

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
(повне найменування вищого навчального закладу)

Херсонський навчально-науковий інститут, суднобудівний факультет
(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

Кафедра суднового машинобудування та енергетики
(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

Андрєєв А.А.

«__» _____ 202_ р.

Пояснювальна записка

до дипломного проєкту _____ **магістра** _____
(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему **"Підвищення ефективності енергетичної установки контейнеровоз
"Rickmers Antwerp" дедвейтом 24250 т при використанні новітніх способів
нейтралізації відпрацьованих газів"**

Виконав: студент VI курсу, групи **6220м**
спеціальності _____ **135 "Суднобудування"** _____
(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

"Суднові енергетичні установки
(назва спеціалізації)

та устаткування"



Ульянов Віталій Володимирович
(прізвище та ініціали)



Керівник _____ **Андрєєв А.А.** _____
(прізвище та ініціали)

Рецензент _____ **Свиридов В.І.** _____
(прізвище та ініціали)

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
(повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет, відділення Херсонський навчально-науковий інститут, суднобудівний факультет

Кафедра, циклова комісія Кафедра суднового машинобудування та енергетики

Рівень вищої освіти другий (магістерський)

Галузь знань 13 "Механічна інженерія"

(шифр і назва)

Спеціальність 135 "Суднобудування"

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма (спеціалізація) "Експлуатація, випробування та монтаж суднових енергетичних установок"

Стандарт компетентності відповідно до розд. А-III/2 Кодексу ПДНВ з Манільськими поправками, рівень управління

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

к.т.н., професор А.А. Андреев

" 01 " вересня 2024 року

З А В Д А Н Н Я

НА ВИПУСКНУ МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ

Ульянов Віталій Володимирович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи "Підвищення ефективності енергетичної установки контейнеровоза "Rickmers Antwerp" дедвейтом 24250 т при використанні новітніх способів нейтралізації відпрацьованих газів"

керівник роботи Андреев А.А., к.т.н., доцент

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

затверджені розпорядженням директора ХННІ НУК від " " 2024 року №

2. Термін подання здобувачем роботи " 05 " грудня 2024 року.

3. Вихідні дані до роботи

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

Вступ.

Розділ 1. Характеристика базового судна, комплектація судна технічними засобами та розташування енергетичного обладнання у машинному відділенні для забезпечення вимог Міжнародного кодексу управління безпекою, конвенцій SOLAS-74 і MARPOL-73/78.

Розділ 2. Наукове дослідження на тему Аналіз способів покращення екологічності суднової енергетичної установки за рахунок системи корегування паливо-повітряної суміші

Розділ 3. Модернізація головної пропульсивної та допоміжної енергетичної установок судна.

Розрахунок і комплектація системи: охолодження

Розділ 4. Розробка питань безпечних мореплавства, експлуатації СЕУ та несення машинної вахти:

проти діяльності піратів на морі;

експлуатація системи стиснутого повітря;

робота машинного відділення з безвахтовим обслуговуванням

Розділ 5. Аналіз суднової електрообладнання, електронної апаратури та систем керування й контролю СЕУ.

5.1. Автоматизація санітарних систем

5.2. Розробка програми випробувань допоміжного двигуна

Розділ 6. Технологічна розробка елементів СЕУ:

6.1. Діагностування головного двигуна

6.2. Технічне обслуговування та ремонт ремонт колінчастого валу

6.3. Технологічний процес монтажу дизель-генераторів на амортизаторах

Розділ 7. Оцінка ефективності проведеної модернізації СЕУ.

Висновки.

Список використаних літературних джерел.

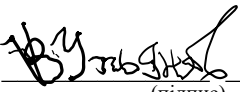
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
 Креслення загального виду та характеристик судна і СЕУ – 1 аркуш.
 Креслення з результатами наукового дослідження – 1 – 2 аркуші.
 Креслення загального розташування устаткування у МВ судна – 2 аркуші.
 Характеристики елементів пропульсивної установки судна – 1 аркуш.
 Креслення теплової схеми СЕУ – 1 аркуш.
 Принципова схема системи, що обслуговує СЕУ – 1 аркуш.
 Принципова схема (пристрій) автоматизації елемента СЕУ – 1 аркуш.
 Креслення розташування датчиків на елементі СЕУ – 1 аркуш.
 Креслення пристосування та обладнання, необхідного при ремонті елемента СЕУ – 1 аркуш.
 Креслення монтажу елемента СЕУ – 1 аркуш.

6. Дата видачі завдання " 01 " вересня 2024 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів випускної магістерської роботи	Термін виконання етапів роботи	При-мітка
1	Вступ + розділ 1 + креслення загального розташування устаткування у машинному відділенні судна	01 жовтня	виконано
2	Розділ 2 + креслення з результатами наукового дослідження	15 жовтня	виконано
3	Розділ 3 + характеристики елементів пропульсивної установки судна+ креслення теплової схеми СЕУ+ принципова схема системи, що обслуговує СЕУ	05 листопада	виконано
4	Розділ 4	10 листопада	виконано
5	Розділ 5 + принципова схема (пристрій) автоматизації елемента СЕУ+ креслення розташування датчиків на елементі СЕУ	17 листопада	виконано
6	Розділ 6 + креслення пристосування та обладнання, необхідного при ремонті елемента СЕУ + креслення монтажу елемента СЕУ	25 листопада	виконано
7	Розділ 7 + висновки + креслення загального виду судна	01 грудня	виконано
8	Остаточне оформлення розрахунково-пояснювальної записки та графічного матеріалу; подання магістерської роботи на кафедру	05 грудня	виконано
9	Кафедральний захист випускної магістерської роботи	10 грудня	виконано

Здобувач


(підпис)

Ульянов В.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

Андрєєв А.А.

(прізвище та ініціали)

Анотація

У проекті представлено судно контейнеровоз "Rickmers Antwerp" дедвейтом 24250 т. При виконанні дипломного проекту була проведена заміна головного двигуна MAN 7S60MC-C на двигун Wartsila 6X62.

Основні елементи допоміжної енергетичної установки були замінені, з огляду на те, що джерела електрики і парової енергії не являють собою сучасні ефективні елементи.

У дипломному проекті були розглянуті питання діагностування головного двигуна і можливість ремонту його компонентів.

Приділено значно уваги питанням охорони праці та запобігання забрудненню навколишнього середовища.

У технологічній частині дипломного проекту розглядається питання монтажу фундаментної рами з колінчастим валом і представлений технологічний процес із зазначенням трудомісткості і розрядності виконуваних робіт.

Економічна частина представлена порівняльним аналізом щодо заміни головного двигуна та дизель-генераторів.

Ключові слова: модернізація суднової енергетичної установки, контейнеровоз, заміна головного двигуна, монтаж фундаментної рами, діагностування двигуна, запобігання забрудненню середовища, економічна ефективність.

Annotation

The project represented a ship container "Rickmers Antwerp" deadweight 24,250 tons. When the graduation project was the replacement of the main engine on the engine MAN 7S60MC-C to Wartsila 6X62.

The main elements of the auxiliary power unit remained unchanged, due to the fact that the source of electricity and steam power is a modern and effective elements.

In the thesis project addressed issues of diagnosing the main engine and the ability to repair its components.

Paid much attention to the safety and pollution prevention.

In the technological part of the graduation project deals with mounting of the foundation frame with crankshaft presented, indicating the complexity and bit of work performed.

The economic part of the comparative analysis for the replacement of the main engine and diesel-alternators.

Key words: marine power plant modernization, container ship, main engine replacement, bedplate installation, engine diagnostics, environmental pollution prevention, economic efficiency.

Зміст

Анотація.....	4
Annotation.....	4
Зміст.....	5
Вступ.....	9
Прийняті скорочення.....	11
1. Характеристика базового судна, комплектація судна технічними засобами та розташування енергетичного обладнання у машинному відділенні для забезпечення вимог Міжнародного кодексу управління безпекою, конвенції SOLAS-74 і MARPOL-73/78.....	12
1.1 Опис та призначення судна.....	12
1.1.2 Клас судна.....	12
1.1.3 Основні характеристики.....	13
1.1.4 Морехідні якості.....	13
1.1.5 Суднова енергетична установка.....	13
1.1.6 Суднові пристрої.....	15
1.1.7 Загальносуднові системи.....	15
1.2 Розташування машинного відділення по довжині корпусів судна.....	17
1.2.1 Основи проектування машинного відділення.....	17
1.2.2 Розташування головного двигуна і допоміжного устаткування у машинному відділенні.....	19
1.2.3 Вимоги до розміщення устаткування систем.....	21
1.3 Міжнародний Кодекс управління безпекою (МКУБ).....	22
1.4 Комплектація судна технічними засобами для забезпечення вимог Конвенції SOLAS-74 і MARPOL-73/78.....	23
2. Дослідження способів покращення екологічних показників ДВЗ для зниження викидів NO _x 26	
2.1 Характеристика токсичності відпрацьованих газів.....	26
2.2 Нормування і контроль шкідливих викидів.....	29
2.3 Методи і засоби вимірювання токсичних компонентів відпрацьованих газів.....	32
2.3.1 Визначення концентрації оксидів азоту.....	32
2.3.2 Характеристика зовнішніх способів зниження токсичності відпрацьованих газів.....	34
2.4 Детальний опис системи SCR.....	38
2.4.1 Опис селективного каталітичного відновлення.....	38
2.4.2 Детальний дизайн SCR та встановлення для судна.....	38
2.4.3 Операційні умови та вимірювання.....	39
2.4.4 Розробка форсунок для ін'єкції сечовини та зниження викидів NO _x	39
2.4.5 Робота системи керування потоком сечовини.....	41
3. Модернізація головної пропульсивної установки. Експлуатаційні показники й оцінка роботи головного двигуна.....	43
3.1 Вимоги, що висувуються до енергетичної установки судна.....	43
3.2 Аналіз різних типів і схем суднових енергетичних установок.....	43
3.2.1 Види суднових енергетичних установок.....	43
3.2.2 Аналіз різних типів головних двигунів.....	44

3.2.3 Аналіз різних типів передачі потужності.....	45
3.3 Вибір числа гребних гвинтів, числа гребних валів і способу реверсування.....	45
3.4 Вибір типу рушія.....	46
3.5 Вибір головного двигуна.....	46
3.5.1 Порівняльний аналіз та вибір головного двигуна.....	46
3.5.2 Основні технічні дані.....	46
3.5.3 Опис конструкції двигуна 6X62.....	47
3.5.4. Рейсова лінія та гістограми гідрометеорологічних параметрів.....	52
3.6 Проектування головної пропульсивної установки.....	54
3.7 Початкові значення характеристик гребного гвинта.....	57
3.8 Розрахунок гвинтової характеристики.....	58
3.9 Побудова суміщених характеристик двигуна та рушія.....	59
3.11 Основні характеристики головного двигуна.....	62
3.12 Визначення основних елементів валопроводу.....	63
3.13 Висновок з розділу.....	67
3.14 Розробка теплової схеми установки. Проектування допоміжних комплексів.....	68
3.14.1 Розробка теплової схеми суднової установки.....	68
3.14.2 Вибір суднової електростанції.....	69
3.14.3 Вибір основних джерел енергії.....	69
3.14.4 Вибір типу дизель-генераторів.....	71
3.14.5 Вибір аварійного дизель-генератора.....	77
3.14.6 Вибір опріснювальної установки.....	78
3.14.7 Енерговикористання в режимі повного ходу.....	79
Розрахунок енергетичного балансу головного двигуна 6X62.....	81
Розрахунок енергетичного балансу допоміжного двигуна 7L27/38.....	83
Розрахунок енергетичного балансу утилізаційного котла ХС-2.5.....	85
Розрахунок енергетичного балансу водоопріснювальної установки.....	85
Розрахунок енергетичного балансу допоміжного котла.....	85
Розрахунок перетворення механічної потужності головного двигуна в механічну потужність упора гвинта.....	86
Розрахунок ефективності роботи СЕУ.....	87
3.15. Визначення основних параметрів систем СЕУ. Розробка, розрахунок і комплектація системи охолодження.....	88
3.15.1 Паливна система.....	88
Призначення і склад.....	88
3.15.2 Вимоги Регістру до системи.....	88
3.15.3 Устаткування паливної системи (рис. 5.1).....	90
3.15.4 Система масляна.....	90
Призначення і склад системи.....	90
Вимоги Правил Російського морського реєстру судноплавства, що висуваються до системи.....	91
Устаткування масляної системи (рис. 5.2 і 5.3).....	92
3.15.5 Система охолодження.....	94

Призначення і склад системи.....	94
Вимоги Регістру до системи.....	94
Розрахунок основних елементів системи.....	95
Устаткування системи охолодження (рис. 5.4, 5.5 і 5.6).....	96
3.15.6 Система пускового повітря.....	98
Призначення і склад системи.....	98
Вимоги Регістру до системи.....	98
Устаткування системи пускового повітря (рис. 5.7).....	100
3.15.7 Система газовідведення.....	101
Призначення та склад системи.....	101
Вимоги Регістру до системи.....	101
Розрахунок основних елементів системи.....	101
Висновки з розділу.....	102
4. Розробка питань технічної експлуатації СЕУ та безпечного несення машинної вахти.....	103
4.1. Розробка питань технічної експлуатації за рахунок дослідження впливу зазору в паливному насосі головного двигуна.....	103
4.2 Обов'язки другого механіка.....	109
4.3 Несення машинної вахти.....	110
Висновок з розділу.....	114
5 Аналіз суднового електрообладнання, електронної апаратури та систем керування, діагностування і контролю СЕУ.....	115
5.1 Загальні положення.....	115
5.1.1 Автоматизовані головні механізми і рушії.....	115
5.1.2 Автоматизовані компресорні установки.....	118
5.1.3 Автоматизовані насосні установки.....	119
5.1.4 Автоматизовані осушувальні установки машинних приміщень.....	119
5.1.5 Автоматизовані холодильні установки.....	120
5.1.6 Устрої на ходовому містку.....	120
5.1.7 Устрої в машинних приміщеннях.....	120
5.1.8 Устрої у житлових приміщеннях механіків.....	121
5.1.9 Автоматизація частоти регулювання швидкості (до аркуша графіки).....	121
5.2 Розробка програми випробувань допоміжного дизель-генератора 7L27/38 Mk2.....	122
5.2.1 Загальні положення.....	122
5.2.2 Випробування допоміжних дизель-генераторів.....	123
Висновок з розділу.....	124
6. Технологічна розробка елементів СЕУ.....	125
6.1 Системи і методи діагностування МОД.....	125
6.1.1 Основи технічного діагностування.....	125
6.1.2 Принципи діагностування суднових технічних засобів.....	127
6.1.3 Методи і властивості діагностування.....	128
6.1.4 Методи неруйнівного контролю.....	130
6.1.5 Вібраційні методи.....	131
6.1.6 Вимірювання тиску.....	132

6.2 Технологічне обслуговування та ремонт рамових підшипників	133
6.3 Технологічний процес монтажу пластинчастого холодильника	140
6.3.1 Стислий опис механізму, що монтується	140
6.3.2 Загальні технічні вимоги до монтажу холодильника	141
6.3.3 Розрахунок нерухомості змонтованого апарату	141
6.3.4 Вимоги безпеки праці	142
6.3.5 Технологічний процес монтажу пластинчастого холодильника	143
Висновок з розділу	143
7. Оцінка ефективності проведеної модернізації СЕУ	144
7.1 Загальні положення	144
7.2 Висновки з розділу	153
Висновок	154
Список використаної літератури	155

Вступ

До складу сучасного судна входять різноманітні машини і механізми, які в сукупності й у взаємозв'язку із пристроями й апаратами утворюють суднову енергетичну установку (СЕУ). За допомогою СЕУ забезпечуються рух судна і його маневри, безпека плавання й живучість, вантажні операції й інші функції відповідно до призначення судна, схоронність перевезеного вантажу, нормальні умови для роботи й відпочинку екіпажу й пасажирів.

У цей час більшість суден мають у якості головного двигуна дизель. Дизелі сьогодні – самі економічні теплові двигуни, що дозволяють, крім того, порівняно просто механізувати й автоматизувати основні виробничі процеси на судні.



Рисунок 1. Загальний вигляд судна

В останні роки приділяється велика увага паливної економічності СЕУ й суден у цілому. Із цією метою вживають наступних заходів: знижують опір руху судна; зменшують його швидкість; застосовують звинти регульованого кроку, що дозволяють ефективно використати потужність в умовах плавання, що відрізняються від специфікаційних; забезпечують підвищені середньексплуатаційні ККД первинних двигунів їхньою роботою на повній або близькій до повної потужності на різних режимах, відбором потужності головних двигунів на допоміжні потреби (електрогенератори, насоси й т.д.), застосуванням відповідних оптимізуючих режим роботи засобів автоматизації.

Особливе значення має підвищення повноти використання енергії палива, що спалює в первинних двигунах. Із цією метою застосовують розвинену (глибоку) утилізацію теплоти випускних газів, що прохолоджує двигуни середовища, гарячого наддувочного повітря для одержання механічної енергії (і передачі її на гвинт), електроенергії, пари й гарячої води для опріснювальних і опалювальних установок, підігріву палива й гарячого водопостачання.

Ріст паливної економічності СЕУ досягається також підвищенням параметрів роботи їхніх головних двигунів, наприклад збільшенням середнього ефективного тиску дизеля.

Особливе значення має рішення проблеми спалювання важких високов'язких палив.

Судно-контейнеровоз "Rickmers Antwerp" D=24250 т, обладнаний дизельною установкою з малообертовим двигуном MAN B&W — 7S60MC-C7 працюючий на паливі з характеристиками: в'язкість при 50°C макс. 370 мм²/с (370 сСт) або 3500 з Редвуд-1 при 1000F; температура спалаху не менш 61° С.

В останні роки з'явилися більш сучасні судові малообертові й середньообертові двигуни, як з погляду економічності, так і надійності їхньої роботи. У зв'язку із цим у даному дипломному проекті ставиться завдання заміни головного двигуна на більш економічний, працюючий на високов'язких сортах палив, що поліпшить техніко-економічні показники в порівнянні із судном-прототипом.

Прийняті скорочення

АДГ — аварійний дизель – генератор

ВВП — високов’язке паливо

ВОД — високооборотний двигун

ВОУ — водопріснювальна установка

ГД — головний двигун

ГРК — гвинт регульованого кроку

ГРЩ — головний розподільний щит

ГУП — головний упорний підшипник

ГФК — гвинт фіксованого кроку

ДАУ — дистанційне автоматичне управління

ДВЗ — двигун внутрішнього згоряння

ДГ — дизель – генератор

ДДГ — допоміжний дизель – генератор

ДК — допоміжний котел

ДКУ — допоміжна котельна установка

ДП — допоміжний парогенератор

ДПУ — допоміжна парова установка

ДУ — дизельна установка

ПР — періодичний режим

ЕР — епізодичний режим

ЕУ — енергетична установка

КАВ — котел автоматизований, водяний

ККД — коефіцієнт корисної дії

КСУ ТС — комплексна система управління технічними засобами

КУП — котел утилізаційний паровий

МКВ — машинно – котельне відділення

МОД — малооборотний двигун

НВ — нафтоутримуючі води

ПУВО — пульт управління вантажними операціями

СРБ — системи рідинної безпеки

СЕС — суднова електростанція

СЕУ — суднова енергетична установка

СДУ — суднові дизельні установки

СНТ — система низького тиску

СОД — середньооборотний двигун

ССТ — система середнього тиску

УК — утилізаційний котел

ЦПУ — центральний пост управління

1. Характеристика базового судна, комплектація судна технічними засобами та розташування енергетичного обладнання у машинному відділенні для забезпечення вимог Міжнародного кодексу управління безпекою, конвенції SOLAS-74 і MARPOL-73/78

1.1 Опис та призначення судна

Судно-контейнеровоз “Rickmers Antwerp” (рис. 1.1) побудовано і введено в експлуатацію у 2003 році китайською компанією “Xiamen Shipyard”.

Район плавання — необмежений. Розрахункова температура зовнішнього повітря для вибору товщини ізоляції і конструкції корпусу прийнята 50°C для інших конструкцій механізмів і устроїв — 40°C.

