2) відповідно маємо

$$U_1 = 21189600,0 + 137700,0 + 42000,0 + 95454,5 = 21464754,5 \text{ грн.},$$

$$U_2 = 20606400,0 + 137700,0 + 56000,0 + 127272,7 = 20927372,7 \text{ грн.}$$

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

$$E_{\kappa} = \left[\Pi_1 \cdot \frac{N_2}{N_1} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_1} + E_1}{\frac{1}{T_2} + E_2} \right) + \frac{U_3 - U_2}{\frac{1}{T_2} + E_2} \right] - \Pi_2,$$

де $U_3 = \frac{N_2}{N_1} \cdot U_1 = \frac{1800000}{1800000} \cdot 21464754,5 = 21464754,5 \text{ грн.}$

$$E_{\kappa} = \left[2100000 \cdot \frac{1800000}{1800000} \cdot \left(\frac{\frac{1}{6} + 0,15}{\frac{1}{6} + 0,15} \right) + \frac{21464754,5 - 20927372,7}{\frac{1}{6} + 0,15} \right] - 2800000 = 996995,2 \text{ грн.}$$

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

					КРМ.142.6221мз.25.08.04.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		67

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

де ΔK – додаткові одноразові витрати на модернізацію системи охолодження, грн.;

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

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

$$\Delta S = 21464754,5 - 20927372,7 = 537381,8 \text{ грн.}$$

Отже, час окупності: $T_{\text{окуп}} = \frac{700000}{537381,8} = 1,30$ роки.

4.3 Висновок до розділу

На підставі виконаних розрахунків можна зробити наступні висновки щодо економічної ефективності впровадження модернізованої системи охолодження.

Як і очікувалося, основним джерелом фінансової вигоди є зниження витрат на паливо. Завдяки підвищенню ККД двигуна внаслідок інтенсивного охолодження наддувного повітря, річні витрати на паливо для модернізованого двигуна складають 20606400 грн, що на 583200 грн менше, ніж у базового аналога (21189600 грн). Ця економія становить понад 95 % від загальної річної економії на експлуатаційних витратах.

Розрахунок підтверджує, що для суднових дизелів з тривалою річною наробіткою (4000 год.) витрати на паливо є абсолютно домінуючими, складаючи понад 98% від усіх поточних витрат. Витрати на масло, поточний та капітальний ремонт є значно меншими, але також враховані в аналізі. Варто зазначити, що вищі капітальні витрати на проєкт (2800000 грн проти 2100000 грн) призводять до пропорційного зростання річних амортизаційних відрахувань на ремонт, однак це зростання цілком компенсується економією на паливі.

Сумарні річні експлуатаційні витрати споживача для модернізованого двигуна (20927372,7 грн) є нижчими за витрати на аналог (21464754,5 грн). Чиста річна економія (ΔS) таким чином становить 537381,8 грн.

Додаткові капітальні витрати на модернізацію (ΔK) становлять 700 тис. грн. Простий термін окупності цих додаткових інвестицій за рахунок річної еко-

					КРМ.142.6221мз.25.08.04.ПЗ	Лист
						68
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

номії складає 1,3 року. Цей показник є дуже привабливим для інвестора, оскільки значно менший за нормативний термін служби обладнання до капітального ремонту (6 років).

Таким чином, розрахунки однозначно підтверджують економічну доцільність впровадження запропонованої маловитратної системи охолодження з кільовими охолоджувачами. Проект характеризується значним позитивним економічним ефектом, що виникає насамперед за рахунок суттєвого підвищення паливної економічності двигуна. Термін окупності додаткових капітальних вкладень менший за два роки, що свідчить про високу інвестиційну привабливість модернізації. Окрім прямого економічного ефекту, впровадження даної системи забезпечує також важливі опосередковані вигоди: зниження екологічного навантаження (менші викиди NOx) та вивільнення корисного об'єму в машинному відділенні.

					КРМ.142.6221мз.25.08.04.ПЗ	Лист
						69
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЛОЦМАНСЬКОГО КАТЕРА З МОДЕРНІЗОВАНОЮ СИСТЕМОЮ ОХОЛОДЖЕННЯ

5.1 Актуальність питання безпеки та екології в судновій енергетиці

Сучасне суднобудування та експлуатація суден характеризуються посиленням вимог до безпеки життєдіяльності екіпажу та захисту морського середовища. Енергетичні установки, зокрема головні суднові двигуни, є джерелом низки шкідливих факторів: високого рівня шуму і вібрації, потенційної небезпеки виникнення пожежі або вибуху, виділення шкідливих речовин у повітря та воду. Впровадження нових технічних рішень, таких як модернізована маловитратна система охолодження з кільовими охолоджувачами, повинно супроводжуватися аналізом її впливу на умови праці та навколишнє середовище, а також розробкою заходів щодо мінімізації можливих негативних наслідків.