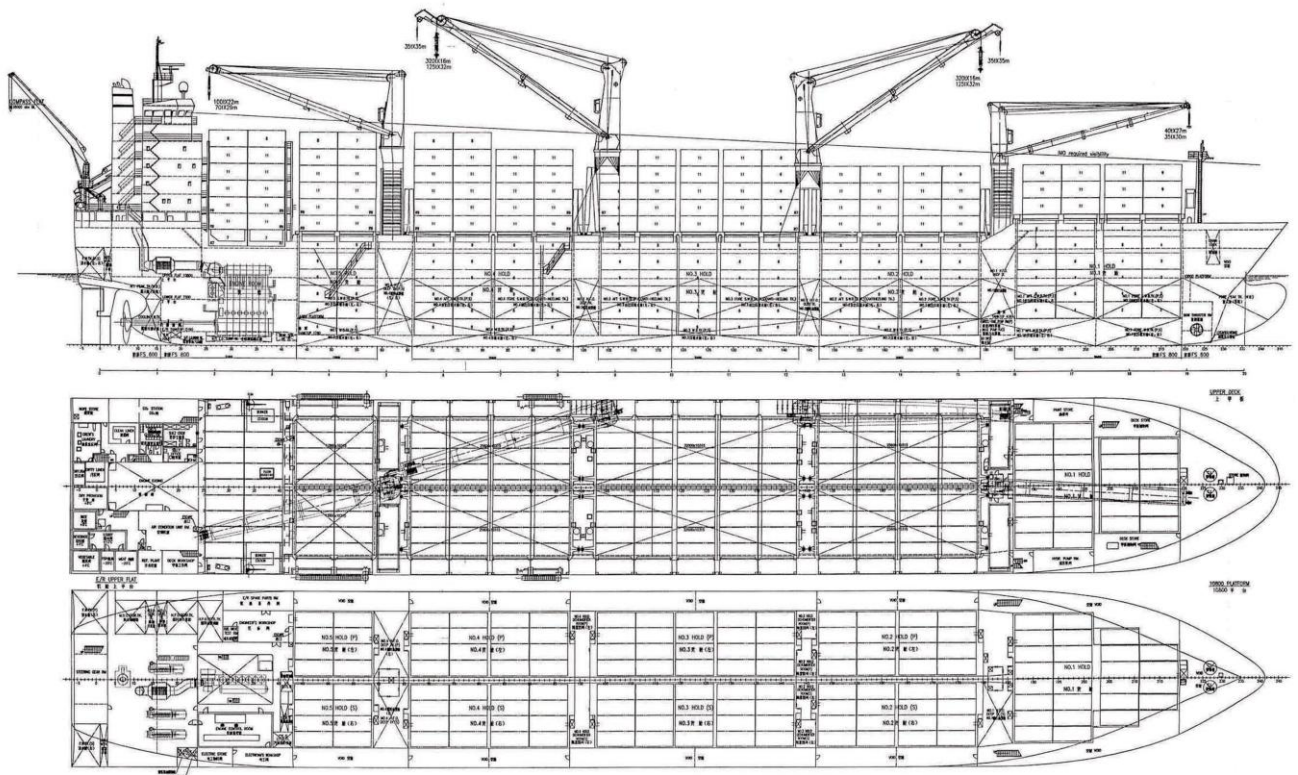


Рисунок 1.1 Зовнішній вигляд судна “Rickmers Antwerp”

1.1.2 Клас судна

Судно відповідає вимогам наступних класифікаційних і наглядових товариств і документів:

- Міжнародній Конвенції безпеки життя у морі (SOLAS 1974 р.) протокол 1978 р, включаючи доповнення;

- Міжнародній Конвенції по вантажним перевезенням з доповненнями;
- Міжнародній Конвенції по тонажним вимірюванням суден, 1969;
- IMDA 71507;
- Міжнародній Конвенції попередження забруднення з суден, 1973 і протоколу 1978 р;
- Міжнародній Конвенції по попередженню зіткнень у морі 1972 і 1989;
- Міжнародній Конвенції по навігації 9787;
- вимогам при проходженні Сучеського каналу;
- вимогам при проходженні Панамського каналу;
- ILO Конвенції життєдіяльності екіпажу на борту судна номер 92;
- IEC рекомендаціям обслуговування електричного устаткування;
- вантажним правилам SOLAS 1974, включаючи IMD циркуляр MSC/циркуляр 323;
- вимогам IMO у відношенні запобігання забруднення навколишнього середовища.

1.13 Основні характеристики

Головні розміри

Довжина найбільша	192,9 м;
Ширина	27,8 м;
Проектована осадка	11,2 м.
Дедвейт	24250 т;

1.14 Морехідні якості

Плавучість судна при прийнятій формі корпусу і розподіл навантажень забезпечується у всіх експлуатаційних випадках. Остіюність судна у всіх експлуатаційних випадках завантаження задовольняє вимогам морського класифікаційного товариства «Det Norske Veritas» для суден необмеженого району плавання.

Непотоплюваність забезпечується у відповідності з діючими вимогами морського класифікаційного суспільства „Det Norske Veritas” при затопленні двох сумісних автономних відскіб..

Швидкість судна на глибокій воді, при чистому свіжофарбованому корпусі, вітрі і хвилюванні не більше 4-х балів при осадці 11,2 м на рівній кіль складає 19,7 вуз, при специфікаційній потужності ГД 0,9 від потужності у точці L₁ (N_e^c=14206 кВт)

1.15 Суднова енергетична установка

Головний двигун

У якості головного двигуна встановлений двигун фірми “MAN B&W” — 7S60MC-C7, який має наступні характеристики (табл 1.1) і параметри: двотактний, простої дії, крейцкопфний, реверсивний, морського виконання.

Таблиця 1.1 Характеристики головного двигуна

Параметр	Значення
Кількість циліндрів	7
Діаметр циліндра, хід поршня, мм	600 x 2400
Номінальна потужність, кВт	15785
Специфікаційна потужність, кВт	14206
Номінальна кількість обертів, хв ⁻¹	105

Середній ефективний тиск, МПа	1,9
Середня швидкість поршня, м/с	8,4
Питома ефективна витрата палива, г/(кВт годину)	171
Тип турбокомпресора	ABB
Витрата циркуляційного масла, г/(кВт годину)	0,15
Витрата циліндрового масла, г/(кВт годину)	1,0

Поршні охолоджуються маслом; повітря, масло, прісна вода у холодильниках охолоджуються забортною водою.

Волопровід

У склад волопроводу входять:

- гребний вал;
- проміжний вал;
- ущільнення гребного валу „SIMPLEKS” з двома ущільненими манжетами у носовому ущільненні і 4 — у кормовому;
- дейдвудний пристрій з двома підшипниками ковзання;
- гребний гвинт фіксованого кроку.

Елементи допоміжної енергетичної установки

У якості основних джерел живлення встановлені 3 дизель — генератора фірми MAN B&W 7L27/38 з наступними характеристиками:

Таблиця 1.2 Елементи допоміжної установки

Параметр	Значення
Кількість циліндрів	7
Діаметр циліндра і хід поршня, мм	270 x 380
Потужність двигуна, кВт	2310
Потужність генератора, кВт	2218
Число обертів хв. ⁻¹	750

Допоміжна парогенеруюча установка

У якості парового джерела встановлений вертикальний, циліндричний, водотруidний допоміжний котел фірми «SAAKE» з наступними характеристиками:

Таблиця 1.3 Характеристики допоміжного котла

Параметр	Значення
Паропроductивність, кг/годину	3500
Температура живильної води, °C	60
Тиск пари, МПа	1,0

Допоміжне обладнання

Компресори пускового повітря фірми Tamrotor — подачею 150 м³/год.

Два балони для пуску ГД об'ємом 12,5 м³.

Сепаратор важкого палива WESTFALIA продуктивністю 5,9 м³/год і два сепаратора масляних WESTFALIA, продуктивністю 0,9 м³/год.

Водоопріснювальна установка продуктивністю 56 м³/год.

Установка для очищення стічних вод BLOHM&VOSS, продуктивністю 5 м³/год.

Інсинератор для спалювання судових відходів.

1.1.6 Суднові пристрої

Шлюпочні пристрої

Судно оснащене двома рятувальними шлюпками з лівого і правого борта, які мають сертифіковане підтвердження DNV. Шлюпки розраховані на 40 людей. Двигуном рятувальної шлюпки є DV 24 E з характеристиками :

тип — вертикальний чотирьохтактний :	
потужність	– 19 кВт;
число обертів	– 3800 хв ⁻¹ ;
діаметр циліндра	– 85 мм;
хід поршня	– 85 мм.

Кермовий пристрій

У якості кермової машини встановлена машина електро-гідравлічного типу, з перекладанням пера керма на 37° на лівий і правий борт впродовж 28 с. Максимальний момент під час перекладання 86 т·м; загальна маса кермової машини 6,6 т.

Якорно-швартовний пристрій

Судно оснащене 2 швартовно-буксирними кормовими електричними лебідками і 2-ма носовими якірно-швартовними лебідками. У якості основних елементів якірного устрою, встановлені два брашпиля з брашпильними швартовними приставками.

1.1.7 Загальносуднові системи

Система загальносуднової вентиляції

Призначена для подачі свіжого повітря в жилі та робочі приміщення. До складу системи входять:

центральна витяжна система відпрацьованого повітря фірми Carrier (Holland) типу RZR 19-315 – подачею 7524 м³/год;

центральна система подачі свіжого повітря до житлових та робочих приміщень фірми Carrier (Holland) типу RZR 19-355 – подачею 9504 м³/год;

повітряне кондиціювання кормової рубки фірми Carrier типу 39HQ 08.06 – 15012 м³/год;

повітряне кондиціювання камбузу фірми Carrier типу 39HQ 04.04 – 1692 м³/год;

агрегат повітряного кондиціювання фірми FMW типу TX90P04 у кількості 2 шт, подачею 3800 м³/год кожний;

агрегат повітряного кондиціювання майстерень фірми FMW типу TX70P04 у кількості 2 шт, подачею 2750 м³/год кожний.

Система питної води

На судні передбачена система питної води, передбачена для прийому, зберігання і подачі води до споживачів камбузного і медичних блоків, дуфетним і водозабірним колонкам питної води. Для постачання камбузного і медичного блоків, дуфетних гарячою водою на судні встановлений автоматизований електричний водонагрівач $V = 2 \text{ м}^3$. Система питної води автоматизована.

Система мийної води

На судні передбачена система мийної води. Вона призначена для прийому, зберігання і подачі прісної води до умивальників, душових, і пральнях. Мийна вода знезаражується за допомогою бактеріцидних ламп.

Баластна система

Для заповнення та відкачки баласту з форпіку і танків ізольованого баласту передбачена баластна система. Система забезпечує прийом баласту, та його відкачку через дортові відливні патрубки. Баластова система обслуговується двома баластними насосами фірми Desmi типу DSL 300-320C подачею 1200 м³/год при напорі 0,3 МПа, а також двома баластними ежекторами фірми "Ellehammer" марки 300-300-350/186-114 подачею 398 м³/год напором 0,17 МПа.

Система заборотної води

Водопровід заборотної води подає морську воду для промивки унітазів, пісуарів, охолодження водопідігрівачів. Її використовують для подачі води у пневмогідроцистерни системи водогасіння.

Система парового опалення

Система парового опалення передбачена у господарчих, санітарно-побутових та інших приміщеннях, що не обслуговуються системою кондиціювання повітря. Система виконана однопровідною, зі стальними і мідними радіаторами.

Осушувальна система

Для осушення МВ та сухих трюмів у випадках, передбачених конвенцією з попередження забруднення моря нафтою, передбачається два осушувально-баластні насоси фірми Desmi марки DSL 300-320C з подачею 1200 м³/год, при напорі 30 м.вод.ст. і два баластно-осушувальний ежектори фірми "Ellehammer" марки 300-300-350/186-114 з подачею 398 м³/год, при напорі 17 м.вод.ст. Осушення платформ МВ здійснюється спуском води через шланги в стічні колодязі.

Система кондиціювання повітря

Усі житлові приміщення, їдальня, кают-компанія, медблок та ін. обладнані двопровідною високошвидкісною системою цілорічного кондиціювання повітря з індивідуальним регулюванням температури в кожному приміщенні.

У приміщеннях, які обслуговуються СКП забезпечується температура не нижче 20 °C зимою і не вище 25 °C літом. Відносна вологість повітряного середовища в приміщеннях, що кондиціонуються зимою і літом підтримується в нормі 40-60%. Робота системи кондиціювання повітря передбачена з 30 % рециркуляцією.

Протипожежні системи

Система водяного гасіння

Для подачі води до пожежних ріжків, до ежекторної системи осушення передбачена система водогасіння, яка обслуговується двома пожежними насосами фірми "Desmi" типу NSL 100-265 подачею 100 м³/год при напорі 1 МПа. Дані насоси розташовані в машинному відділенні. Для забезпечення системи водяного гасіння водою при пожежах у МВ – у носовій частині судна встановлений аварійний пожежний насос фірми Desmi типу NSL 100-265, подачею 100 м³/год напором 1 МПа, що має незалежний привід від двигуна внутрішнього згорання.

Система водяного гасіння виконана лінійною. Система завжди являється заповненою водою, та знаходиться під тиском. Тиск у системі контролюється датчиками тиску. При падінні тиску в системі датчики тиску передають сигнал на центральний комп'ютер та подається електричний імпульс для запуску насосів. Якщо через деякий час не здійснюється відновлення тиску у системі,

то автоматично запускається другий основний насос для збільшення подачі. Пожежні рукава у зборі зі з'єднувальними головками та пожежними стволами зберігаються у корзинах в середині приміщень та в шафах – на відкритих частинах палуб біля пожежних клапанів.

Система вуглекислотного гасіння

Основний засіб гасіння пожеж в МВ, у ресивері надувного повітря ГД, у приміщенні АДГ та малярній, у глушниках ГД (або утилізаційному котлі), ДДГ, АДГ а також у димоході допоміжного котла. На контейнеровозі “Rickmers Antwerp” застосовується система вуглекислотного гасіння високого тиску. Обладнання системи розміщене в станціях вуглекислотного гасіння та в МВ. До комплексу обладнання входять:

- балони для зберігання CO_2 в зборі з клапанами, сифоновими трубами і деталями кріплення;
- збірні колектори;
- клапани випуску CO_2 в приміщення, що захищаються;
- шафа живлення CO_2 пускового трубопроводу;
- шафа пускових клапанів в МВ;
- пускова шафа для дистанційного керування випуском CO_2 в МВ;
- прилад затримки часу пуску в МВ;
- свистки сигнальні;
- випускні сопла;
- трубопроводи і арматура;
- таблички з написами і інструкціями по пуску системи;
- пристосування для зважування балонів.

Система піногасіння

Система передбачає гасіння пожежі піною середньої кратності (70 – 100):1, за допомогою переносних генераторів ГСП-600 і стаціонарних лафетних стволів ПЛС-С40, з кратністю піни (10 – 20):1. Піногенератори підключаються за допомогою шлангів до ріжіків системи. Система забезпечує тушіння пожеж у МВ та службових приміщеннях надбудови.

1.2 Розташування машинного відділення по довжині корпусів судна

1.2.1 Основи проектування машинного відділення

Розміщення машинного відділення (МВ), по довжині корпусу судна має вплив на технічні, експлуатаційні і економічні показники судна, а також на його загальну архітектуру. У морській практиці в основному зустрічаються три варіанти розташування приміщення ЕУ по довжині судна (рис 1.2); середнє, кормове і проміжне (зсунуте у корму від мідель — шпангоуту). Носове застосовується дуже рідко, в основному для суден, які перевозять великогабаритні вантажі. Кожний варіант має свої достоїнства і недоліки. Найбільше розповсюдження отримало кормове розташування МВ. При незмінних габаритах судна і зміщення приміщень ЕУ у корму вантажомісткість зростає. Це пояснюється, по — перше, тим, що не дивлячись на деяке подовження МВ, його об'єм усе ж зменшується. По друге, лінія валу виходить коротше, і відповідає необхідність в тунелі гребного валу, який проходить через кормові трюми при інших розташуваннях МВ. Зниження маси валопроводу і відмова від тунелю гребного валу сприяє збільшенню вантажопідйомності судна до 0,5, а в окремих випадках до 1%.

Визраш у вантажомісткості залежить від розмірів судна і типу ЕУ. Так як для суден дедвейтом 10 тис. т він складає у середньому 1,5 – 3%. Велике значення (до 15%) можуть бути отримані для суден з компактною схемою ЕУ.

У зв'язку з тим, що при кормовому розташуванні ЕУ, центр ваги навантаженого судна переміщується у ніс, у диферентування таких суден скрутна. Управління судном також ускладнюється через погіршення видимості.

При кормовому варіанті розміщення СЕУ у центральній частині судна вивільняються приміщення більшого об'єму, що полегшує розміщення вантажу. Відмова від тунелю гребного валу і кормового трюму також сприяє кращому розміщенню вантажу. На всьому протязі вантажних трюмів верхня палуба не має надбудов, що робить більш безпечною роботу берегових кранів.

Проміжне розташування СЕУ характеризується тим, що МВ зрушено у корму від міделі — шпангоута. За приміщенням ЕУ, як правило, знаходиться один трюм, рідше — два. Цей варіант розміщення СЕУ займає проміжне положення між кормовим і середнім. Так, диферентування судна у даному випадку покращується у порівнянні з кормовим розміщенням СЕУ; умови населеності також середні.

Існують визначені типи суден, для яких питання про місце знаходження ЕУ по довжині судна можна вирішити однозначно.

Визначеними факторами при виборі розташування ЕУ на контейнерному судні є можливість розміщення вантажу у трюмах великого об'єму і можливість більш вільної роботи вантажних устроїв на верхній палубі. Керуючись цими міркуваннями, треба віддавати перевагу кормовому розташуванню СЕУ. Але, наряду з кормовим варіантом, застосовується і проміжний.

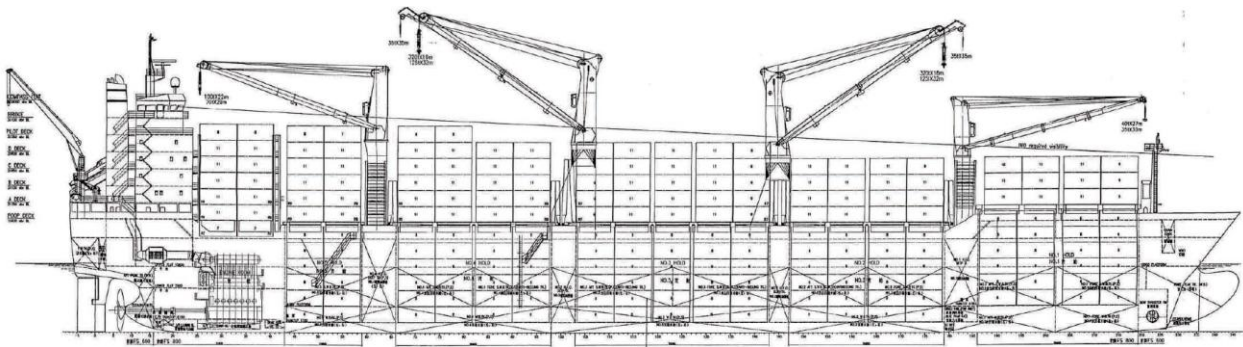


Рисунок 1.2 Розташування приміщень СЕУ по довжині судна

Кормове розташування МВ характерно для танкерів, суден для навалочних вантажів, універсальних малотоннажних суден, контейнеровозів; для цих суден переваги кормового розташування є визначними. Більш ефективним виявилось кормове розташування МВ і для лісовозів.

Оскільки основне призначення судна — перевезення корисних вантажів, об'єм корпусу, який виділяється для розміщення механізмів, повинен бути мінімальним. Довжина МВ понад усе визначається довжиною головного двигуна (агрегату). Однак, розміщення усіх інших механізмів потребує відповідних площ, розміри яких коло головного двигуна будуть залежати від місцеположення МВ по довжині судна і від типу головної установки. При центральному розташуванні МВ має найбільшу ширину, а при кормовому — збужується у корму зі значним ухилом бортів, що створює труднощі у розміщенні механізмів.

Приміщення МВ розташовуються як в основному корпусі судна, так і у його надбудовах і рубках. Потомий об'єм приміщень МВ для морських суден транспортних суден з ДЕУ зазвичай складає 0,35 — 070 м³/кВт (на 1 кВт потужності ЕУ). Для визначення повного об'єму машинних приміщень необхідно до об'єму МВ додати об'єм тунелів зредних валів, об'єм шахт, димових труд і інших приміщень у надбудовах і рубках, об'єми цистерн енергетичних і інших запасів, які не входять у об'єми МВ.

Машинне відділення повинне мати два виходи, які розташовані у протилежних кінцях відділення, з різних бортів.

Машинні шахти з'єднують приміщення МВ з відкритою палубою (або палубою надбудов). Вони призначені для виводу вентиляційних каналів, газовідвідних каналів, газовідвідних каналів, газовідвідних труд і димоходів, каналів підводу повітря до працюючих дизелів, котлам, установи трапів і ліфтів для доступу у МВ, інколи для природного освітлення і безпосереднього поєднання ЕУ зі зовнішнім середовищем, а також для транспортування окремих механізмів, вузлів і деталей при ремонтах.

Кожухи димових труд служать для виводу газовідвідних труд і труд витяжної

вентиляції з МВ на висоту, яка виключає можливість задимляємості палуб і надбудов. Розміри поперечного перетину кожухів приймають у залежності від поперечного перетину які знаходяться у них газовипускних труд і димоходів, а також в залежності від загального виду судна.

Цистерни змащувального масла розташовуються зазвичай у МВ, як правило, поза подвійного дна і відділяються коффердамами від зовнішньої обшивки корпусу судна, або виконуються вкладними.

1.2.2 Розташування головного двигуна і допоміжного устаткування у машинному відділенні

Устрії машинних відділень і розміщення у них устаткування повинні відповідати вимогам DNV, сан інспекції, правил техніки безпеки.

Розміщення устаткування у приміщеннях СЕУ може бути одно — і багатоярусним. На великих морських судах з великою висотою борта застосовують багатоярусне розташування, що дозволяє зменшити довжину МВ і задарити установи, компактно розмістити її у приміщенні. При цьому, однак, підвищується центр ваги установки.

Головні двигуни і передачі розташовують у нижній частині МВ. в трюмі, на фундаментах, пов'язаних з днищевим набором корпусу судна. Їх компанування повинна бути такою, щоб забезпечували надійність, зручність в експлуатації і обслуговування. Для зручності обслуговування двигуна необхідно звільняти круг нього достатні площі, на які можна було б покласти великі деталі, які витягли з двигуна для ремонту. З тою ж метою над двигуном залишають вільний простір для витягу поршнів зі штоками, або шатунами за допомогою спеціальних підйомних устатків.

Допоміжне устаткування треба встановлювати якомога ближче до ГД який обслуговується поблизу від інших агрегатів, пов'язаних загальним робочим тілом і обслуговуючий той же ГД. Послідовність розміщення взаємопов'язаних механізмів може бути як горизонтальним, так і вертикальним. Між механізмами необхідний простір для можливості їх обслуговування.

Трубопроводи повинні проходити у трьох взаємно перпендикулярної до неї і перпендикулярної до основної площини, причому, необхідно передбачити достатні простори для монтажу і обслуговування.

Механізми, які потребують постійного нагляду під час роботи, треба розміщувати поблизу посту управління. Механізми, які є джерелами шуму і вібрації, необхідно встановлювати на елементах корпусу судна, які мають підвищену жорсткість, або підкріпляти ці механізми додатковими конструкційними елементами. Такі механізми необхідно амортизувати і екранізувати їх від постів, де довгостроковий час знаходиться обслуговуючий персонал.

При виборі місця установки людей ВМ необхідно враховувати можливість їх обслуговування мінімальною кількістю людей (особливо при низькій ступені автоматизації ЕУ).

Важливим фактором, який впливає на розташування механізмів у МВ, є склад і тип суднової електростанції. Вона може складатись з дизель — генераторів, паротурбогенераторів, валогенераторів і розподільних щитів. Дизель — генератори, які є джерелами вібрації і шуму, доцільно встановлювати на амортизаторах у трюмі паралельно діаметральній площині.

При установці дизель — генераторів на платформах необхідно їх підкріпляти. Для зменшення впливу шуму на персонал МВ, який обслуговує дизель — генератори доцільно огорожувати екраном, яким може слугувати корпус головного двигуна, або спеціальні шумоізолюючі вигородки. Такі вигородки дуже ефективні для злушання шуму, але вони зменшують простір для обслуговування і затрудняють вилучення агрегату для ремонту. Тому, необхідно передбачувати спеціальні розкриття у передірках. У даний час в зв'язку з упрощенням систем автоматизованого управління у шумоізовованому ЦПУ, місце розташування дизель — генераторів з точки зору шумності стає не актуальним. На суднах спеціального призначення, де потужність генераторів стає порівнянною з потужністю головного двигуна, електростанція може бути винесена у окреме шумоізововане приміщення — опоміжне машинне відділення.

Головний розподільчий щит, (ГРЩ), встановлюють по можливості ближче до джерел току, як правило, перпендикулярно діаметральній площині. Він може бути розміщений як у трюмі, так і на платформі. При наявності ЦПУ розміщують ГРЩ у ньому. При виборі установки людей механізмів необхідно врахувати також і зручність їх обслуговування мінімальним числом людей. Це особливо важливо при низькій ступені автоматизації установки.

Положення холодильників масла і прісної води визначається прагненням скоротити траси охолоджувальної води і охолоджуючої рідин. В СДУ з МОД ці теплообмінники встановлюються ближче до насосів, в тому числі на платформі над насосами. На суднах відносно невеликого водотоннажності холодильники можуть встановлюватись на бортових кронштейнах, або навіть під настилом МВ.

При розміщенні устаткування, яке забезпечує СДУ повітрям підвищеного тиску, необхідно враховувати характер навантаження, яке вона може передати на корпус судна. Так недостатньо урівноважені поршневі компресори створюють динамічне навантаження, яке викликає вібрацію корпусу і шум. Тому такі механізми треба встановлювати на жорстких і міцних фундаментах, переважно на амортизаторах. Вільно поршневий дизель — компресор, який є практично повністю врівноваженим механізмом, часто встановлюють на спеціальних кронштейнах на бортах, або передірок МВ, на амортизаторах для зменшення структурного шуму.

На суднах з потужними двигунами, де балони пускового повітря займають значний об'єм при відносно невеликій масі, їх розташовують на платформах зі сторони підводу повітря до двигуна. Компресори повітря ставлять на тій же платформі, або нижче у трюмі.

1.2.3 Вимоги до розміщення устаткування систем

Траси трубопроводів прокладають по найбільш короткому шляху. Вони повинні мати просту конфігурацію. Забороняється проводити траси через жилі і службові приміщення.

Паливні цистерни не треба розташовувати у МВ. Суміжними з МВ виконують видаткові цистерни, у тому випадку вони можуть мати з ним тільки одну загальну стінку. По висоті МВ їх розташовують на рівні платформи.

Паливні цистерни не треба розміщувати над трапами, ГД і механізмами, паровими котлами, газоходами, електричним устаткуванням і постами управління головними механізмами. Якщо виникає необхідність розміщення цистерн над указаним устаткуванням, то під ними встановлюють піддони, які виконані під всією площею днища цистерни.

При роботі ГД на двох сортах палива (важкому і легкому) передбачають міри проти їх змішання.

Насоси, сепаратори, фільтри і інше устаткування паливної системи необхідно розташовувати у трюмі МВ компактно, бажано у агрегаті і поблизу витратних цистерн очищеного палива. Для перекачування палива встановлюють не менше двох насосів, один з яких резервний. Ці насоси, а також насоси сепараторів, окрім місцевого, устатковують дистанційним управлінням.

На суднах, ЕУ яких працюють на важкому паливі, встановлюють не менше двох сепараторів.

Перекачувальні, підкачувальні, циркуляційні і інші насоси аналогічного призначення встановлюють поблизу місць забору рідини, яка перекачується, вони оснащені приймальними патрубками мінімальної довжини і достатньо більшого прохідного перетину. Висота установки насосу відносно рівня рідини, яку приймають, повинна бути по можливості мінімальною для забезпечення надійного постійного прийому робочої рідини при качці судна. Бажано, щоб робоча рідина поступила до насосу під напором, (особливо відчутні до цього відцентрові насоси). У зв'язку з цим на приймальних патрубках систем, як правило, встановлюють неповоротні клапани для підтримки приймальних магістралей заповненими. Насоси, які подають паливо до ГД і ВД, працюють від витратної (підпорної) цистерни, яка розташована значно вище рівня насосу. Запаси масла зберігають у одному, або декількох відсіках, розташованих у МВ, або поблизу його. Не рекомендується зберігати запаси масла у цистернах міждонного простору. У них під ГД розміщують стічні масляні цистерни, які відділяють коффердамами від зовнішнього дна і інших відсіків міждонного простору.

Приймальні кінгстони заборотної води розташовуються у носовій частині МВ перед відливними клапанами. Кінгстони повинні встановлюватись на спеціальних кінгстонних ящиках, або в приймальних заборотних патрубках. Приймальні заборотні отвори у зовнішньому обшиванні судна захищають решітками. Частіше всього передбачають два кінгстонних ящика, причому, один на борту у районі скулової частини, другий — на днищі судна з протилежного борта. На криголамах і судах льодового плавання для прийому заборотної охолоджувальної води застосовують льодові ящики, у яких мілкий битий лід, який попадає і збирається у верхній його частині і тане від тепла, яке відводиться у ящик від води, яка нагрілася, з системи охолодження.

Насоси прісної і заборотної води. Насоси циркуляційної системи охолодження циліндрів, поршнів, форсунок і т. п., розташовують у найбільш низькій частині системи. Насоси встановлюють так, щоб вони забирали рідину з охолоджувача і нагнітали її у порожнину охолодження, а не навпаки. Це забезпечує підвищений тиск у порожнині охолодження дизеля.

Магістральні траси трубопроводів (і електричних кабелів) у приміщенні ЕУ розташовують по можливості прямолінійно вздовж судна, перпендикулярно до його діаметральної площині, або вертикально. На багатотоннажних суднах для магістральних трубопроводів залишають проходи повз трас, устатковані площадками і стаціонарним електроосвітленням. Компановка арматури і з'єднань трубопроводів повинна забезпечувати зручний доступ до них і можливість виконання ремонтних робіт без демонтажу суміжного устаткування і трубі, які знаходяться поряд.

Електричні кабельні траси у приміщеннях ЕУ розташовуються переважно вище настилу палуб, при необхідності розміщення кабелів під настилом їх прокладають у металічних трубах, або закритих каналах (траси кабелів повинні стояти від джерел тепла не менше ніж на 100 мм, від підвішеного дна і масляних цистерн — не менше ніж на 50 мм, від зовнішнього обшивання і передірок — не менше ніж на 20 мм).

Відливні трубопроводи охолоджувальної води за борт по можливості об'єднують для скорочення кількості отворів у зовнішньому обшиванні. Відливні отвори розміщують, як правило, на лівому борті, так як судна зазвичай швартуються у причальної стінки правим бортом.

Приміщення СЕУ з'єднуються з відкритою палубою шахтами, які закінчуються світовим люком (капом). Через нього здійснюється повітряобмін МВ з навколишнім середовищем і навантаження — вивантаження устаткування при ремонті.

Для доступу до механізмів і арматурі, розташованим на висоті більше 1,9 м від настилу, улаштовують площадки з леєрним огороженням. Висота леєрних огорож не менше 1 м, просвіт під самим нижнім леєром огороження не повинен перевищувати 0,23 м, а між другими леєрами 0,38 м.

Для монтажу і демонтажу елементів ГД, механізмів і устаткування в МВ встановлюють мостові крани, монорельси з таями і тельферами, одухи для підвішування талей, візка. Зазвичай великі запасні частини розташовують поблизу тих максимумів, до яких вони відносяться.

Ширина трапів повинна бути не менше 0,8 м, кут нахилу їх до горизонту не більше 60°. Трапи, як правило, розміщують вздовж судна ближче до ДП. Довжина маршу не повинна перевищувати 6 м. На важкотоннажних морських суднах з великою висотою МВ в доповнення до трапів передбачені ліфти.

1.3 Міжнародний Кодекс управління безпекою (МКУБ)

Для ведення нагляду за суднами з боку Класифікаційних товариств різних країн був розроблений Міжнародний Кодекс з Управління Безпекою МКУБ (ISM Code) його основне призначення – забезпечення безпеки на морі, запобігання людського травматизму або жертв, уникнення шкоди навколишньому середовищу та майну

Кодекс наказує, що кожна компанія людина розробляти, втілювати в життя і утримувати системи управління безпекою (СУБ) в судноплавних компаніях.

Система управління безпекою включає в себе:

політику безпеки і захисту навколишнього середовища,

інструкції та процедури, що забезпечують безпечне використання суден і захист навколишнього середовища відповідно до вимог міжнародного законодавства та законами країни прапора судна,

визначення рівнів повноважень і способів взаємодії між і усередині берегового та суднового персоналу.

процедури повідомлення про події і невідповідність МКУБ,

процедури підготовки до можливих екстремальних випадків і реагування на них,

процедури внутрішніх перевірок і змін в управлінні

Відсутність сертифікації за МКУБ автоматично переводить судноплавну компанію в розряд аутсайдерів. Вона випадає з міжнародного судноплавства, так як не підтвердила якість своїх послуг і відповідність стандартам безпеки.

Судова документація повинна містити обов'язковий перелік судових документів і креслень, що відображають фактичний стан судна, його конструкцію та обладнання.

На борту судна повинні знаходитися основні Міжнародні діючі правові документи (Конвенції, Правила, кодекси...) та обов'язкові судові документи.

Базове судно задовольняє діючим Міжнародним Правилам, Конвенціям і нормам, основні з них такі:

Правила Регістра, видання 1990 р,

Міжнародна Конвенція з охорони людського життя на морі 1974 (SOLAS-74);

Міжнародна Конвенція по запобіганню забруднення з суден у морі (MARPOL – 73/78), а також поправок по МЕРС 32/WP.3 и МЕРС.51 (32),

– Міжнародна Конвенція про вантажну марку.

Міжнародні правила попередження зіткнень суден у морі, 1972 (COLREG-72),

Міжнародна Конвенція про підготовку і дипломування моряків та несення вахти 1978/1995 (STCW-78/95),

Міжнародний кодекс морського перевезення небезпечних вантажів (IMDG Code)

Міжнародний кодекс по рятувальним засобам, з поправками (ISA Code)

Устаткування, обслуговуючі системи встановлені на судні задовольняють діючим нормам і правилам.

1.4 Комплектація судна технічними засобами для забезпечення вимог Конвенції SOLAS-74 і MARPOL-73/78.

Міжнародна конвенція по охороні людського життя на морі (SOLAS-74) із протоколом 1978 р. і виправленнями 1981, 1983, 1989, 1990, 1993 рр. прийнята 1 листопаду 1974 року, набрала сили 25 травня 1980 р.

Конвенція (SOLAS) у своїх послідовних змінах звичайно розглядається в якості найважливішого з усіх міжнародних договорів, що відносяться до безпеки торгівельних суден. Перший варіант був прийнятий у 1914 році, другий – у 1929, третій – у 1948-му. У 1974 році була прийнята зовсім нова конвенція, що складається з восьми глав. Основна мета конвенції SOLAS – визначення мінімальних стандартів по конструкції, устаткуванню і плануванню суден що відповідають вимогам безпеки.

Міжнародні правила попередження зіткнення морських суден у морі (МППСС-72) прийняті 20 жовтня 1972 р., набрали сили 15 липня 1977 р., прийняті Україною 25 квітня 1993 року.

Перші навігаційні правила маневрування з'явилися у Великобританії в 1846 р. Перші Міжнародні правила (ППСС–1889) були прийняті в 1889 р. у Вашингтоні. Найбільш важливим нововведенням з'явилося визнання систем поділу руху. МППСС складаються з 5 частин: частина А – загальні положення; частини В,С,Д,Е; додаток знаків.

Міжнародна конвенція про вантажну марку прийнята 5 квітня 1966 р., набрала сили 21 липня 1968 р., прийнята Україною 25 січня 1994 р.

Правила конвенції беруть до уваги можливі небезпеки в залежності від сезонів і районів плавання. При контролі судна перевіряється щоб положення вантажної марки відповідало наявному свідченню.

Міжнародна конвенція по обмірюванню суден прийнята 23 червня 1969 р., набрала сили 18 липня 1982 р. прийнята Україною 25 січня 1994 р.

Мета системи обмірювання — це визначення кількості вантажу, яке судно може перевезти в залежності від обсягу його приміщень, при цьому встановлена одиниця місткості судна — реєстрова тонна, що дорівнює 100 кубічним футам (2,83 м³). Система була необхідна для характеристики судна, його транспортних можливостей, для обчислення зборів, податків і інших плат за послуги, які надає судно.

Міжнародна конвенція по дипломуванню моряків і несенню вахт прийнята 7 липня 1978 р., набрала сили 1 лютого 1979 р., прийнята Україною 1 лютого 1996 р.

У 1936 р. МОП прийняла "Конвенцію про мінімальну кваліфікацію капітана й інших осіб командного складу морських суден". Інша конвенція МОП 1946 р. — "Про видачу матросам свідчень про кваліфікацію".

Конвенція міжнародної організації морського супутникового зв'язку (INMARSAT) схвалена 3 вересня 1976 р. набрала сили 16 липня 1979 року, прийнята Україною 16 липня 1979 р.

У зв'язку зі збільшенням числа судових радіостанцій і радіообміну інформацією виникли серйозні проблеми з використанням радіочастот. Використовуючи космічні технології можна вирішити ці проблеми.

У 1975 р. була скликана конференція по питанню встановлення нових морських комунікаційних систем. На конференції прийняли угоду про роботу системи нестационарних штучних супутників Землі. Ці супутники забезпечують повідомлення між судами і береговими станціями.

Конвенція по запобіганню забруднення скиданнями, відходами й іншими матеріалами прийнята 13 листопаду 1972 р., набрала сили 30 серпня 1972 року, прийнята Україною 6 березня 1994 року.

Міжнародна конвенція по запобіганню забруднення суден (MARPOL–73/78) прийнята 2 листопада 1973 р., набрала сили 2 жовтня 1983 року, прийнята Україною 25 січня 1994 р.

У конвенції MARPOL – 73/78 передбачені заходи для скорочення і запобігання забруднення моря як нафтою і нафтопродуктами, так і іншими шкідливими речовинами, що перевозяться на судні або утворюються в процесі експлуатації.

Конвенція містить два протоколи.

Протокол 1 — положення, що стосується повідомлень про інциденти, зв'язаних зі скиданням шкідливих речовин.

Протокол 2 — арбітраж.

Основні правила конвенції MARPOL – 73/78 утримуються в п'ятьох додатках.

Додаток 1 — правила запобігання забруднення нафтою.

Додаток 2 — правила запобігання забруднення шкідливими рідкими речовинами, перевезеними наливом.

Додаток 3 — правила запобігання забруднення шкідливими речовинами, перевезеними морем в упакованні, вантажних контейнерах, об'ємних танках.

Додаток 4 — правила запобігання забруднення сточними водами суден.

Додаток 5 — правила запобігання забруднення сміттям із суден.

Відповідно до міжнародної конвенції по охороні людського життя на морі (СОЛАС – 74) глава II-1 — конструкція, поділяється на відсіки, механічні й електричні установки. Основна ЕЕС, повинна забезпечити електричною енергією наступні споживачі:

- щити аварійного освітлення;
- щити сигнально-відмітних ліхтарів;
- електричний привод кермового пристрою;
- штурманську рубку і рубку радіозв'язку;
- електричні приводи аварійного пожежного й осушувального насоса
- електричні приводи і пристрої автоматизації механізмів, необхідних для нормального функціонування енергетичної установки судна.

Міжнародною конвенцією 1973 року з охорони довкілля, для суден допустима норма змісту нафтопродуктів в ляльних і балоастних водах, що зливають за борт, встановлена 15 мг/л. Для забезпечення необхідного ступеня очищення ляльних вод судно потрібно забезпечити спеціальним устаткуванням водно – нафтової сепарації або фільтрації з автоматичною системою вимірювання і контролю скидання нафтовмістних вод. Витоки нафтопродуктів і забруднене паливо після чищення фільтрів і іншого устаткування відводяться в спеціальну цистерну. Відсепарована вода і відстій з цистерн перекачується в цистерни для збору вод, забруднених нафтопродуктами.

Шлам від відцентрових сепараторів і залишки після очищення паливних фільтрів збираються в цистерну шламу. Місткість цистерни для збору шламу і брудного палива достатня для того, щоб вміщати всі відходи нафтопродуктів протягом одного рейсу.

Для виключення розливу палива по верхній палубі через повітряні труби паливних цистерн передбачається відведення палива в переливну цистерну при можливому переповненні цистерн, а також сигналізація про перелив.

Висновок: в розділі приведено опис судна “Rickmers Antwerp”, а також норми Міжнародного Кодексу управління безпекою (МКУБ). Також в розділі відзначено вимоги Міжнародних конвенцій та класифікаційних товариств.

Окремо слід відзначити, що розділ містить опис розташування енергетичного обладнання в машинному відділенні. Згідно нормативів виконано креслення даного розташування на листах графіки.

2. Дослідження способів покращення екологічних показників ДВЗ для зниження викидів NO_x

2.1 Характеристика токсичності відпрацьованих газів

Основним судновим джерелом забруднення навколишнього середовища є головні і допоміжні двигуни енергетичних установок. В якості головних суднових двигунів і дизель-генераторів домінують дизельні двигуни, тому що переважають за такими показниками, як паливна економічність, ресурс, здатність працювати на важких сортах палива.

Відпрацьовані гази (ВГ) дизелів являють собою складну газову суміш, яка містить більше 200 компонентів. Чотири компоненти азот (N), кисень (O₂), діоксид вуглецю (CO₂) і вода (H₂O) складають 99–99,9% об'ємом ВГ. З точки зору екології вони не представляють інтересу, оскільки нетоксичні. Решта 0,1–1% обсягу ВГ – компоненти, які становлять екологічну небезпеку []. Їх небезпеку прийнято оцінювати двома характеристиками: токсичністю і димністю.

Під токсичністю ВГ розуміють газоподібні компоненти, які мають шкідливий вплив на довкілля і людину. Серед безлічі токсичних компонентів приблизно 80–95% припадає на частку п'яти з них, табл. 2.1. Ступінь їх шкідливості різна і в відносному вигляді може бути виражена співвідношенням []:

CO: CH_x: SO_x: NO_x: RCHO = 1: 2: 16: 40: 40.

Таблиця 2.1 Склад токсичних компонентів ВГ дизелів

Компонент ВГ	концентрація, г/м ³	Питомі викиди, г/(кВт·годину)	Гранична допустима концентрація в повітрі робочої зони, мг/м ³
Оксиди азоту, NO _x (NO, NO ₂)	1,5–8	8–30	2
Оксид вуглецю, CO	0,25–2,5	0,5–6,0	20
Вуглеводні, CH _x	0,25–2,0	0,25–2,5	–
Оксиди сірки, SO _x (SO ₂ , SO ₃)	0,1–0,5	0,4–1,5	4
Альдегіди, RCHO	0,001–0,04	0,05–0,2	0,2
Сажа, C	0,05–0,5	0,25–0,5	4

У переліку основних токсичних компонентів безперечно лідирують оксиди азоту. В ВГ дизелів міститься близько 10 сполук азоту з киснем, але домінантою є NO, його частка становить 95–98% від усіх оксидів решта 2 ... 5% – вищі оксиди азоту: NO₂, N₂O, N₂O з тощо. Оксид азоту утворюється в камері згоряння двигуна під час горіння палива. Окислення здійснюється за двома ланцюговими реакціями [1]

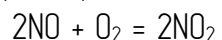


Перша реакція є визначальною і ендотермічною. Останнє означає: окислення азоту може проходити тільки при витратах теплоти в умовах високих температур (реально більше 2000 K); вихід NO не залежить від хімічного складу палива, тривалості протікання реакції, а відповідно і кількості що утворюється оксиду азоту залежить від температури, табл. 2.2.