Метою даного розділу є оцінка впливу запропонованої системи охолодження двигуна 12ЧН 13/14 на параметри умов праці в машинному відділенні лоцманського катера та на екологічні показники його роботи, а також формування комплексних рекомендацій щодо забезпечення безпеки та екологічності.

5.2 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів в машинному відділенні

Експлуатація суднової дизельної установки пов'язана з дією на обслуговуючий персонал наступних основних небезпечних та шкідливих факторів:

5.2.1 Фізичні фактори:

Підвищений рівень шуму: Робота головного двигуна, турбокомпресора, насосів, вентиляторів є джерелом інтенсивного шуму широкого частотного діапазону. Тривалий вплив шуму рівнем понад 80 дБА призводить до професійних захворювань органу слуху, підвищеної втомлюваності, порушення психоемоційного стану.

					КРМ.142.6221мз.25.08.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		70

Вібрація: Механічні коливання, що передаються від двигуна та інших механізмів на фундаменти, палуби та конструкції корпусу. Загальна та локальна вібрація впливає на опорно-руховий апарат, нервову та серцево-судинну системи.

Підвищена температура поверхонь обладнання та повітря: Елементи двигуна (випускний колектор, турбіна), паливна апаратура, паропроводи можуть мати температуру поверхні, що перевищує 60 °С, що створює ризик термічних опіків. Температура повітря в МВ влітку може досягати 40–45 °С, сприяючи тепловому навантаженню на організм.

Підвищена вологість повітря: Може виникати через нещільності в системі охолодження, конденсат на холодних поверхнях, що погіршує тепловідчуття та сприяє розвитку корозії.

5.2.2 Хімічні фактори:

Забруднення повітря шкідливими речовинами: У повітря робочої зони можуть потрапляти: оксиди вуглецю (CO), азоту (NOx), сірки (SOx), вуглеводні (CH) з відпрацьованих газів; пари палива, мастил, рідин системи охолодження; озон (O₃) від електричного обладнання. Багато з цих речовин мають токсичну, подразнювальну або канцерогенну дію.

Пил (металевий, сажовий) під час проведення ремонтних робіт.

5.2.3 Пожежно-вибухонебезпечні фактори:

Наявність легкозаймистих та горючих речовин: дизельне паливо, мастильні масла, пропитана маслом ганчірка.

Джерела запалювання: гарячі поверхні, іскри від механічних контактів, електричні розряди, статична електрика.

Можливість витоку палива або масла з трубопроводів, фланцевих з'єднань, цистерн.

5.2.4 Фактори, пов'язані з обладнанням:

Рухомі частини механізмів (вали, шестерні, ремені), що створюють небезпеку захоплення одягу чи частин тіла.

Небезпека отримання травм при обслуговуванні обладнання, пересуванні у тісних або погано освітлених проходах, на сходах.

					КРМ.142.6221мз.25.08.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		71

Висока напруга в судновій електромережі та електрообладнанні.

5.3 Вплив модернізованої системи охолодження на умови праці в машинному відділенні

Впровадження системи з кільовим охолоджувачем вносить низку змін у параметри робочого середовища:

5.3.1 Позитивний вплив:

Зниження тепловиділень у приміщення МВ. Традиційні водо-водяні охолоджувачі (ВВО), розташовані всередині судна, є додатковими джерелами тепла, оскільки відводять тепло від контурів у повітря машинного відділення, перш ніж воно буде передане забортній воді через допоміжні теплообмінники. Кільові охолоджувачі виносять основний процес відведення тепла за межі корпусу. Це дозволяє суттєво знизити температуру повітря в МВ, особливо в літній період, поліпшуючи теплові умови праці та зменшуючи навантаження на систему вентиляції.

Скорочення кількості обладнання та рівня шуму. Відмова від циркуляційних насосів забортної води та зменшення кількості потужних насосів прісної води призводить до зниження загального рівня шуму в машинному відділенні. Відсутність ВВО також усуває шум від потоку води та повітря в цих апаратах.