Таблиця 2.2 Час утворення оксиду азоту в залежності від температури паливного факела [1]

T, K	1750	2000	2250	3000	4000
τ, с	140	1	5,3 10 ⁻³	7,8 10 ⁻⁵	7,2 10 ⁻⁷

Оксид азоту безбарвний газ, погано розчиняється у воді, відрізняється нестійкістю, на такті розширення і після викиду в атмосферу окислюється до діоксиду азоту по реакції



Інтенсивність цієї окисної реакції залежить від концентрації NO в повітрі і займає від 60 до 100 годин. У свою чергу, діоксид азоту, взаємодіючи з вологою у повітрі, утворює азотну кислоту, яка підвищує кислотність ґрунту і викликає у тварин і людей захворювання слизової оболонки дихальних шляхів, руйнує легені, хронічні бронхіти і нервові розлади. Саме цим пояснюється те, що в якості основного токсичного компонента ВГ розглядають NO₂. Його токсичність в 7 разів вище токсичності NO.

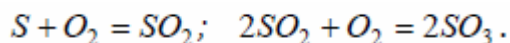
Оксиди азоту чинять негативний вплив і на рослини. При низьких концентраціях NO₂ в атмосфері відзначається зниження темпу росту рослин, а при концентраціях 0,0002 – 0,0003% і більше – їх серйозні пошкодження. Причому найбільш чутливі до забруднень атмосфери оксидами азоту злаки, бобові, дуряк [1].

Оксид вуглецю (чадний газ) є проміжним продуктом хімічної реакції вуглецю палива з киснем повітря. Його утворення в камері згоряння двигуна залежить від однорідності суміші паливо–повітря. В МОД цей показник краще, тому викиди CO менше і не перевищують 0,6–0,8 г/(кВт·год). У СОД викиди CO більше і складають 0,8 – 1,0 г/(кВт·год). Простіше кажучи, оксид вуглецю утворюється в результаті неповного згоряння палива, а воно безпосередньо пов'язане з коефіцієнтом надлишку повітря в камері згоряння. Так як в дизелях величина цього коефіцієнта значно більше одиниці, то їх ВГ відрізняється порівняно невеликій концентрації CO. Оксид вуглецю – безбарвний газ без запаху. Потрапляючи в легені людини, а звідти в кров, витісняє з неї кисень, оскільки має в 200 разів більшу розчинність. При невеликих концентраціях в повітрі призводить до запаморочення і нудоти, а при концентрації більше 1% настає втрата свідомості вже через кілька

зітхань. Оскільки оксид вуглецю практично має ту ж щільність, що і повітря, то самотібно випаровується з приміщень дуже погано.

Вуглеводні являють найчисленнішу групу хімічних сполук ВГ. Наявність C_xH_y в ВГ обумовлено випарами в повному обсязі згорілого палива в циліндрі двигуна. Таке явище спостерігається на відносно холодних стінках камери згоряння і в її «мертвих» обсягах, наприклад, в зазорі між поршнем і втулкою циліндра. Певний внесок в появу C_xH_y дає масло, яке, потрапляючи в камеру згоряння, погано окислюється з киснем повітря. У відпрацьованих газах ДВЗ налічується до 800 різних видів вуглеводнів. Основними складовими вуглеводнів є альдегіди і бенз(а)пірен. Альдегіди мають різким запахом. При відносно великих дозах викликають подразнення дихальних шляхів і слизових оболонок носа і очей. Дія на людину виражається дратівливим і загальний токсичним ефектом на центральну нервову систему і ураженням внутрішніх органів. Бенз(а)пірен має канцерогенну дію, тобто сприяє розвитку онкологічних захворювань.

Поява оксидів сірки в камері згоряння двигуна підпорядковується наступним ланцюговим реакціям



Вихідною речовиною для цих реакцій служить сірка, яка міститься в паливі. Отже, вміст SO_x в ВГ однозначно визначається і регулюється якістю палива. Оксиди сірки є небажаними компонентами ВГ. Їх дія на організм людини виражається роздратуванням дихальних шляхів. При тривалій дії оксиди сірки викликають хронічні отруєння, які проявляються у вигляді головного болю, дещона, а деяких випадках – бронхіт і кон'юнктивіт. При вмісті в повітрі 0,01% і вище призводить до смертельного отруєння за одну хвилину []. Крім того, оксид SO_x добре розчиняється у воді, тому в атмосферному повітрі він конденсується в сірчану кислоту H_2SO_4 , яка у вигляді аерозолів може викликати токсичний зміг і кислотні дощі.

Димність визначається непрозорістю ВГ і обумовлена наявністю в їх складі твердих і рідких аерозольних часток. Переважна частина маси цих часток (приблизно 95 – 98%) становить сажа. Утворюєма в циліндрі ДВЗ сажа є пухкими частинками вуглецю неправильної форми, розміром від 0,4 до 100 мкм. Механізм утворення сажі досить складний. Спрощено можна сказати, що сажа є продуктом неповного згоряння палива і, отже, її вміст в ВГ залежить в першу чергу від коефіцієнта надлишку повітря, типу сумішоутворення і якості палива. Сама по собі сажа нешкідлива, проте вона акумулює вкрай токсичні вуглеводні і альдегіди. Потрапляючи в такому складі в легені людини, сажа викликає роздратування і ураження внутрішніх органів. При цьому великі частки сажі від 2 до 10 мкм затримуються в носових пазухах, трахеях або бронхах і, відповідно, легко виводяться з організму, то дрібні (0,5 – 2 мкм) осідають в легенях, викликаючи хронічні захворювання.

Крім зазначених газоподібних складових у відпрацьованих газах, відповідно до сучасної нормативно-технічної документації, особливо виділяють клас дисперсних частинок (ДЧ). Частинок – це все складові ВГ, які затримуються фільтром. Все ДЧ прийнято ділити на розчинні і нерозчинні. В середньому ДЧ складаються з 90% нерозчинних частинок. Вони включають в себе: сажу до 25% сульфати (тверді солі оксидів сірки) і оксиди металів, що додаються в паливо в якості присадок.

Ще один вид впливу на навколишнє середовище продуктів згоряння ДВЗ пов'язаний з діоксидом вуглецю CO_2 (вуглекислим газом). Його вплив пояснюється парниковим ефектом, тобто нагріванням атмосфери за рахунок інфрачервоного випромінювання поверхні землі. Діоксид вуглецю є продуктом повного згоряння палива, тому єдиний спосіб зниження CO_2 у відпрацьованих газах –

це зменшення витрат палива за рахунок підвищення паливної економічності ДВЗ, або за рахунок його деформування.

Виконаний аналіз показує, що перераховані вище компоненти ВГ дизельних двигунів забруднюють водне і повітряне середовище. До того ж багато хто з них володіють токсичними властивостями і можуть викликати важкі захворювання людини. Все це вимагає спеціальних заходів, спрямованих на запобігання негативного впливу викидів СДУ на біосферу, інакше кажучи, суднові дизеля повинні бути екологічно безпечними. З цією метою вводяться обмеження на їх викиди.

2.2 Нормування і контроль шкідливих викидів

Немає необхідності доводити, що забруднення біосфери негативно впливають на живі організми. При визначенні критеріїв реальної небезпеки забруднень одним із головних завдань стає встановлення залежностей несприятливих наслідків від кількості шкідливих речовин. На підставі цих залежностей нормується рівень екологічності. Існують два типи нормування: санітарно-гігієнічний і технічний.

Санітарно-гігієнічні норми визначають ГДК шкідливих речовин, які при будь-якій тривалості впливу не роблять негативного впливу на людину. Розрізняють ГДК для житлової та робочої зони. Норми граничних концентрацій шкідливих речовин для робочої зони менш жорсткі, вони в залежності від конкретного компонента в 4 – 25 разів більше ГДК житлової зони. Різниця в цих нормах суттєва, і пояснюється тим, що людина в робочій зоні знаходиться обмежений час.

Технічне нормування здійснюється виходячи з реальної можливості забезпечення необхідного рівня екологічності шкідливих викидів. Технічні показники екологічного рівня регламентуються різними нормативно-технічними документами: ОСТ, ГОСТ, Правилами і т.д. У цих документах обумовлюються граничні значення питомих викидів найбільш шкідливих речовин.

Вимоги щодо екологічної безпеки суден розробляє Морська міжнародна організація (International Marine Organization – IMO). Ці вимоги у вигляді стандартів IMO, додатків і протоколів конвенції MARPOL 73/78 регламентують технічні, організаційні і правові питання захисту навколишнього середовища на морі. Технічними вимогами визначаються засоби і необхідне обладнання для очищення шкідливих викидів, обумовлюються граничні рівні токсичності відходів. Організаційними вимогами передбачаються періодичні огляди суден на предмет їх відповідності положенням конвенції MARPOL. У правовій частині містяться умови по контролю дотримання вимог правильної експлуатації природоохоронного устаткування і штрафні санкції за їх порушення.

Додаток VI конвенції MARPOL 73/78 регламентує викид оксидів азоту з ВГ судових дизелів і вміст сірки в паливі. Стандартом IMO встановлюється гранично-допустиме значення питомих викидів NO_x в залежності від номінальної частоти обертання колінчастого валу. Такий підхід до нормування викидів NO_x виправданий, оскільки дозволяє врахувати технічні можливості дизелів різних розмірів і призначення. Дія цього документа вступила в силу в 2005 р і поширювалося на всі судна, побудовані після 1 січня 2000 року, обмежувало викиди NO_x на рівні IMO Tier 1, таблиця 2.3. Викид інших токсичних компонентів по IMO Tier 1 не нормується. Така підвищена увага до оксидів азоту пояснюється просто: вони в переліку шкідливих компонентів ВГ судових ДВЗ займають лідируюче положення і їх токсичність дуже велика. Що стосується викиду частинок, то для судових двигунів вони поки не регламентуються, однак наявність видимого диму не допускається.

Для морських суден, закладених після 1 січня 2011 р введений в дію норматив IMO Tier 2, що передбачає зниження викидів NOx на 15 – 20% в порівнянні з нормативом Tier 1. З 2016 р введено в дію норматив IMO Tier 3, який передбачає зниження викидів оксидів азоту вже на 80%. Забезпечити такі жорсткі вимоги вкрай складно, по – видимому, потрібні революційні технічні рішення, щоб виконати ці вимоги .

Вимоги IMO Tier 3 діють тільки в певних акваторіях, так званих «зонах регульованих викидів» (Emission Control Areas – ECA). Для плавання у відкритому морі нормативи Tier 2 залишаються в силі і після 2016 з. На сьогоднішній день в число ECA вже увійшли Балтійське і Північне моря, включаючи Ла-Манш. Обговорюються питання про включення до складу ECA Середземного моря, берегової зони США і Канади.

Таблиця 2.3 Норми викидів NO x для суднових дизелів

Період дії	Номінальна частота обертання n, хв ⁻¹		
	n<130	130<n<2000	n>2000
IMO Tier 1 (г/кВт год) (з 01.01.2000 р.)	17,0	$45n^{-0,2}$	9,84
IMO Tier 2 (г/кВт год) (з 01.01.2011 р.)	14,36	$44n^{-0,23}$	7,66
IMO Tier 3 (г/кВт год) (з 01.01.2016 р.)	3,40	$9n^{-0,2}$	1,97
IMO Tier 4 (з 01.01.2025 р.)	у перспективі		

Більш наочну оцінку передбачуваних вимог щодо зниження викидів NOx дає рис. 2.1.

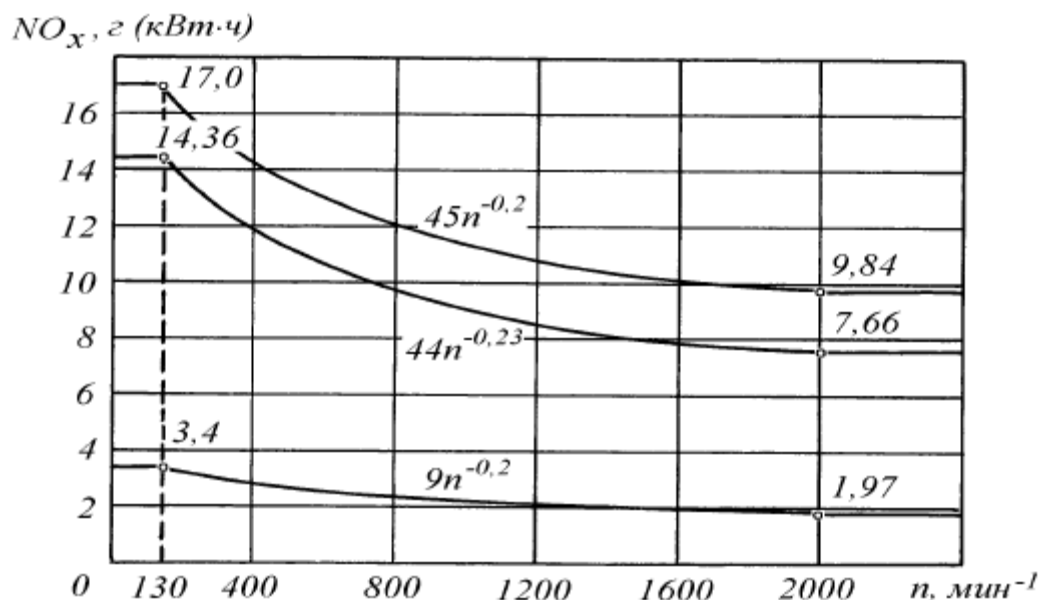


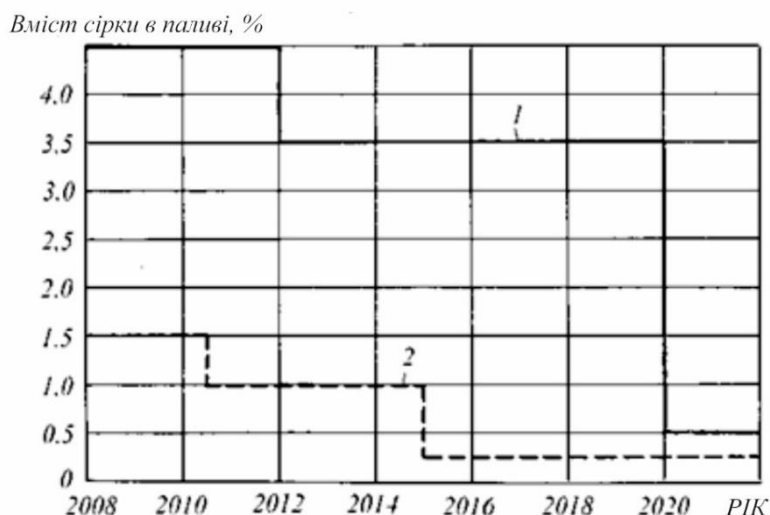
Рисунок 2.1 Гранично допустимі викиди NOx для суднових дизелів

Крім оксидів азоту, правилами IMO обмежуються також викиди оксидів сірки. Як зазначено раніше, на викиди (на відміну від NOx) процес згоряння палива сам по собі ніяк не впливає. Вся сірка потрапляє в камеру згоряння разом з паливом, тому зменшити викиди SOx можна лише за рахунок використання малосірчастого палива. На рис. 2.2 показані обмеження на вміст в паливі сірки всередині зон регульованих викидів і за їх межами. У зонах ECA дизелі повинні працювати на паливі

з вмістом сірки не більше 1,0%, а з 2016 р граничний вміст сірки в паливі взагалі буде обмежено значенням 0,1%.

Аналіз існуючих і передбачуваних вимог щодо зниження викидів токсичних компонентів з ВГ дизелів свідчить про постійне їх посилення. Вже сьогодні обговорюються норми Tier 4 без конкретних числових обмежень і числа контрольованих складових. Існує думка, що норматив Tier 4 буде істотно розширено кількістю контролюючих параметрів і доведений до значень, прийнятих в стандартах на токсичність для автомобільних і тракторних двигунів. Їх нормування здійснюється Європейськими та національними законодавчими документами.

Рисунок 2.2 Обмеження IMO за вмістом сірки в паливі



1 – зона відкритого моря, 2 – зона регульованих викидів

Хоча вимоги цих документів не є загальносвітовими, однак перелік контрольованих речовин ВГ вже практично сформувався, табл. 2.4. В майбутньому пропонується додатково обмежити вміст у ВГ діоксиду вуглецю. Пов'язано це з тим, що підвищений вміст в атмосфері ОД (продукт повного згоряння палива) посилює парниковий ефект. Єдиний спосіб зниження CO₂ в ВГ – це зменшення витрат палива.

Таблиця 2.4 Технічні нормативи викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами дизелів промислового призначення

Стандарт	Рік введення	Питомі викиди шкідливих речовин, г/(кВт год)			
		NO _x	CO	CH _x	O _x
EURO – 1	+1993	9,0	4,9	1,23	0,68
EURO – 2	1995	7,0	4,0	1,1	0,25
EURO – 3	1999				
цикл ESC		5,0	2,1	0,66	0,1
цикл ETC		5,0	5,45	0,78	–
EURO – 4	2005				
цикл ESC		3,5	1,5	0,46	0,02
цикл ETC		3,5	4,0	0,55	0,03

EURO – 5	2008				
цикл ESC		2,0	1,5	0,25	0,02
цикл ETC		2,0	1,5	0,25	0,03
ОСТ 37.001.234–81	+1982	18,35	9,5	3,4	–

Варто зазначити, що для уніфікації результатів контролю токсичності та димності ВГ використовують два принципово різних способів визначення. При першому способі виміри виконують на сталих режимах роботи двигунів. Цей випробувальний цикл, який отримав позначення ESC (European Steady State Cycle), включає 13 встановлених режимів роботи: три режими холостого ходу, п'ять навантажувальних режимів при номінальній частоті обертання і п'ять навантажувальних режимів при частоті обертання, що відповідає максимальному крутному моменту. Такий випробувальний цикл застосовується найчастіше для дизельних двигунів вантажних автомобілів вантажопідйомністю понад 3,5 т. Другий випробувальний цикл ETC (European Transient Cycle) передбачає заміри токсичності ВГ на перехідних режимах роботи двигунів.

Наведені вимоги по контрольованих параметрах шкідливих речовин ВГ по суті є міжнародними. Поряд з цими вимогами в багатьох країнах прийняті національні стандарти. Наприклад, існують подібні стандарти в США, Японії, Німеччині. Більш того є так звані галузеві стандарти, які є чинними в рамках окремої галузі. Є приклади стандартів, обмежені навіть одним містом.

У нашій країні стандарти по нормуванню шкідливих викидів з ВГ нововиготовлених дизелів при їх здачі введени в 1980 – 1981 р.р. Випуск цих стандартів дозволив впорядкувати проведення екологічного контролю за випускаються дизелями. За минулі 30 років ці стандарти неодноразово переглядалися і істотно змінювалися. Як правило, зміни стосувалися переліку контрольованих параметрів, з значень і методів випробувань і розрахунку. На сьогоднішній день основними національними документами, що обмежують шкідливі викиди суднових, тепловозних і стаціонарних ДВЗ, є:

- ГОСТ Р 51250–99. Дизелі суднові, тепловозні та промислові. Димності відпрацьованих газів. Норми і методи вимірювання.
- ГОСТ Р 51249–99. Двигуни внутрішнього згоряння поршневі. Викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами. Норми і методи вимірювання.

Простежується тенденція наближення вітчизняної нормативної бази до стандартів міжнародної організації зі стандартизації ISO . Уже розроблений національний ГОСТ 180 8178, який ідентичний міжнародному стандарту ISO 8178, розробленим технічним комітетом ISO/TC.

2.3 Методи і засоби вимірювання токсичних компонентів відпрацьованих газів

2.3.1 Визначення концентрації оксидів азоту

Оксиди азоту в відпрацьованих газах двигунів в основному містяться в вигляді NO і NO₂ . Для їх визначення найбільш широко в газоаналізаторах використовуються електрохімічні та емісійні методи.

Газоаналізатори, які реалізують електрохімічний (кулонометричний) метод, заснований на залежності е.р.с. гальванічної ланцюга від концентрації іонів, які виділяються при окислювально-відновних реакціях досліджуваних компонентів. Суть вимірювання полягає в наступному, рис. 2.3. Аналізований газ надходить в датчик 1, заповнений реактивом. Датчик має дві пари електродів: 2 і 3 – електроди ланцюга окислювально-відновної реакції, 4 і 5 – вимірювальні електроди, являють собою гальванічний перетворювач. Для нього вхідною величиною служить концентрація іонів, а вихідний – напруга, рівне різниці електродних потенціалів. Так як гальванічна напруга мала, то в вимірювальному ланцюгу передбачається підсилювач 6.

Вміст NO і NO₂ можна визначати окремо. Однак найчастіше NO окислюють до NO₂ і знаходять їх суму, тобто NO_x.

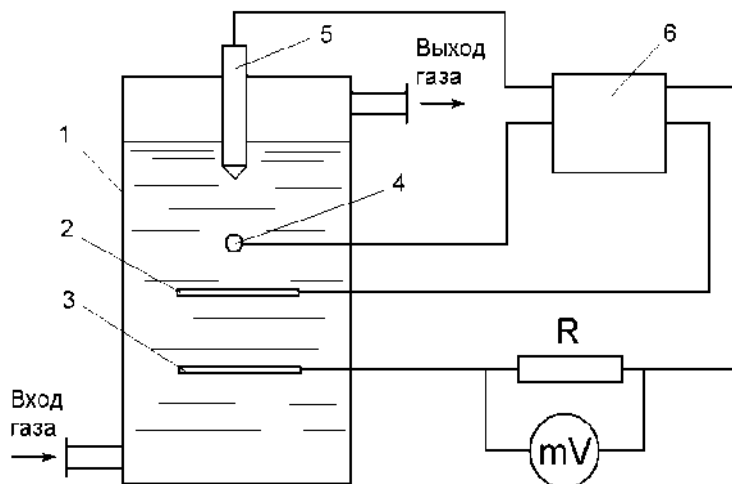
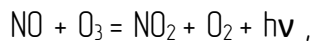


Рисунок 2.3 Схема вимірювання NO електрохімічним методом

Принцип вимірювання оксидів азоту емісійним (хемілюмінесцентним) методом заснований на властивості NO₂ при взаємодії з киснем або озоном виділяти квант світла, який реєструється високочутливим фоторезистором. Інакше кажучи, при зіткненні атомів азоту з атомами кисню йде реакція окислення з виділенням світла. Світло, що виділяється під час хімічної реакції реєструється високочутливим фотодатчиком. Сигнал від датчика пропорційний концентрації аналізованого компонента газової суміші. Реакція окислення оксиду азоту озоном з утворенням збудженої молекули діоксиду азоту з наступним переходом останньої в збудженому стані з виділенням кванта світла має такий вигляд



де h – постійна Планка;

ν – частота, Гц

Для вимірювання концентрації діоксиду азоту його попередньо перетворюють в оксид азоту.

Хемілюмінесцентні газоаналізатори представляють собою складні електронні прилади. У цих приладах проба газу після спеціальної підготовки надходить в реакційну камеру, туди ж надходить озон з генератора озону, рис. 2.4. Хімічна реакція між озоном і оксидом азоту супроводжується світловим випромінюванням – хемілюмінесценцією, яке реєструється фотоелектронним помножувачем.

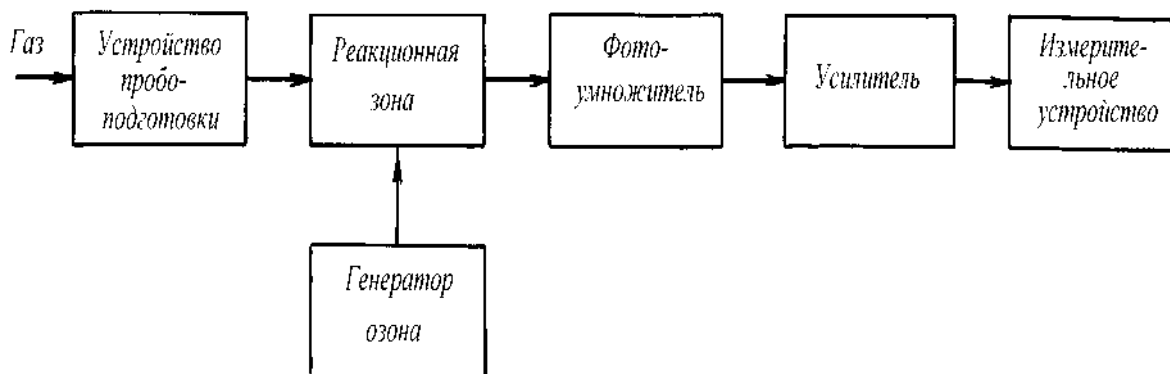


Рисунок 2.4 Структурна схема хемілюмінесцентного газоаналізатора

Хемілюмінесцентні газоаналізатори добре підходять для стаціонарних умов, так як мають значну масу, довго налаштовуються після переміщення, не мають автономного живлення.

2.3.2 Характеристика зовнішніх способів зниження токсичності відпрацьованих газів

Зниження токсичності ВГ дизелів можна досягти встановленням додаткових технічних засобів. Такі засоби відносяться до зовнішніх способів поліпшення екологічних показників ДВЗ. Принцип дії цих способів заснований на окисленні або відновленні токсичних компонентів до нешкідливих в спеціальних пристроях, які називаються нейтралізаторами. Застосування нейтралізаторів дозволяє, не змінюючи конструкцію двигуна, забезпечити ефективну очистку ВГ. Ефективність очищення прийнято оцінювати ступенем нейтралізації токсичних речовин [].

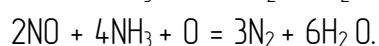
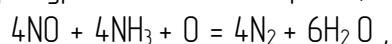
$$\eta = \frac{\Delta C}{C_0} = \frac{C_0 - C}{C_0} = 1 - \frac{C}{C_0},$$

де C_0 і C – початкова і кінцева концентрації шкідливих речовин в ВГ.

На практиці застосовуються нейтралізатори трьох типів: каталітичні, термічні і рідинні. У свою чергу каталітичні нейтралізатори бувають окислювальні і відновні.

Нейтралізатори окисного типу є двокомпонентними. Вони дозволяють зменшувати продукти неповного згоряння: оксид вуглецю CO (на 40–90%) і вуглеводні C_nH_m (на 30–80%). Недоліком окислювальних нейтралізаторів є те, що в них діоксид сірки SO_2 перетворюється в тверді частинки сульфатів, збільшуючи тим самим викид частинок. Однак цей процес йде при температурі понад 350–400 °C. Тому установка такого нейтралізатора далеко від двигуна дозволяє уникнути додаткового утворення сульфатів. В якості каталізаторів використовуються благородні метали: платина і паладій з добавками родію, рутенію, іридію і ряду інших металів. Розроблено також каталізатори на основі оксиду алюмінію з невеликою кількістю (до 0,1%) платини. Зрозуміло, що нейтралізатори через вміст благородних металів мають високу вартість.

Нейтралізатори відновного типу – однокомпонентні, вони застосовуються головним чином для зниження в ВГ оксидів азоту NO_x . Найбільшого поширення набули нейтралізатори, в яких відновлення оксидів азоту, що складаються в основному з NO і NO_2 , здійснюється аміаком. Даний процес відновлення, званий часто SCR-процес (Selective Catalytic Reduction), проходить при температурі 300–400 °C по реакціям:



Суть SCR-процес полягає в наступному []: відпрацьовані гази пропускаються через реактор, що містить кілька шарів титан-ванадієвих каталізаторів. У реактор подається газоподібний аміак, попередньо роздвлений повітрям до концентрації, при якій виключається небезпека вибуху. Перемішування NH_3 з ВГ відбувається до отримання однорідної суміші в спеціальному змішувачі. Далі суміш газів, проходячи через каталізатор, піддається хімічній взаємодії відповідно до наведених реакцій. В результаті їх здійснення виходять нешкідливі речовини: азот і водяна пара. Об'єм каталізатора або, що те ж саме, розміри реактора SCR залежать від хімічної активності каталізатора, необхідної глибини очищення ВГ від NO_x і концентрації NH_3 . Теоретично можна домогтися повної нейтралізації NO_x , якщо строго витримувати молярне співвідношення: $\text{NH}_3 : \text{NO} = 1 : 1$ і $\text{NH}_3 : \text{NO}_x = 1 : 10$. Кисень міститься в ВГ в кількості 10–14%. Практично ступінь придушення NO не перевищує 95%. При співвідношеннях NH_3/NO більше зазначеного значення може бути досягнуто більш ретельне очищення ВГ, але в цьому випадку кількість непрореагувавшего аміаку зростає, що є неприпустимим, оскільки NH_3 відноситься до токсичних реагентів.

На рис. 2.5 наведена схема установки SCR-процес фірми MAN B&W для двотактного МОД []. Заслужують на увагу такі особливості цієї установки.

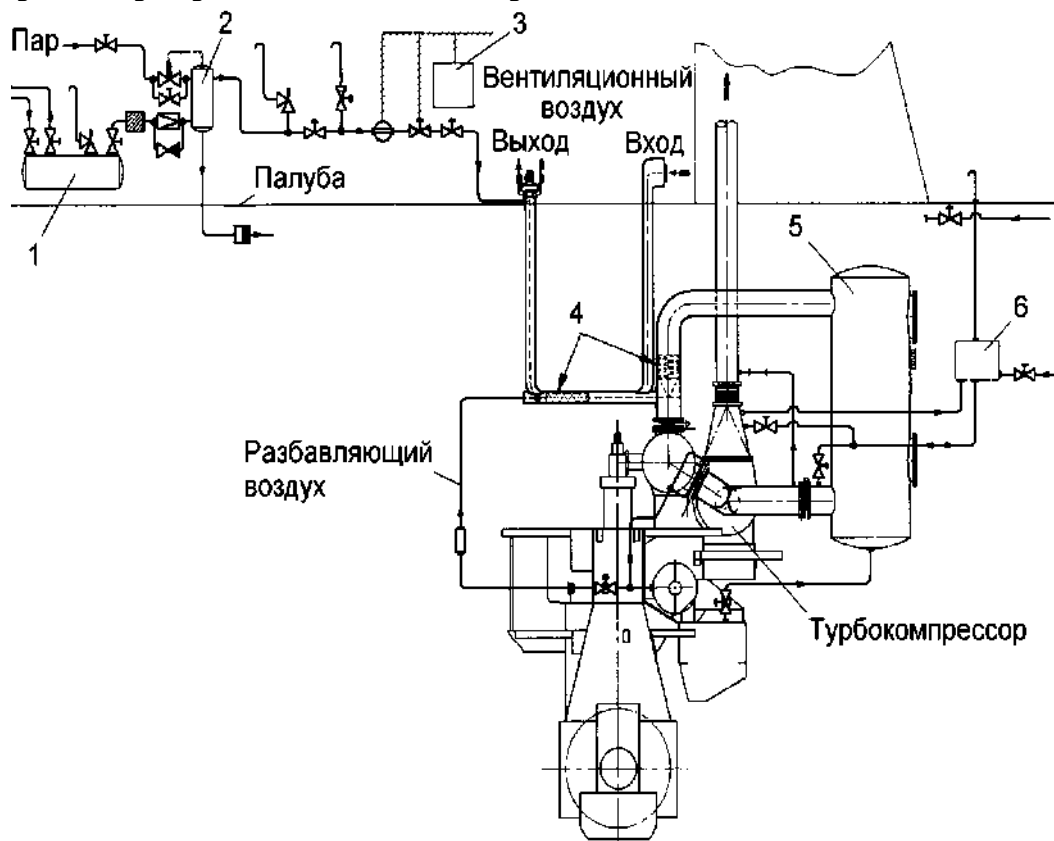


Рисунок 2.5 Схема установки SCR-процесу фірми MAN B&W для систем високого тиску
 1 – бак з аміаком; 2 – випарник; 3 – блок управління NH_3 ; 4 – змішувачі;
 5 – реактор SCR; 6 – газоаналізатори NO_2 і O_2

По-перше, реактор SCR розташований перед турбокомпресором. Це вимушений захід, викликаний необхідністю підтримати температуру хімічних реакцій в межах 300 – 400 °C. Для чотиритактних ДВЗ, що мають більш високу температуру ВГ, реактор ставлять після турбокомпресора. У технічному відношенні останній варіант простіше.

По-друге, реактор байпасовано, тобто передбачені заслінки, за допомогою яких ВГ можна направляти в реактор або в обхід його. Все залежить від того, чи знаходиться судно в зоні контролю NOx.

По-третє, установка SCR комп'ютеризована. У ній подача NH_3 автоматизована. Комп'ютер в залежності від витрати ВГ, концентрації NOx і заданого відношення NH_3/NO_x розраховує необхідну кількість аміаку, що подається в реактор. Додатково передбачено зворотній зв'язок з контролем концентрації оксидів азоту в очищених газах.

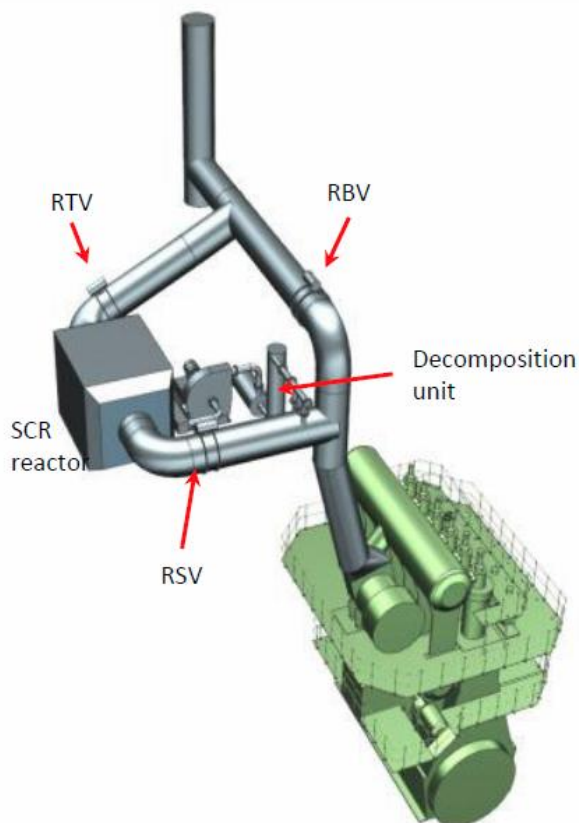


Рисунок 2.6 Загальний вигляд установки SCR на судні з МОД (система низького тиску)

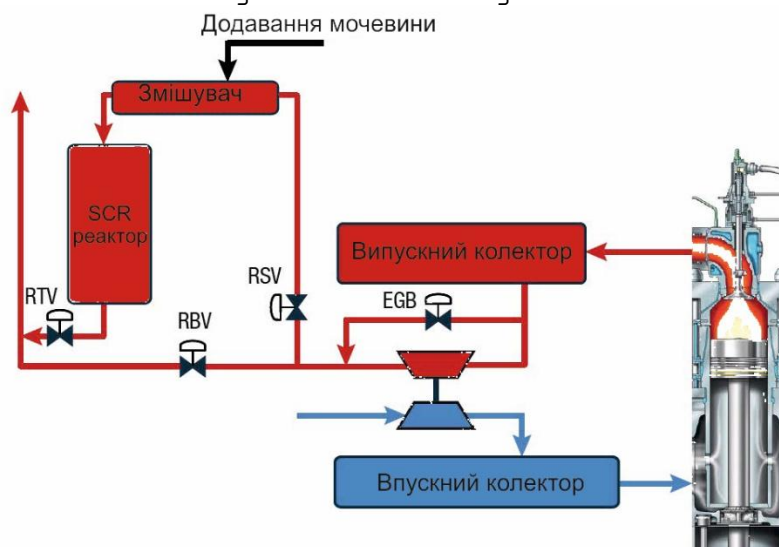


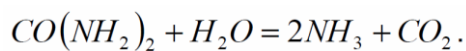
Рисунок 2.7 Схема установки SCR (низького тиску)

По-четверте, аміак зберігається в зрідженому стані під тиском 20 МПа на палубі. Його випаровування протікає в випарнику при температурі 70°C . Випарник підігрівається парою.

Нарешті, по-п'яте, розміри реактора SCR дуже великі. Якщо судити по рис. 2.6, то реактор приблизно в два рази менше дизеля.

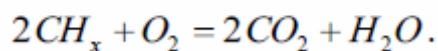
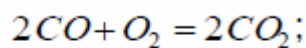
Основним недоліком відновлювальних нейтралізаторів з використанням аміаку є те, що не прореагував NH_3 сам є токсичною речовиною, яке викидається в атмосферу. Причому чим вище ступінь очищення ВГ від NO_x , тим вищий вміст NH_3 в випускних газах. У цьому випадку потрібне додаткове очищення ВГ вже від NH_3 з допомогою термічних або каталітичних нейтралізаторів. Так як аміак є шкідливою речовиною, то в даний час засобом для його отримання є сечовина. Вона нешкідлива, а транспортування та використання її водного розчину не вимагає особливих запобіжних заходів. Розчин сечовини з концентрацією 32,5 або 40 % застосовуються в системах SCR як наземних, так і морських транспортних засобів.

При використанні сечовини каталітична реакція протікає в два етапи. Спочатку сечовина, потрапляючи в потік гарячого газу, реагує з водою, що міститься в розчині, розкладаючись при цьому на аміак і діоксид вуглецю за формулою:



Далі йде сам процес відновлення NO_x за наведеними вище реакціями. Подача сечовини строго регламентується відповідно до стехіометричної норми. Порушення цієї норми викликає витік аміаку за межі системи. Для підтримки ефективності відновлення NO_x на максимальному рівні існуючі системи SCR автоматизовані.

Термічні нейтралізатори являють собою пристрої, в яких здійснюється допалювання продуктів неповного згоряння. Вони призначені в основному для зниження оксиду вуглецю CO і вуглеводнів C_xH_x . Крім того, в термічних нейтралізаторах відбувається часткове вигорання сажі, окислення діоксиду сірки SO_2 до триоксиду SO_3 []. Окислення CO і C_xH_x до нешкідливих продуктів проходить за такими основними формулами



Видно, що для протікання цих реакцій необхідна наявність в відпрацьованих газах вільного кисню і підвищеної температури. Температура в реакційній зоні цих нейтралізаторів повинна знаходитися в межах від 900 до 1000 К. Однак температура ВГ суднових дизелів навіть на режимах роботи з повним навантаженням не перевищує 750 К. Тому необхідні температури в реакційній зоні підтримуються за рахунок додаткового підведення теплоти від електричного підігрівача або спалювання палива.

Сучасна конструкція двигуна, на думку фахівців фірми MAN, включає:

- високий ступінь стиснення, що забезпечує швидке зниження температури після займання палива з відповідним зниженням емісії NO_x і збільшенням питомої витрати палива;
- наближення фаз газорозподілу до фаз циклу Міллера з раннім закриттям впускного клапана, що забезпечує зниження піків значень температури, і відповідно зменшення емісії NO_x ;
- використання високоефективних турбокомпресорів з високим ступенем наддуву для оптимізації компромісу між зменшенням NO_x і одночасним збільшенням питомої витрати палива;
- зміна фаз газорозподілу в частині зменшення кута перекриття клапанів;
- застосування системи подачі палива, що забезпечує гнучке налаштування кута початку подачі палива, тривалості подачі палива і тиску уприскування. При цьому система Common Rail

може бути оптимізована для роботи з низькою витратою палива завдяки використанню систем з електронним управлінням; при цьому функцію зниження емісії NOx здійснює SCR-процес.

Зниження обсягів викидів NOx методом SCR може відбуватися тільки у середині певного температурного діапазону []. Якщо температура дуже висока, аміак переважно буде згоряти, а не реагувати з NO/NO₂. При дуже низькій температурі швидкість реакції буде надто повільною і конденсація сульфатів амонію виведе з ладу каталітичний елемент.

2.4 Детальний опис системи SCR

2.4.1 Опис селективного каталітичного відновлення

SCR є одною з технологій для відновлення оксиду азоту, NOx. Це вже практично застосовується в суднобудуванні. Типова система SCR складається з каталізатора, виготовленого зі сплаву титану та ванадію і форсунки для розчинення у воді сечовини, в верхній частині каталізатора (рис. 2.8). Коли температура вихлопного газу досягає високих значень, розчин сечовини перетворюється в аміак, а NOx у вихлопному газі перетворюється в азот і воду. У разі морського застосування, існує кілька технічних проблем, серед яких — погіршення продуктивності відновлення оксидів азоту через наявність сірки в паливі, підготовка простору для виконання системи SCR в машинному відділенні і регулювати продуктивність системи з контролем витрата сечовини.

2.4.2 Детальний дизайн SCR та встановлення для судна

На рис 2.9 показана установка SCR для дизель-генератора на судні. Сопло для введення сечовини та корпус каталізатора розташовані у прямому відділі газоходу на верхній частині генератора. Як правило, вона повинна підтримувати відстань між соплом і каталізаторами якомога довше, щоб забезпечити достатній час для сечовини, щоб перетворитись в аміак. Проте, у випадку судна, як сопло, так і каталізатори повинні бути розташовані в прямій частині по довжині, а розташування місця обмежене.

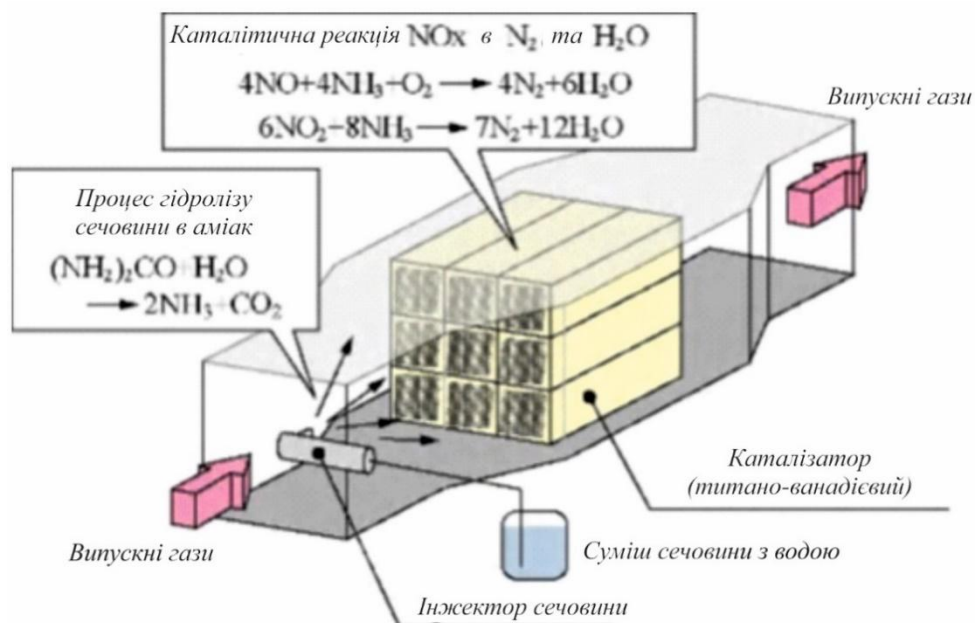


Рисунок 2.8 Схема каталізатора системи SCR

Таблиця 2.5 Опис каталізатора для системи SCR

Тип каталізатора	Титан-ванадій
Розмір ділянки	150 x 150 x 260 мм
Кількість ділянок	30
Клітинка (число сітківки)	45 (за 1 краю)
Швидкість потоку	11000 год ⁻¹ (при номінальній потужності)
Коефіцієнт конверсії NO _x	80%
Середня концентрація крапель аміаку	менше 6 ррт
Кількість води у речовині	40%
Швидкість потоку сечовини	60 ~ 120 мл/хв

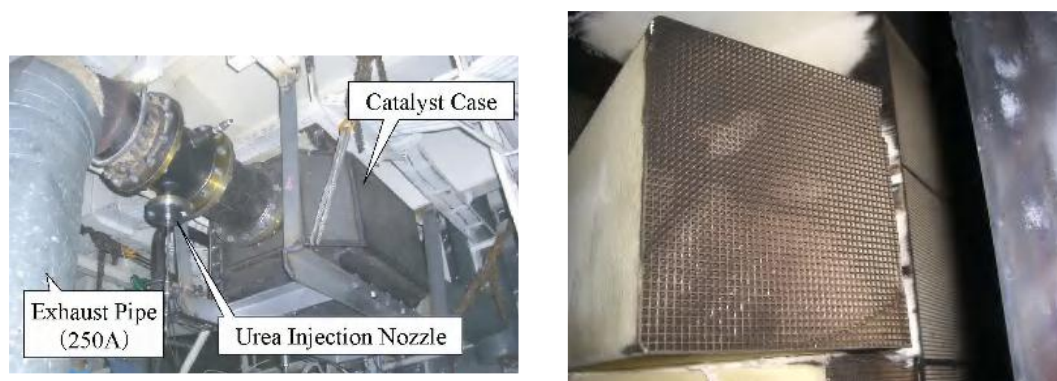


Рисунок 2.9. Встановлення SCR на судні

2.4.3 Операційні умови та вимірювання

В суднових умовах завантаження дизель-генератора складає не менше 60%. У робочому стані температура вихлопного газу становить від 330 до 360°C.