Вивільнення корисного простору. Ліквідація громіздких ВВО та їх трубопроводів звільняє місце в МВ. Це покращує ергономіку, розширює проходи, полегшує доступ до обладнання для обслуговування та ремонту, що є профілактикою травматизму.

Зниження вологості. Зменшення кількості фланцевих з'єднань, сальників та теплообмінників, де можливі незначні витоки рідини, знижує ймовірність підвищення вологості повітря.

5.3.2 Потенційні нові ризики або особливості:

Складність візуального контролю та обслуговування. Кільові охолоджувачі розташовані зовні корпусу. Їх технічний стан (забруднення, механічні пошкодження, корозія) важко контролювати без спеціальних заходів (водолазні огляди, подання на док). Необхідна чітка організація таких перевірок.

					КРМ.142.6221мз.25.08.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		72

Ризик механічного пошкодження. Пришвартоване судно може пошкодити кільовий охолоджувач об причал, плавучий об'єкт або лід. Потрібна конструктивна міцність та захист.

Залежність ефективності від стану зовнішньої поверхні. Обрастання водоростями, молюсками (біообрастання) на зовнішній поверхні кільового охолоджувача різко знижує його тепловіддачу. Це може призвести до перегріву двигуна, якщо не вжито заходів (використання антиобростаючих покриттів, проектування з запасом).

5.4 Вплив модернізованої системи охолодження на навколишнє середовище

5.4.1 Прямий позитивний екологічний ефект:

Головним екологічним результатом модернізації є суттєве зниження викидів оксидів азоту (NO_x) з відпрацьованими газами. Як показали розрахунки в розділі 3, зниження температури наддувного повітря з 168,5 °C до 31,4 °C призводить до охолодження процесу згоряння. Це сповільнює реакції утворення термічних NO_x, основним фактором яких є висока температура в зоні горіння. Очікуване зниження викидів NO_x становить близько 30%. Це має велике значення для дотримання суворих норм Міжнародної морської організації (ІМО), зокрема Правил Додатка VI MARPOL щодо запобігання забрудненню повітря з суден.

5.4.2 Непрямі позитивні впливи:

Зниження викидів парникових газів та забруднювачів. Покращення паливної економічності (зменшення питомої витрати палива з 0,218 до 0,212 кг/(кВт·год)) прямо пропорційно зменшує викиди вуглекислого газу (CO₂), оксидів сірки (SO_x, що залежать від сірчистого вмісту палива) та твердих часток (сажі). Це сприяє виконанню глобальних та національних цілей зі зменшення вуглецевого сліду.

Скорочення ризику забруднення водного середовища. Відмова від насосів заборотної воли та пов'язаних з ними кіл усуває ризик витоку гідравлічних рідин, мастил з сальників цих насосів у трюмні води або безпосередньо за борт. Кільова система є більш герметичною та замкнутою.

					КРМ.142.6221мз.25.08.05.ПЗ	Лист
						73
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Зниження теплового забруднення. Кільові охолоджувачі розсіюють тепло безпосередньо у масу забортної води через велику розвинену поверхню, що веде до меншої локальної концентрації тепла порівняно з викидом гарячої промивної води через забортний кіп, як у системах із насосами забортної воли.

Зменшення споживання матеріалів та утворення відходів. Більш довгий ресурс двигуна завдяки поліпшеному температурному режиму та меншій кількості обладнання призводять до скорочення витрат на запасні частини, мастила (на одиницю роботи) та обсягів мастильно-господарських відходів.

5.4.3 Потенційні екологічні ризики, що потребують контролю:

Використання антиобростаючих покриттів (АОП). Для захисту кільових охолоджувачів можуть застосовуватися фарби, що містять біоциди (наприклад, сполуки міді). Необхідно використовувати АОП, схвалені міжнародними конвенціями (наприклад, AFS-2001), які мінімізують шкідливий вплив на морську фауну та флору.

Утилізація кільових охолоджувачів. Після закінчення терміну служби великогабаритні теплообмінники потребують належної утилізації з виділенням металів.

5.5 Основні заходи щодо забезпечення охорони праці та безпеки експлуатації

Для реалізації переваг та мінімізації ризиків запропонованої системи необхідно вжити комплекс організаційно-технічних заходів.

5.5.1 Заходи щодо поліпшення умов праці:

Захист від шуму та вібрації:

Встановлення двигуна та редуктора на віброізолюючих фундаментах.

Обладнання повітрязабірних та випускних патрубків глушниками.

Облицювання стін МВ звукопоглинальними матеріалами.