2.4.4 Розробка форсунок для ін'єкції сечовини та зниження викидів NO_x

За результатами тестів підтверджено, що тип сопел для введення сечовини сильно впливає на ефективність зниження NO_x. Тому варто розробити, або вдосконалити форсунки для впорскування сечовини.

Рис. 2.11 показує структури форсунок сечовини. Ці форсунки складаються з дубльованих нержавіючих труб. Сечовина протікає у внутрішній трубці, а повітря тече круговим проміжком між зовнішньою трубкою та внутрішньою трубкою. Тип А, як показано на рис. 2.11 (а) протікає струмінь сечовини за напрямком вихлопного газу. Типу В, як показано на рис. 2.11 (б) потік струменя сечовини розбито на чотири мікро отвори, для забезпечення кращого подріднення, струмінь трубки введено вздовж руху відпрацьованих газів. Тип С, відповідає конструкції типу В, проте розміщує вже шість отворів.

На рис. 2.13 наведені приклади результатів випробувань концентрації NO_x та коефіцієнта перерахунку NO_x, як функції співвідношення еквівалентності.

За результатами дослідів доведено, що найбільшу ефективність мають саме розпилювачі типу С, при їх використанні зменшення концентрації NO_x складає до 100%.

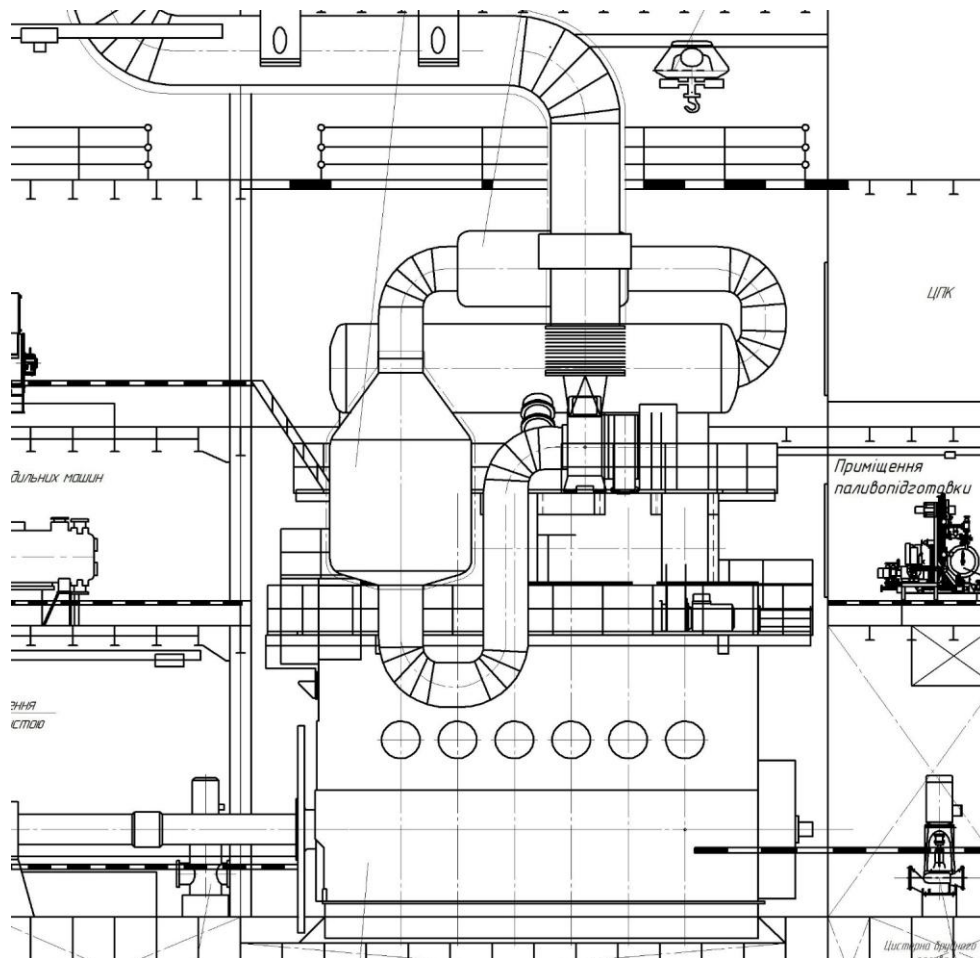
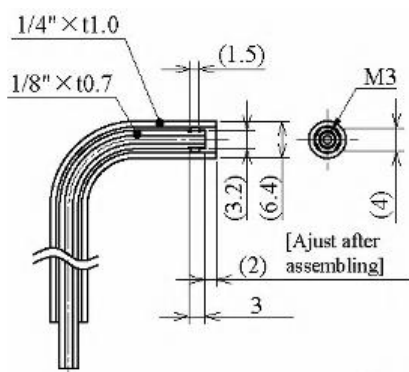
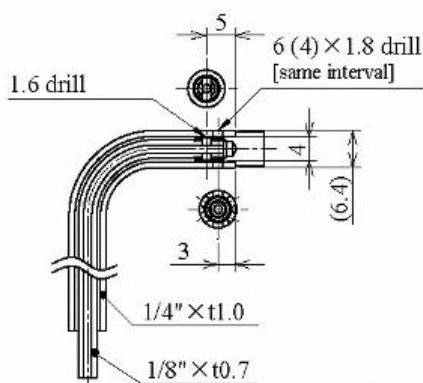
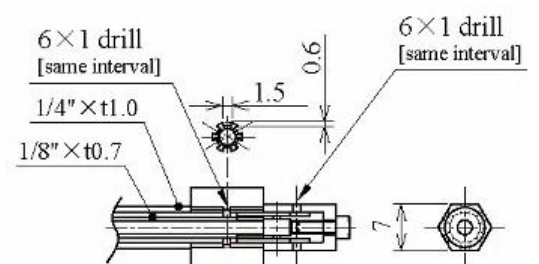


Рисунок 2.10 Розташування елементів системи SCR



(a) Type A



(b) Type B



(c) Type C

Рисунок 2.11 Конструкційні типи розпилювачів

2.4.5 Робота системи керування потоком сечовини

На рис. 2.12 наведено систему автоматичного управління подачею сечовини. Рідина тече з бака сечовини до сопла через насос. Швидкість потоку сечовини контролюється за допомогою інвертора, який встановлений на асинхронний двигун А/С насоса. Програмований логічний контролер, PLC, управляє інвертором і електромагнітними клапанами для повітря, сечовини і води. PLC має наступні контрольовані обмеження:

- температура відхідних газів $>300\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- температура газів $>300\text{ }^{\circ}\text{C}$ зберігається не менше 5 хв;
- наявний тиск в системі змащення двигуна;
- наявний струм на виході з генератора.

Витрата сечовини вирішується шляхом збору даних тільки від температури вихлопних газів. При розрахунку витрати сечовини концентрація NO_x та навантаження генератора дизельного двигуна не використовуються.

Коли температура вихлопних газів нижче, ніж задана температура $300\text{ }^{\circ}\text{C}$, PLC запрограмована, щоб почати послідовність процедур, щоб зупинити SCR. Встановлена температура повинна бути дещо вищою, ніж температура роботи холостого ходу. У звичайній послідовності, клапани переключаються з сечовини на воду автоматично. Сопло промивають у встановлений час, впродовж 1 хв. Клапан води та повітря закривають послідовно. Механік зупиняє двигун вручну через 5 хвилин від початку холостого ходу, так як PLC не взаємодіє з системою управління двигуном.

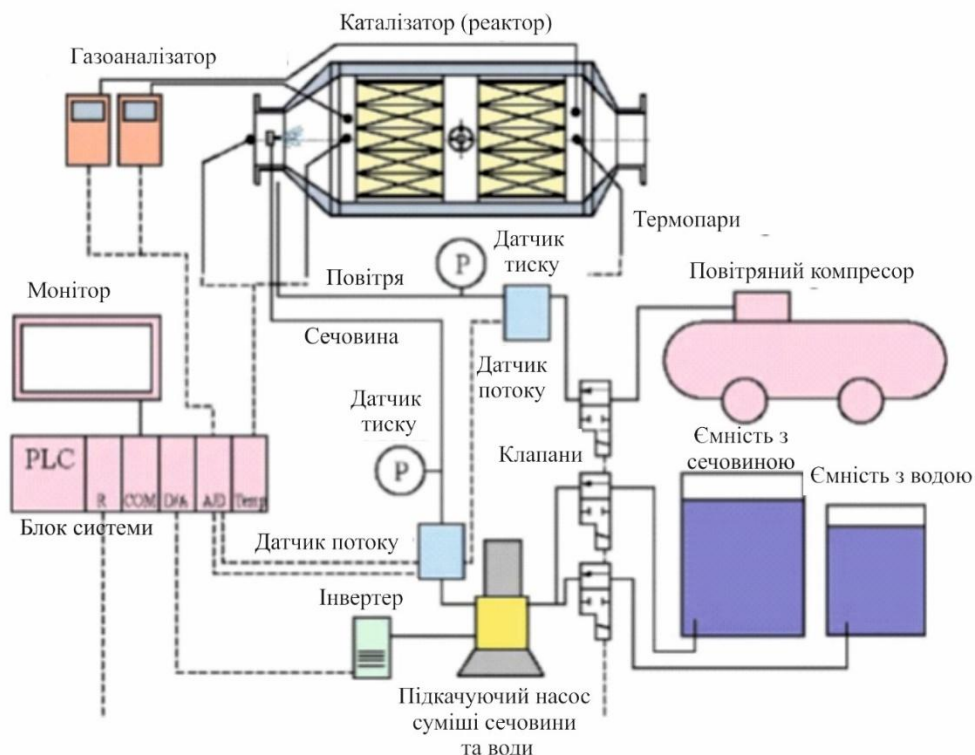


Рисунок 2.12 Автоматизація системи управління SCR

На рис. 2.13 показано приклад судового результату тестування системи керування потоком сечовини. Коефіцієнт перерахунку NO_x був збережений від 80 до 90% після 30 хвилин початку роботи двигуна. Від початку до зупинки генератора дизельного двигуна, система подачі

має відповідну операцію, за винятком нестабільної продуктивності відновлення оксидів азоту відразу після запуску.

Висновок з розділу

У даній роботі описано схему морської SCR-системи для використання на сучасних суднах з ДВЗ. Проведено детальний опис сучасного стану проблеми забруднення навколишнього середовища відхідними газами ДВЗ. Наведено основні складові забруднень, такі як сажа, CH_x , SO_x , NO_x тощо, та методи боротьби з ними. Особливу увагу приділено боротьбі з NO_x , так приведено систему SCR. Сутність системи полягає у використанні каталізатора з суміжним впорскуванням сечовини до газоподу двигуна, що дозволяє на виході отримувати воду та молекулярний азот.

В розділі наведено різні типи форсунок для впорскування сечовини, опис каталізаторів та системи автоматики. Окремо в розділі містяться результати реальних досліджень використання системи SCR на судні.

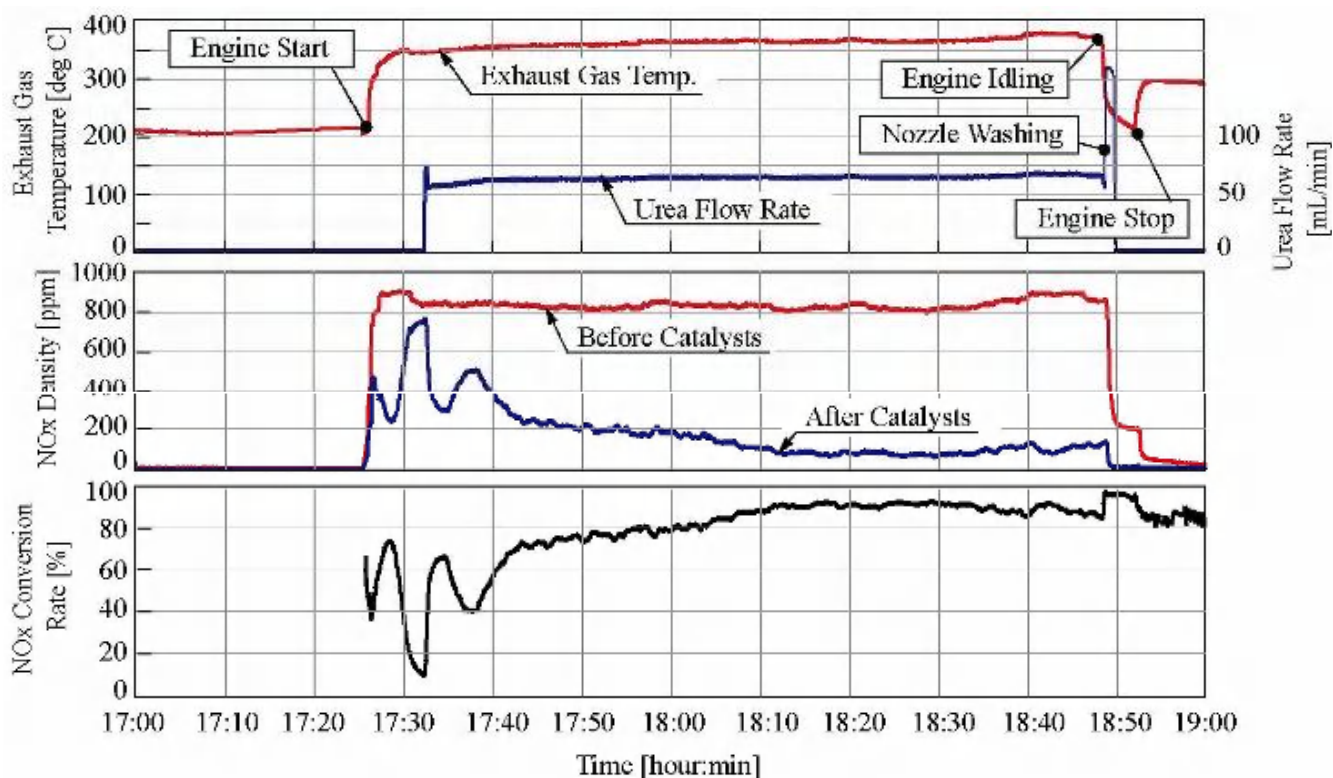


Рисунок 2.13 Результати замірів роботи системи SCR

Отже, раціонально використовувати SCR-системи низького тиску в комплексі з системою рециркуляції відпрацьованих газів.

3. Модернізація головної пропульсивної установки. Експлуатаційні показники й оцінка роботи головного двигуна.

3.1 Вимоги, що висувуються до енергетичної установки судна

Головними вимогами, що висувуються до модернізованих суден, є: висока економічність, екологічність, надійність роботи, оптимальні масозадабритні показники, можливість здійснення тривалих рейсів і роботи в штормових умовах тощо.

До основних вимог, що висувуються до СЕУ, варто віднести наступні техніко-експлуатаційні вимоги:

- ГД повинні мати потужність, що забезпечує рух судна з заданою швидкістю;
- установка повинна забезпечувати постачання електричною і тепловою енергією всіх споживачів на борту судна;
- СЕУ повинна мати маневрені якості, автономність, що обумовлені умовами експлуатації судна;
- СЕУ повинна бути надійною і мати достатню живучість, тобто повинна забезпечувати необхідну безвідмовність дії в нормальних умовах експлуатації та зберігати працездатність в окремих аварійних ситуаціях;
- при роботі СЕУ не повинна робити шкідливих впливів на екіпаж судна та навколишнє середовище;
- технічні характеристики СЕУ, трудомісткість її обслуговування, а також початкові та експлуатаційні витрати на неї повинні відповідати умові забезпечення оптимальної експлуатаційної ефективності судна.

Крім того, стосовно СЕУ можуть висуватися також спеціальні вимоги, обумовлені призначенням судна.

На даний час на судах застосовуються ядерні, газотурбінні, паротурбінні й дизельні енергетичні установки, а також їхні комбінації.

Із усіх СЕУ на судах торговельного флоту найбільше поширення отримали судові дизельні установки (СДУ).

3.2 Аналіз різних типів і схем судових енергетичних установок

3.2.1 Види судових енергетичних установок

Проаналізуємо усі види СЕУ, які теоретично можна установити на модернізованому судні.

Паротурбінна установка (ПТУ) установлюється зазвичай на великих транспортних суднах, де необхідні великі потужності. Встановлення на судні ПТУ передбачає встановлення головного котла, габарити якого досить великі, конденсатора, турбіни і редуктора.

Усі перераховані вище складові ПТУ досить громіздкі та великі [7]: питома маса ПТУ 50 – 60 кг/кВт, енергонасиченість 22 – 37 кВт/м³. Витрата палива ПТУ досить велика і складає близько 250 г/(кВт·годину), що теж має немаловажне значення, незважаючи на те, що цей тип установки працює на ВВП. Тому варіант установки ПТУ на судні є нераціональним.

Газотурбінна установка має невеликі масогабаритні показники (кращі в порівнянні з іншими типами установок), велику енергонасиченість – 90 кВт/м² і більше, а також малу питому масу 25 – 35 кг/кВт, проте поряд з цим характеризується низкою істотних недоліків:

- підвищена витрата палива, навіть за умови утилізації теплоти газів, що відходять, питома витрата палива складає 240 – 250 г/(кВт·годину);
- наявність досить складного редуктора з великим передаточним відношенням унаслідок великих обертів ротора;
- неможливість використання ВВП;
- невеликий ресурс двигунів.

СДУ зараз застосовуються на більшості сучасних суден, і спостерігається тенденція усе більш широкого їхнього поширення. Частка СДУ в загальному обсязі споруджуваних суден перевищує 90 %. Це пояснюється високою паливною економічністю, відносною простотою обслуговування, можливістю отримання великого діапазону агрегатних потужностей на базі стандартних типорозмірів, більшим асортиментом використовуваних палив (у тому числі ВВП), високим рівнем автоматизації, тривалим ресурсом, високою надійністю.

3.2.2 Аналіз різних типів головних двигунів

Для модернізованого судна характерні сталі режими роботи. Енергетичним установкам таких типів суден не потрібні:

- 1) підвищена маневреність;
- 2) досягнення великих тягових зусиль при зниженій частоті обертання гребного валу;
- 3) забезпечення тривалих часткових режимів роботи.

Тому для модернізованого судна можна приймати як пряму передачу потужності ГД на гребний гвинт, так і передачу потужності через редуктор.

Розглядаючи варіант встановлення СДУ на судно, потрібно розглянути можливі конфігурації такої установки:

- установка з малообертливим двигуном (МОД) із прямою передачею потужності на гвинт;
- установка дизель–редукторного агрегату (ДРА) з одним або декількома середньообертливими двигунами (СОД);
- установка ДРА з одним або декількома високообертливими двигунами (ВОД).

Варіант встановлення ДРА з ВОД є недоцільним, оскільки діапазон потужностей ВОД, пропонованих виробниками дизелів, лежить нижче необхідної нам для забезпечення доцільної швидкості судна.

Як ГД на судні прийнятий МОД у зв'язку з наступними його властивостями та перевагами над СОД:

- висока економічність (знижена витрата палива);
- висока надійність;

- зручність обслуговування та експлуатації;
- низький рівень шуму та вібрації;
- знижена витрата масла;
- відсутність передач;
- підвищений моторесурс;
- менші експлуатаційні витрати.

МОД найбільш задовольняють усім вимогам сучасного транспортного флоту. Маючи достатній діапазон ряду потужностей, ці двигуни дозволяють замовнику вибрати оптимальний двигун для даного судна. Завод-виробник будує й укомплектовує двигун обладнанням відповідно до вимог замовника.

Але незважаючи на це, установки з МОД мають такі недоліки порівняно із СОД:

- підвищені масогабаритні характеристики: велика маса (питома маса складає 80 – 110 кг/кВт) і габарити по висоті;
- більша вартість;
- складність установки допоміжного приводу енергії та підтримання постійності частоти обертання його вала;
- знижена температура вихлопних газів, що ускладнює отримання водяної пари необхідних параметрів в УК.

3.2.3 Аналіз різних типів передачі потужності

Тип передачі визначається: призначенням судна, режимами плавання, типом, потужністю і числом двигунів, масогабаритними, економічними і виробничими вимогами, економічними показниками судна.

Основні вимоги до передач: висока надійність; високий коефіцієнт корисної дії (ККД); мінімальна маса і габарити; мінімальні витрати на виготовлення, обслуговування і ремонт; доступність оглядів; рівні шуму і вібрації, що допускаються; пристосованість до автоматизації.

Специфічні вимоги: зміна передатного відношення; підтримка $M_{\kappa p}$ на вихідному валу в дозових вівтарях при зміні $M_{\kappa b}$; захист двигуна від динамічних навантажень; локалізація коливань, що крутять; добір потужності.

Для суден транспортного флоту найбільш важливі: простота, надійність, економічність, компактність. Для них доцільні: пряма передача з МОД і редукторна передача із СОД.

3.3 Вибір числа зведених звинтів, числа зведених валів і способу реверсування

З погляду пропульсивних якостей найбільш вигідна одновальна, одномашинна установка з ГФК: простіша, дешевша, зручна в обслуговуванні та ремонті. Вона знайшла застосування на судах зі сталими режимами: лісовози, балкери, контейнеровози.

На контейнеровозах, суперконтейнеровозах зі збільшеною потужністю і неможливістю розміщення звинта необхідна багатовальна установка.

Для суден з високою маневреністю необхідна багатовальна установка.

У двохвальних установках потужність розділена рівномірно, у трьохвальних – потужність двигуна середнього валу перевищує потужність двигунів бортових валів.

Для суден зі сталими режимами реверсування краще здійснювати за допомогою реверсивних двигунів на ГФК. Для суден з маневреними якостями перевага віддається звинтам регульованого кроку (ГРК).

При визначенні максимального припустимого діаметра гвинта $D_{гвинт}$ необхідно виключити вплив вільної поверхні води на роботу гвинта. Мала відстань між корпусом судна і лопатями може привести до вібрації корпусу.

На підставі вищевикладеного на судні приймається одновальна установка.

Реверс здійснюється шляхом реверсу ГД.

3.4 Вибір типу рушія

Оскільки на модернізованому судні двигун реверсивний, як рушію обрано ГФК.

У порівнянні з ГРК, ГФК має наступні переваги:

- простота і надійність;
- великий ККД на розрахунковому режимі;
- менша маса;
- менша вартість;
- не має складного устаткування, а отже, не має витрат на його обслуговування.

У порівнянні з ГРК, ГФК має наступні недоліки:

- обов'язкове застосування реверсивного двигуна чи реверс-редуктора;
- менший ККД на часткових режимах.

3.5 Вибір головного двигуна

3.5.1 Порівняльний аналіз та вибір головного двигуна

Вибір типу ГД здійснюється з урахуванням призначення судна та умов розміщення ГД у МВ.

Для вибору ГД були розглянуті основні характеристики сучасних МОД (табл. 3.1) провідних фірм-виробників: "MAN B&W"; "Wartsila"; "Mitsubishi Heavy Industries" [8; 9; 10], у яких специфікаційна потужність 14206 кВт (дуб. п. 1.4) входить у поле робочих параметрів та складає не більше 90 % від номінальної потужності (у точці L_1 для фірми "MAN B&W"; у точці R_1 для фірми "Wartsila"; у точці P_1 для фірми "Mitsubishi Heavy Industries").

Як ГД був прийнятий двигун 6X62 фірми "Wartsila", ефективною потужністю 15960 кВт у точці R_1 при частоті обертання колінчастого валу 103 хв.⁻¹

3.5.2 Основні технічні дані

Технічні дані двигуна 6X62 наведено на рис. 3.1, а також у табл. 3.3.

Переваги у дизеля типу 6X62 перед дизелем, що був встановлений на судні-прототипі досить багато, нижче наведені лише основні з них.

1. Порівняно з відповідними двигунами двигун 6X62 відрізняється:

- × мають більшу потужність (близько 10 %);
- × мають меншу довжину двигуна (близько 0,4 м);
- × мають меншу питому ефективну витрату палива за рахунок більш високого максимального тиску в циліндрі (зниження на 3–5 г/(кВт·годину).

3. Порівняно більш низькі питомі витрати палива і масла та кращі експлуатаційні характеристики завдяки застосуванню електронно-контрольованого часу уприскування палива.

3. Змінний тиск уприскування палива відповідно поточному навантаженню.

4. Поліпшені характеристики викидів: більш низький вміст NOx.

5. Легка зміна режиму роботи в процесі експлуатації.

6. Простота механічної системи з простою технологією уприскування палива, що добре себе зарекомендувала.

7. Більш точна система керування, що забезпечує кращий розподіл балансу між циліндрами і теплового навантаження на двигун у цілому.

8. Система оцінювання продуктивності, адекватного моніторингу і діагностики двигуна дозволяє отримати порівняно більший міжремонтний інтервал.

9. Можливість роботи на низьких обертах забезпечує маневреність судна.

10. Інтегрована система "Alpha Cylinder Lubricators".

11. Можливість удосконалення характеристик двигуна протягом усього терміну експлуатації двигуна шляхом заміни програмного забезпечення.

3.5.3 Опис конструкції двигуна 6X62

Прийнятий до установки на судні головний двигун 6X62 має систему електронного управління і контролю робочими параметрами.

Електронна система управління головним двигуном 6X62 передбачає процеси:

подачі палива в циліндри, відкриття та закриття вихлопних клапанів, подачу масла на дзеркало циліндрів. Ці процеси відбуваються за допомогою гідравлічних сервомоторів з електронним управлінням від мікропроцесорів.

Головна перевага електронного управління полягає в зниженні викидів NOx та задимленості вихлопних газів. Гнучке керування дозволяє на 1–2% понизити питому витрату палива та масла на часткових режимах при однаковій з традиційними дизелями емісії NOx чи зменшити на 10–15% викид NOx при збереженні витрати палива незмінним.

На даному дизелі з електронною системою управління, взамін розподільчого валу з його приводом традиційних ПНВТ та гідроприводів вихлопних клапанів застосовано акумуляторну систему вприску палива і управління вихлопними клапанами.

В конструкції двигуна з електронним управлінням привод гідронасосів сервомеханізмів розміщений безпосередньо рядом з колінчастим валом. На урівні кришок циліндрів знаходяться акумулятори тиску масла та палива. Там же розташовані сервоприводи паливних насосів високого тиску та вихлопних клапанів.

Акумуляторна система паливоподачі складається з ПНВТ, що створює тиск в 1000 бар, акумулятора палива та електронно-керованих клапанів, які розподіляють паливо по форсункам.

Акумулятор представляє собою товстостінну трубу, що пролягає по всій довжині двигуна на урівні кришок циліндрів, в якій розміщується необхідний для вприску об'єм палива яке знаходиться під тиском 1000 бар та пристрій демпфірування виникаючих в ній хвиль тиску.

Подача та стиснення палива до відзначеного тиску здійснюється в звичайних ПНВТ, плунжери яких приводяться в дію багатоплунжеровим валом.

З акумулятора паливо поступає до стандартних форсунок, відкриття і закриття голок яких відбувається звичайним шляхом під тиском палива, що попадає до кожної з них від керуючого клапана. Останні встановлюють момент відкриття голки – кут упередження, кількість палива що вприскується та форму кривої подачі палива (закон подачі).

 Wärtsilä X62	IMO Tier II/Tier III (SCR)
Cylinder bore	620 mm
Piston stroke	2658 mm
Speed	77–103 rpm
Mean effective pressure at R1/R1+	20.5/19.3 bar
Stroke / bore	4.29

Rated power, principal dimensions and weights

Cyl.	Output in kW at				Length A mm	Weight tonnes
	97 / 103 rpm		77 rpm			
	R1 / R1+	R2 / R2+	R3	R4		
4	10 640	8 000	8 440	6 360	5 895	270
5	13 300	10 000	10 550	7 950	7 000	325
6	15 960	12 000	12 660	9 540	8 110	377
7	18 620	14 000	14 770	11 130	9 215	435
8	21 280	16 000	16 880	12 720	10 320	482

Dimensions (mm)	B	C	D	E
	4 200	1 360	9 580	3 915
	F1	F2	F3	G
	11 670	11 670	10 800	2 110

Brake specific fuel consumption (BSFC) in g/kWh

Full load

Rating point		R1/R1+	R2/R2+	R3	R4
BMEP, bar		20.5/19.3	15.4/14.5	20.5	15.4
BSFC	Standard Tuning	167/166	160	167	160

Part load, % of R1/R1+	85	70	85	70	65
Tuning variant	Standard	Standard	Delta	Delta	Low-Load
BSFC	163.2/162.2	162.8/161.8	162.5/161.5	161.3/160.3	158.0/157.2

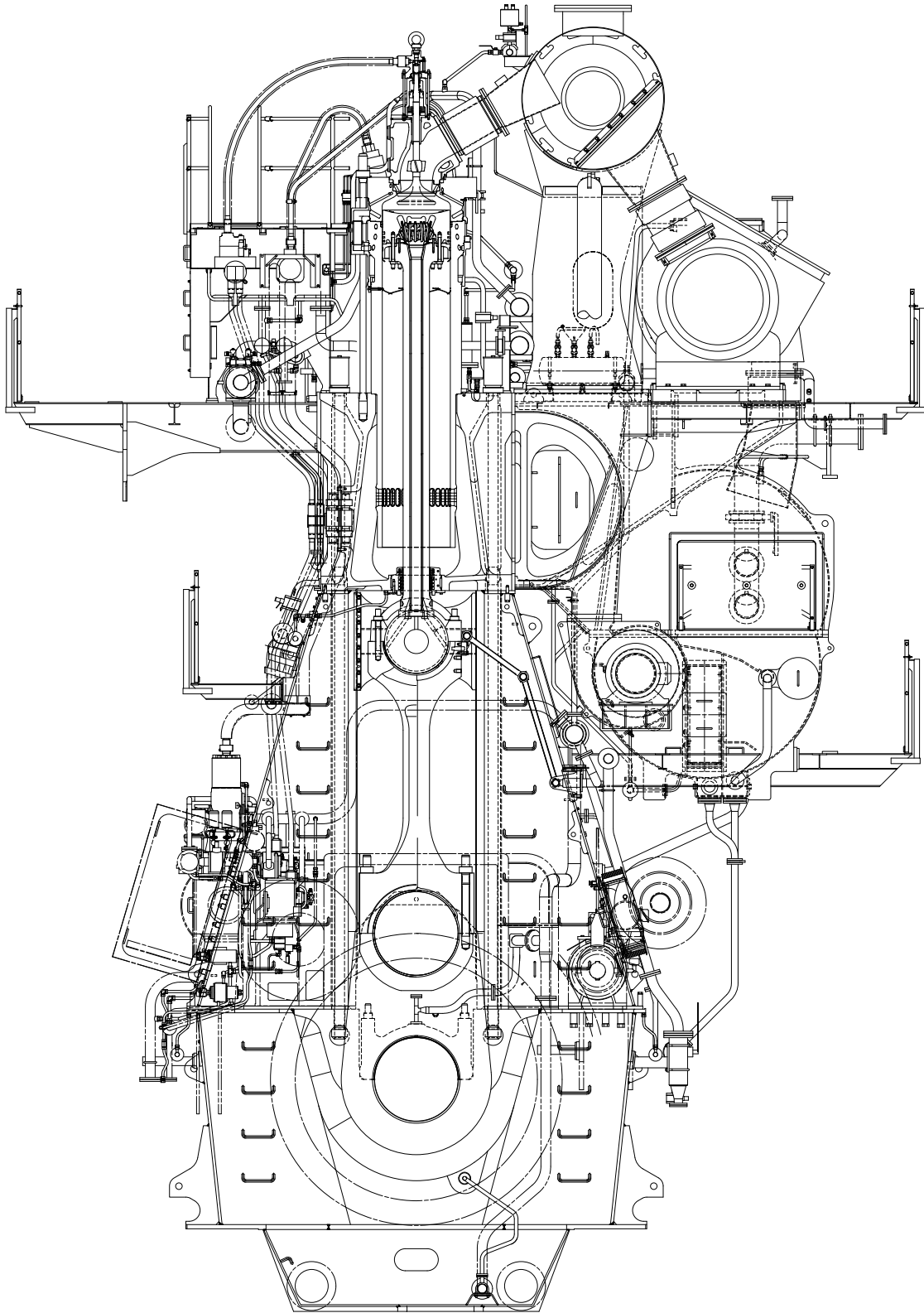
Рисунок 3.1. Технічні характеристики двигуна 6X62

Таблиця 3.3 Технічні характеристики двигуна 6X62

Характеристика, одиниці вимірювання	Величина
Потужність двигуна, кВт	15960
Кількість циліндрів	6
Циліндрова потужність, кВт	2660
Частота обертання колінчастого вала, хв. ⁻¹	103
Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·годину)	0,166
Питома витрата масла, г/(кВт·годину)	0,6
Діаметр циліндра, мм	0,62
Хід поршня, мм	2,658

Три форсунки в кожному циліндрі керуються незалежно одна від другої та програмуються на роботу кожна окремо. Управління клапаном відбувається за допомогою мікропроцесорної системи електронного управління, що має модульне виконання з окремим мікропроцесором для кожного циліндра. На цю систему покладені функції контролю за всім двигуном.

Рисунок 3.3. Поперечний розріз двигуна 6Х62



Електронна система включає також управління гідроприводом вихлопного клапана та системою пуску двигуна. Відкриття та закриття вихлопних клапанів здійснюється аналогічно

тому, як це реалізовано в двигунах МС, але гідро-штовхальник приводиться в дію гідромаслом, яке попередньо стиснуто до 200 бар і знаходиться в акумуляторі. Стискається масло спеціальним насосом, який розташовується в одному блоці з ПНВТ. Електроннокерований блок гідропідсилювача клапана дозволяє для кожного клапана в широких межах змінювати фазу його відкриття та закриття.

Впровадження електронного управління веде до подальшої оптимізації робочих процесів дизелів, скороченню шкідливих викидів з вихлопними газами та зниженню питомої витрати палива.

Фундаментна рама

Жорстка фундаментна рама великих розмірностей виготовляється з подовжніх дічних балок і зварних поперечних балок з литими сталевими опорами підшипників. Вона розрахована на довгі податливі фундаментні болти, розташовані в один ряд і затягування гідро інструментом.

Рамові підшипники залиті ділим металом. Упорний підшипник вбудований в кормовий кінець фундаментної рами. Крайня до корми поперечна балка тому спроектована з достатньою жорсткістю для передачі перемінного упору від упорного гребеня до фундаменту двигуна.

Картер

Картер є суцільнозварним блоком. Ця конструкція супроводжує досить жорсткі основа двигуна.

Картер обладнаний на стороні вихлопу запобіжним клапаном, а на стороні розподілу великим люком для кожного циліндра, що полегшує доступ до вузлів картера.

Блок циліндрів

Чавунні блоки циліндрів на верхній частині картера вносять інший значний внесок у забезпечення жорсткості кістяка двигуна.

Вони включають продувні реверси, розміри яких обрані для забезпечення рівномірного підведення продувного повітря в циліндрі.

Анкерні зв'язки

Анкерні зв'язки, що затягують гідравлікою, з'єднують фундаментну раму, картер і блоки циліндрів у досить жорсткий блок.

Колінчатий вал.

Колінчатий вал традиційного напівскладеного типу із пресою посадкою, постачений упорним гребнем. На зовнішній поверхні упорного гребня, з метою обмеження габаритної довжини двигуна, розміщена зірочка ланцюгового приводу розподільного валу.

Демпфер повздовжніх коливань встановлюється на вільному кінці колінчатого валу.

Шатун

Для обмеження висоти двигунів прийнятий відносно короткий шатун, що включає невелику кількість основних деталей. Велика площа нижньої половини головного підшипника дозволяє використовувати для заливки ділим металом. Застосування плаваючих дашмаків крейцкопфа дозволило відмовитися від великого обсягу роботи із центрування, необхідної раніше для поршнів крейцкопф них двигунів. Металевий підшипник на двигунах має тонкостінні вкладиші, залиті ділим металом.

Втулка циліндра.

Втулки циліндрів простої симетричної конструкції, що забезпечує низьку витрату масла і малий ступінь зношування. На двигунах великих розмірностей втулка має свердлені канали охолодження і виконується у двох різних варіантах: із ізоляцією і без ізоляції струменних трубок охолоджувальної води для регулювання інтенсивності охолодження при різних рівнях навантаження

двигуна. З'єднання втулки і кришки циліндра розташовано відносно низько. Це означає, що велика частина підданої тепловому впливу камери згоряння передбуває в сталевій кришці циліндра, а не в чавунній втулці циліндра. На двигунах менших розмірностей використовується проста тонкостінна втулка без охолодних свердлін. Для обох видів втулок відповідний термоконтроль їхніх поверхонь забезпечує захист проти холодної корозії, викликану конденсацією сірчаної кислоти, що може утворюватися із сірки, що міститься у важкому паливі, і той же час, забезпечує стабільні умови змащення, запобігаючи надмірним температурам нагрівання.

Кришка циліндра

Кришки циліндрів монолітні сталеві із свердлінням для охолоджувальної води, центральним отвором для випускного клапана і отворами для форсунок, запобіжного і пускового клапанів і індикаторного крана.

Поршень

Головка поршня з масляним охолодженням виготовлена жаростійкої кульгавої-молідденової сталі і дозволяє без деформації передавати зусилля тиску згоряння. Поршень має чотири поршневі канавки із твердим хромовим покриттям по їх верхній і нижній поверхнях. Чавунна спідниця поршня із бронзовими напрямними пасками на двигунах більших розмірностей прикручена до нижньої головки поршня.

Шток поршня

Штоки поршнів мають поверхневу обробку для змащення тертя в сальниках штоків і сприйняття підвищеного контактного тиску ущільнювальних кілець. Сальник штока поршня забезпечує надійне ущільнення між картером і «районом згоряння», і має підтверджені вкрай малі величини протічок масла.

Випускний клапан

Випускний клапан відкривається маслом гідросистеми, що подається від силового приводу, зусилля закриття забезпечується «пневматичним механізмом», що дозволяє шпинделю клапана вільно обертатися. Закриття випускного клапана демпфірується масляним буфером на верхньому кінці шпинделя. Обертальне зусилля створюється випускними газами, що впливають на лопаті, укріплені на штоку клапана. Для забезпечення підвищеного терміну служби випускних клапанів, у якості стандартних, на двигунах більших розмірностей застосовуються клапани зі шпинделями з нимоніка і загартовані сталеві сидла. Сидла мають запатентовану геометричну форму «камери в сидлі».

Паливний насос

Паливний насос великорозмірних двигунів мають пристрій виміру випередження впорскування VIT для оптимізації витрати палива при часткових завантаженнях, початок впорскування при цьому регулюється зміною положення втулки плунжера за допомогою зубчастої рейки і сервопривода. Індивідуальне регулювання може вироблятися для кожного циліндра і крім того, може виконуватися спільне регулювання рівня максимального тиску згоряння двигуна при використанні різних сортів палива для зниження зношування втулок циліндра і т.д. Обидва види регулювань можуть виконуватися при роботі двигуна.

Паливний насос обладнаний пропускним клапаном, що припиняє упорскування палива при нормальній зупинці або спрацьовуванні захисту зупинкою.

Паливна система

Двигун використовує замкнуту паливну систему, що працює під тиском, де паливо підігрівається максимум до 150°C для забезпечення необхідної в'язкості при упорскуванні.

Форсунки не охолоджувані. Паливна система підтримується в прогрітому стані за рахунок циркуляції нагрітого палива, що дозволяє працювати при важкому паливі від пірса до пірса.

Механізм реверсу

Двигун здійснює реверс за допомогою дуже простого і надійного механізму, що включає перемішування у кутовому напрямку ролик привода паливного насоса кожного циліндра.

Ланка, що з'єднує штовхач ролика і ролик, сама стопориться в положеннях «Уперед», «Назад».

Сполучна ланка переміщається за допомогою стисненого повітря, що виявляється дуже надійним методом, оскільки кожний циліндр реверсується індивідуально.

Двигун зберігає маневреність навіть у випадку відмови одного циліндра у цьому випадку відповідний паливний насос встановлюється в положення нульового індексу.

3.5.4. Рейсова лінія та гістограми гідрометеорологічних параметрів

Контейнеровоз типу "Rickmers Antwerp" має необмежений район плавання (див. п. 1.1). Для нового судна у цій серії з обраним головним двигуном 6X62 приймаємо, що його основним транспортним перевезенням будуть різноманітні вантажі у 1888 TEU з порту Іллічівськ (Україна) до порту Ашдод (Ізраїль), та у зворотному напрямку. Обрана рейсова лінія "Іллічівськ – Ашдод" (рис. 3.3), довжина якої складає орієнтовно $L = 1200$ миль, проходить через 3-ій район Середземного моря [].

На підставі узагальнених відомостей, поданих у вигляді частотних таблиць [], будуюмо для цього району гістограми річного розподілу швидкості вітру та висоти хвиль (рис. 3.4).

Розраховуємо математичні сподівання гідрометеорологічних параметрів: для швидкості вітру (табл. 3.4) – $M(V) = 6,02$ м/с, для висоти хвиль (табл. 3.5) – $M(H\%) = 2,30$ м. Саме на ці значення і буде налаштовано головний двигун 6X63.