Забезпечення персоналу індивідуальними засобами захисту органу слуху (беруші, навушники) при тривалих роботах в МВ.

Нормалізація мікроклімату:

					КРМ.142.6221мз.25.08.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		74

Організація ефективної приточно-витяжної вентиляції з розрахунком на видалення надлишкового тепла, що виділяється двигуном.

Теплова ізоляція гарячих поверхонь (випускних колекторів, турбін, паропроводів) для зниження тепловиділень у приміщення.

Обладнання МВ термометрами та сигналізаторами перевищення гранично допустимої температури повітря.

Забезпечення електробезпеки:

Застосування обладнання з відповідним ступенем захисту (IP) від вологи та пилу.

Регулярний контроль стану ізоляції електропроводки та заземлення.

Чітке маркування електричних щитів та апаратів.

Запобігання травматизму:

Обладнання всіх рухомих частин (валопроводів, ременів) захисними кожухами.

Організація достатньої освітленості робочих місць та проходів.

Наявність протиковзких покриттів на палубах та сходах.

Чітке планування МВ з виділенням зон обслуговування, ремонту та безпечних проходів.

5.5.2 Заходи протипожежної безпеки:

Система автоматичної пожежогасіння в МВ (наприклад, об'ємного хімічного або газового гасіння).

Оснащення вогнегасниками, пожежними кранами, кошмами.

Автоматична сигналізація про витік палива або масла, підвищення температури.

Регулярна очистка від паливно-мастильних забруднень, використання негорючих матеріалів для ганчір'я.

Експлуатаційні інструкції з чітким порядком дій у разі витоку ПММ або загоряння.

5.5.3 Заходи щодо охорони навколишнього середовища:

Контроль викидів: Регулярний моніторинг складу відпрацьованих газів (NO_x, SO_x, CO, CH₄, димність) для підтвердження відповідності нормам ІМО.

					КРМ.142.6221мз.25.08.05.ПЗ	Лист
						75
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Поводження з відходами:

Обладнання судна сепараторами для відділення нафтопродуктів з льяль-них, баластних вод.

Збір відпрацьованих мастил, олійних фільтрів, забруднених матеріалів у спеціальні ємності з подальшою здачею на берегові пункти прийому.

Сортування твердих побутових відходів.

Контроль стану кільових охолоджувачів:

Включення їх огляду в план планово-попереджувальних ремонтів судна.

Використання екологічно безпечних антиобростаючих покриттів.

Моніторинг температур охолоджуючої рідини для раннього виявлення по-гіршення теплообміну через забруднення.

Підготовка персоналу: Проведення інструктажів та тренінгів з екологічно безпечної експлуатації, дій у разі аварійного розливу ПММ.

5.6 Висновок до розділу

Проведений аналіз показав, що впровадження маловитратної системи охо-лодження з кільовим охолоджувачем для головного двигуна лоцманського катера не тільки підвищує техніко-економічні показники, але й суттєво позитивно впли-ває на аспекти охорони праці та навколишнього середовища.

Основні переваги:

Для умов праці: Значне поліпшення мікроклімату в машинному відділенні за рахунок зниження температури повітря, зменшення рівня шуму, вивільнення корисного простору та покращення ергономіки, що в цілому сприяє збереженню здоров'я та підвищенню безпеки обслуговуючого персоналу.

Для навколишнього середовища: Досягається прямий значний ефект у ви-гляді зниження викидів оксидів азоту (NOx) приблизно на 30 %, що є критично важливим для дотримання міжнародних екологічних стандартів. Непрямими ефектами є зменшення викидів CO₂, SOx та твердих часток завдяки економії па-лива, а також скорочення ризиків забруднення водного середовища нафтопроду-ктами.

					КРМ.142.6221мз.25.08.05.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		76

Управління ризиками, пов'язаними з новою системою (контроль стану зовнішніх теплообмінників, вибір безпечних матеріалів), цілком реалізується через стандартні судові процедури планово-попереджувального ремонту та експлуатації.

Таким чином, запропонована модернізація є комплексним рішенням, що гармонійно поєднує технічний прогрес із підвищенням рівня безпеки працівників та дотриманням принципів сталого розвитку і охорони морської екосистеми. Це відповідає сучасним глобальним тенденціям у суднобудуванні та експлуатації флоту.

					КРМ.142.6221мз.25.08.05.ПЗ	Лист
						77
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК ДО РОБОТИ

У представленій кваліфікаційній роботі проведено комплексне дослідження та розроблено проєкт вдосконаленої системи охолодження для суднового двигуна типу 12ЧН 13/14 (ЯМЗ-240), призначеного для лоцманського катера.

Основні науково-практичні результати та висновки:

Обґрунтовано технічну доцільність модернізації. На основі аналізу характеристик лоцманського катера та режимів роботи його дизельної установки встановлено, що традиційна повнопоточна система охолодження не забезпечує оптимальних температурних умов, особливо для наддувного повітря в умовах високих температур навколишнього середовища. Це обмежує економічність, ресурс та екологічні показники двигуна.

Розраховано та промодельовано робочий цикл двигуна. Виконаний детальний тепловий розрахунок за методом В. І. Грінівецького дозволив отримати точні параметри циклу для номінального режиму (потужність 500 кВт): максимальний тиск згоряння 12,33 МПа, максимальну температуру 1795,2 К, середній ефективний тиск 1,281 МПа, питому витрату палива 0,2137 кг/(кВт·год). Складено тепловий баланс, що став основою для проєктування системи охолодження.

Розроблено принципово нову схему системи охолодження. Запропоновано перехід від традиційної двоконтурної повнопоточної схеми до маловитратної системи з одним основним контуром прісної води та кільовими водо-водяними охолоджувачами, інтегрованими в корпус судна. Система реалізує принцип місцевого переохолодження теплоносіїв з розподілом потоку води після двигуна на три оптимізовані гілки: через охолоджувач наддувного повітря (ОНП), маслоохолоджувач (МО) та перепускний канал.

Спроектовано вискоелективні теплообмінні апарати. Для ОНП запропонована поверхня теплообміну на основі плоскоовальних труб із груповим заребренням, для МО – трубчаста поверхня з індивідуальним круглим заребренням. Результати розрахунків підтверджують їх високу ефективність: ККД ОНП скла-

					КРМ.142.6221мз.25.08.00.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		78

дає 0,9925, що забезпечує охолодження наддувного повітря з 168,5°C після компресора до 31,4°C в ресивері двигуна.

Підтверджено значний техніко-економічний ефект. Впровадження системи дозволить: знизити питому витрату палива з 0,218 до 0,212 кг/(кВт·год) за рахунок інтенсифікації охолодження наддувного повітря; скоротити викиди оксидів азоту (NOx) приблизно на 30 %, що є ключовим для відповідності вимогам MARPOL; досягти термін окупності додаткових капітальних витрат у розмірі 700 тис. грн. всього за 1,3 року завдяки річній економії на паливі понад 583 тис. грн.

Оцінено позитивний вплив на охорону праці та навколишнє середовище. Модернізація призведе до: поліпшення умов праці в машинному відділенні: зниження температури і рівня шуму за рахунок ліквідації водо-водяних охолоджувачів і насосів забортної води, вивільнення корисного простору; зменшення екологічного навантаження: крім скорочення NOx, знизяться викиди CO₂, SOx і сажі завдяки економії палива, а також знизиться ризик забруднення акваторії нафтопродуктами.

Отже, теоретичні дослідження, інженерні розрахунки та техніко-економічне обґрунтування однозначно підтверджують високу ефективність і практичну цінність запропонованої маловитратної системи охолодження з кільовим охолоджувачем. Її впровадження на лоцманських катерах дозволить отримати синергійний ефект: суттєво підвищити паливну економічність та екологічність двигуна, покращити умови праці обслуговчого персоналу, збільшити ресурс силової установки та забезпечити швидку окупність інвестицій. Розробка відповідає сучасним тенденціям енергоефективності та сталості в суднобудуванні.

					КРМ.142.6221мз.25.08.00.ПЗ	Лист
						79
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Правила класифікації та побудови малих суден. Регістр судноплавства України. – Київ, 2002.
2. Суднові двигуни внутрішнього згорання : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
3. Двигуни внутрішнього згорання: 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. 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
6. 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
7. Аністратенко В. О. Математичне планування експерименту в АПК / В. О. Аністратенко, В. Г. Федоров. – К.: Вища школа, 1993. – 375 с.
8. Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. *Handbook of Diesel Engines* / Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.
9. 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.
10. Кузнєцов В. В. Економічна оцінка проектних рішень в судновій енергетиці. – Миколаїв: НУК, 2005. – 70 с.

					КРМ.142.6221МЗ.25.08.00.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		80

11. 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.

12. 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.25.08.00.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		81