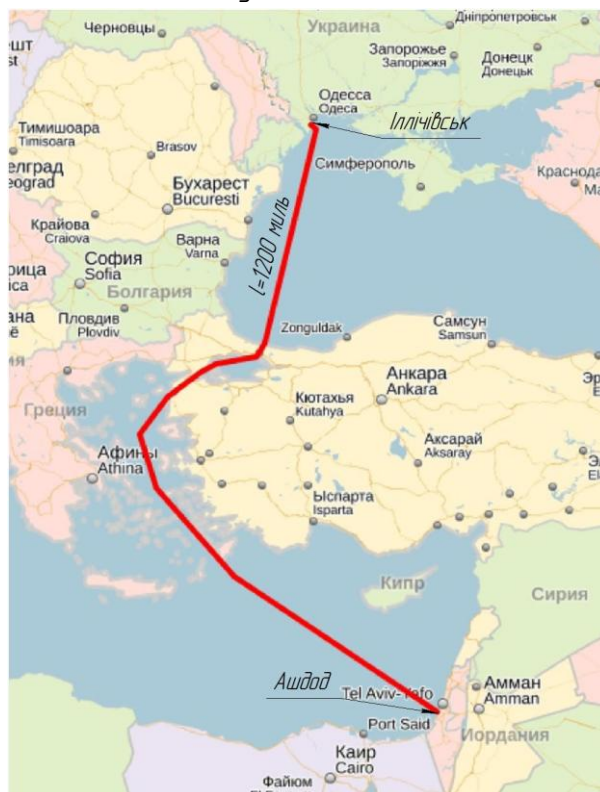
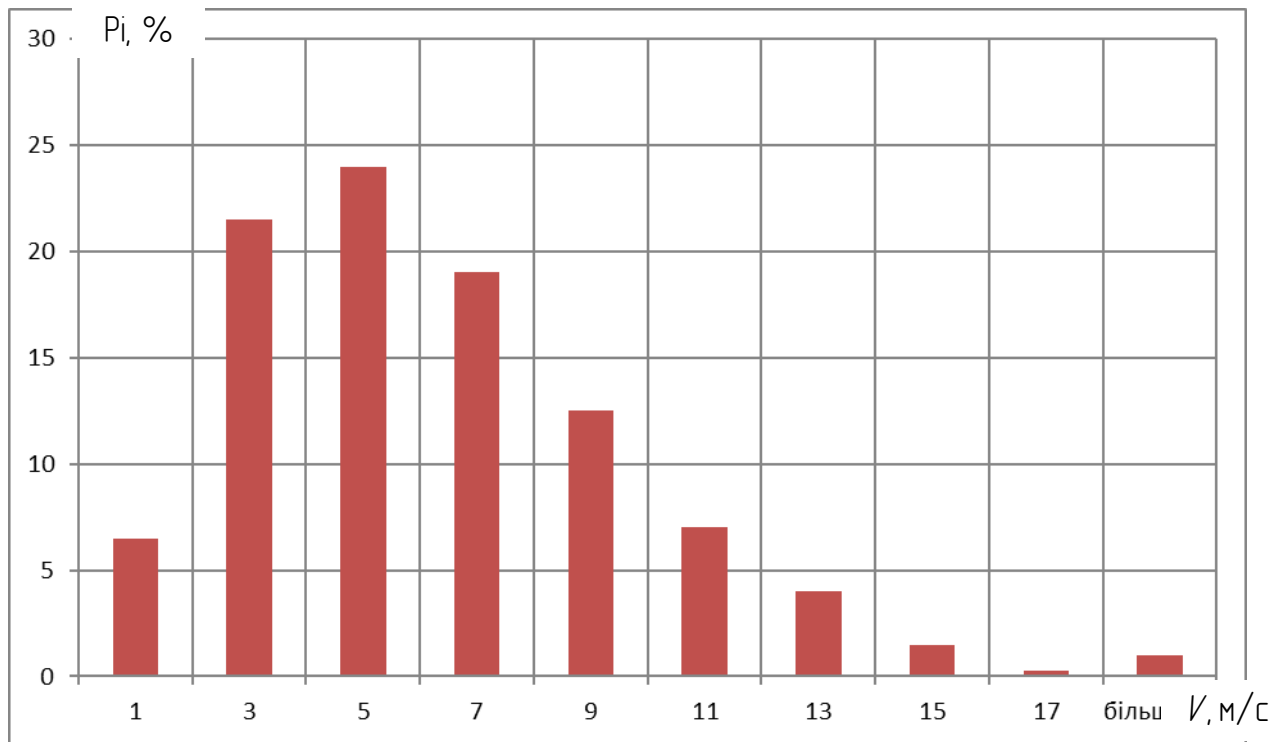
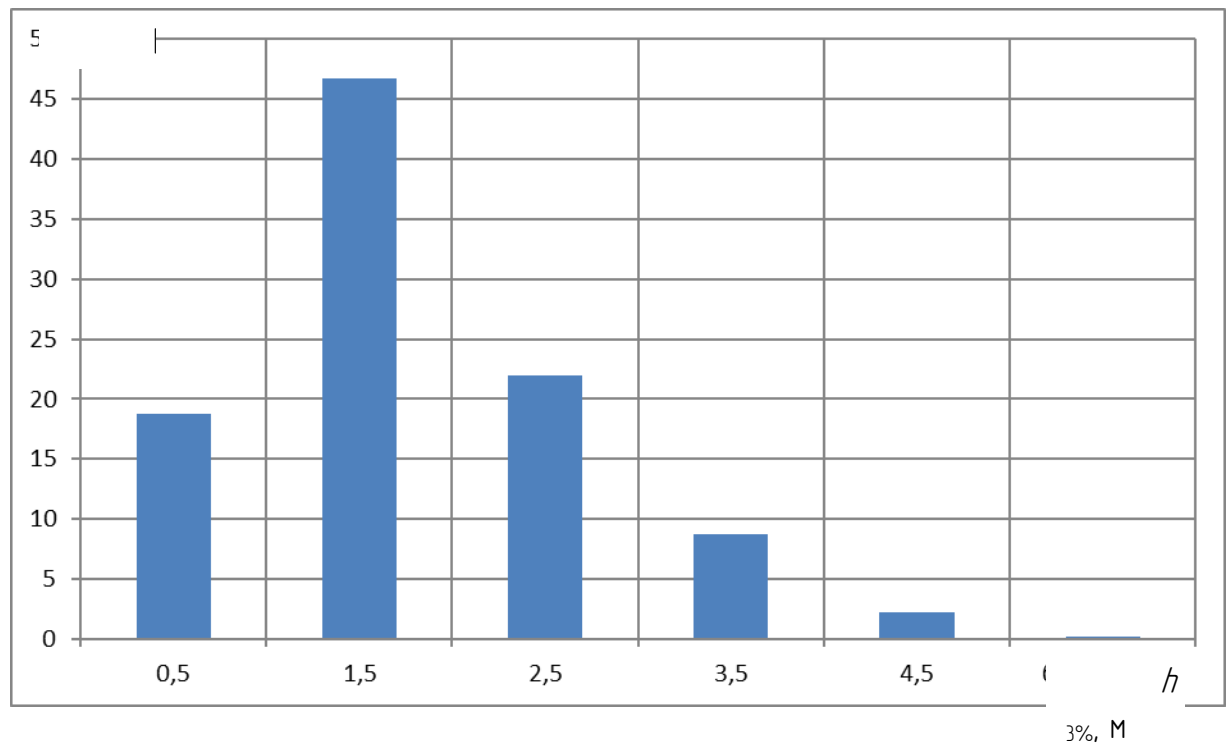


Рисунок 3.3 Рейсова лінія "Іллічівськ – Ашдод"



а)



б)

Рисунок 3.4 Гістограми річного розподілу висоти хвиль ($h_{3\%}$) і швидкості вітру (V) на рейсовій лінії "Іллічівськ – Ашдод" та їх математичне сподівання:
а) гістограма швидкості вітру; б) гістограма висоти хвиль

Таблиця 3.4 Повторюваність швидкості вітру для 3-го району Середземного моря

Швидкість вітру, м/с		Повторюваність P_i , %				
		Зима	Весна	Літо	Осінь	Річна
Діапазон	V_i	P_i^3	P_i^6	P_i^n	P_i^0	P_i
менше 2	1	4	6	9	7	6,5
2-4	3	16	19	30	21	21,5
4-6	5	21	23	28	24	24
6-8	7	20	19	18	19	19
8-10	9	15	14	8	13	12,5
10-12	11	10	8	3	7	7
12-14	13	7	5	0	4	4
14-16	15	3	2	0	1	1,5
16-18	17	1	0	0	0	0,25
Решта	більше 19	-				1

Таблиця 3.5 Повторюваність висоти хвиль для 3-го району Середземного моря

Висота хвиль, м		Повторюваність P_i , %				
		Зима	Весна	Літо	Осінь	Річна
Діапазон	$H_{3\% i}$	P_i^3	P_i^6	P_i^n	P_i^0	P_i
менше 1	0,5	10	19	26	20	18,75
1-2	1,5	40	48	49	50	46,75
2-3	2,5	26	23	18	21	22
3-4	3,5	17	6	6	6	8,75
4-5	4,5	3	3	1	2	2,25
Решта	більше 5,5	-				0,15

3.6 Проектування головної пропульсивної установки

Розміщення головного двигуна на судні

Для попередньої проектної розробки СЕУ передбачається застосування двигуна 6Х62, номінальна потужність якого (у точці R_1), становить 15960 кВт, що на 175 кВт більше за аналогічну потужність двигуна, який був встановлений на серійне судно. Монтажні розміри та розташування двигуна вказано на рис. 3.5 – 3.7.

При проектуванні розташування двигунів у МВ ставлять ряд таких вимог:

- до розміщення стічно — циркуляційної цистерни;
- до висоти МВ, що забезпечує виїмку поршня з двигуна;
- до можливості монтажу двигуна при кормовому розташуванні МВ;
- положення осі колінчастого валу.

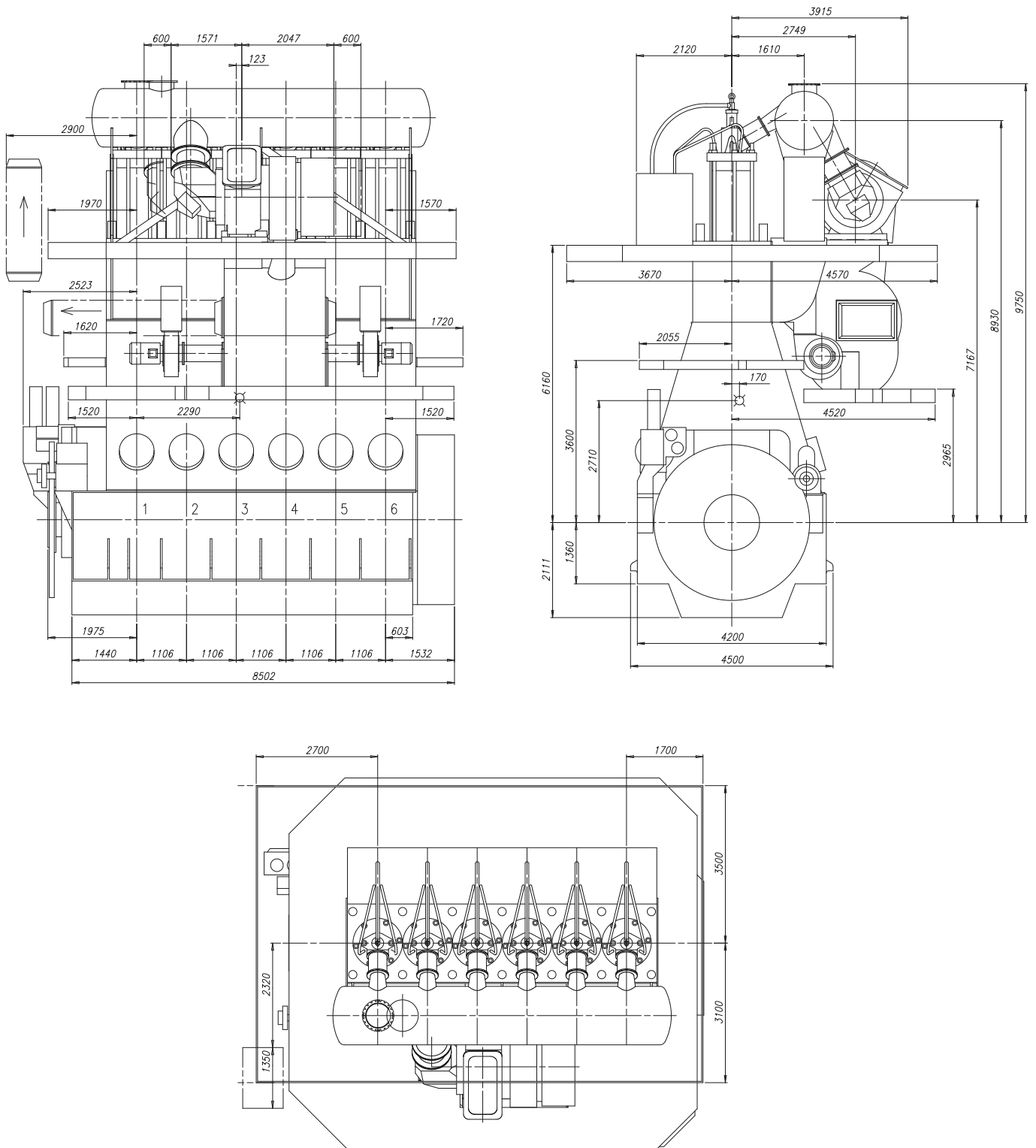
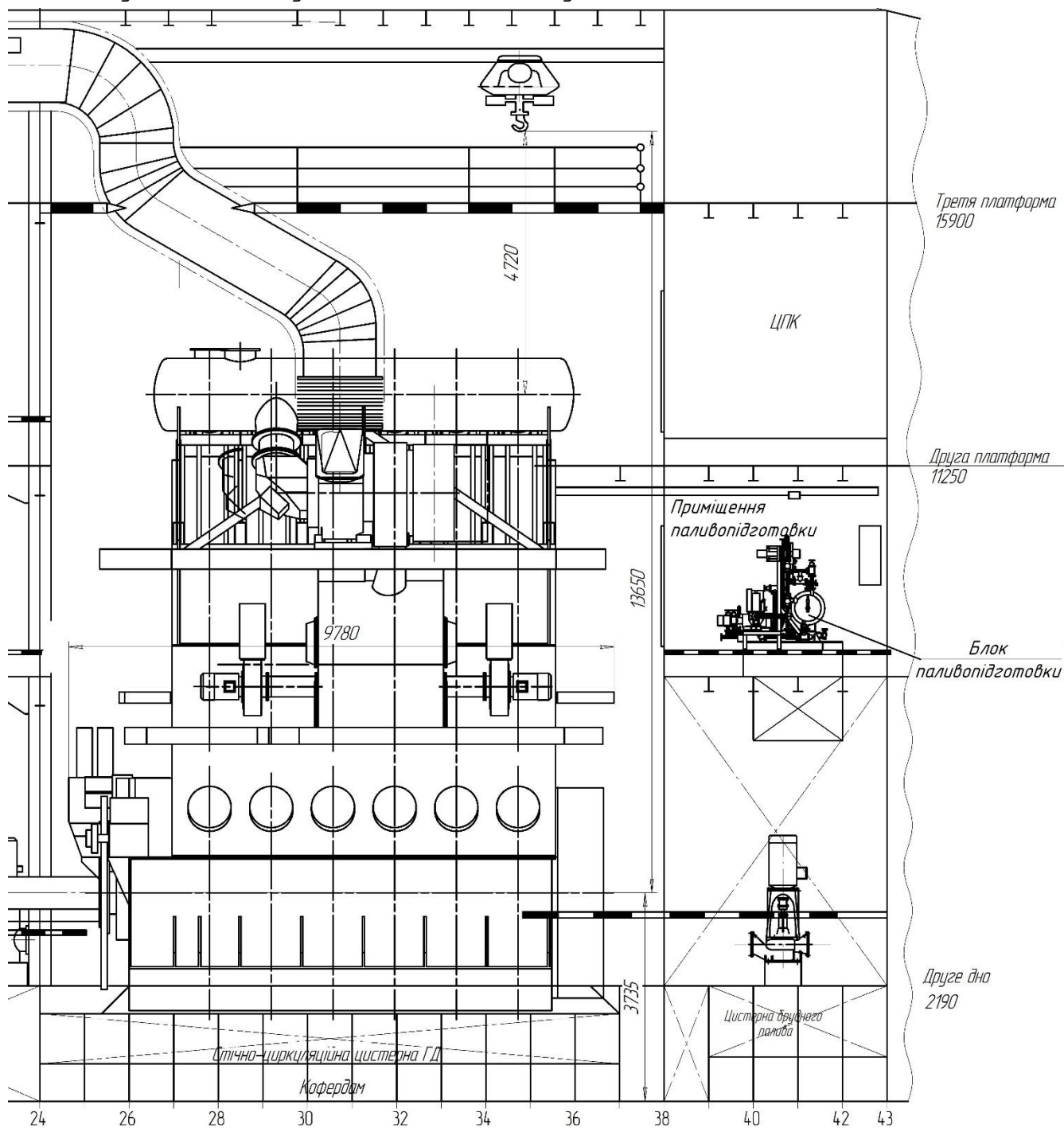


Рисунок 3.5 Габаритні розміри двигуна

Виконані попередні проектні розробки щодо розміщення двигуна 6X62 у машинному відділенні контейнеровоза (рис. 3.6 і 3.7) показали, що при установці цього двигуна можна дотриматися перелічених вище вимог до розташування головного двигуна у машинному відділенні.

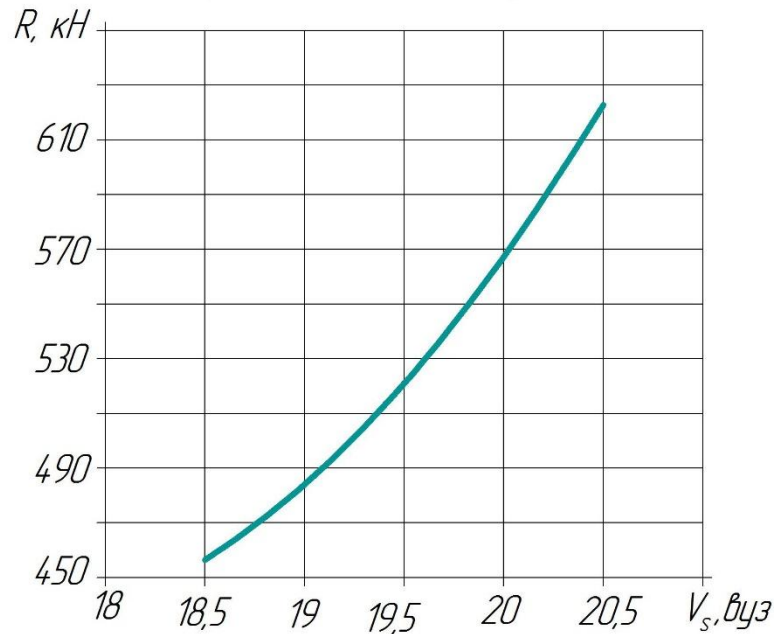
Рисунок 3.6 Розташування дизеля 6X62 на судні



Основні характеристики ходовості серійного судна

Метою цього підрозділу є одержання необхідної інформації для розрахунків гвинтової характеристики з подальшим суміщенням її з полем робочих параметрів головного двигуна. До цієї інформації належить: належності буксирувального опору $R = f(v_s)$, значення коефіцієнту розрахункового попутного потоку W_T .

Залежність від $R = f(v_s)$, яка подана на рис 3.8, отримана за даними проектної організації.
Рисунок 3.7 Залежність буксирувального опору від швидкості ходу контейнеровоза за



умови „здавально — приймальних випробувань”.

3.7 Початкові значення характеристик гребного гвинта

Питання щодо вибору типу рушія виникає на попередньому етапі проектування пропульсивного комплексу судна. У кожному конкретному випадку воно вирішується з урахуванням: досвіду проектування та експлуатації однотипних суден, умов експлуатації судна, що проектується, економічності та надійності рушія.

Виходячи з досвіду експлуатації універсальних суден, обираємо гвинт фіксованого кроку, (ГФК), тому, що судно більший проміжок часу експлуатується на постійних режимах.

Кількість лопатей гребних гвинтів Z сучасних транспортних суден змінюється в дуже широких межах (від трьох до восьми). При виборі величини Z необхідно керуватися такими міркуваннями:

- для гребних гвинтів швидкохідних суден доцільно приймати менше число лопатей
- для гвинтів, що працюють при великих коефіцієнтах навантаження, варто збільшувати число лопатей (зростає ККД гребного гвинта);
- у багатьох випадках вирішальним фактором при виборі кількості лопатей гребного гвинта є необхідність зменшити вібрацію корпусу судна.

Для подальших розрахунків попередньо вибираємо $Z = 4$ (аналогічно до судна-прототипу).

При виборі дискового відношення A_E/A_0 гребного гвинта варто пам'ятати, що збільшення A_E/A_0 (при незмінних кроковому відношенні P/D і відносній ході J) призводить до зменшення ККД гвинта внаслідок зростання профільного опору. З цієї точки зору дискове відношення повинно бути мінімально можливим. Це мінімальне значення дискового відношення варто вибрати таким чином, щоб уникнути явища кавітації.

Беручи до уваги назване, у подальших розрахунках приймаємо початкове значення

$A_E/A_0 = 0,7$ (як у судна — прототипу).

3.8 Розрахунок гвинтової характеристики

Отже, розрахунок гвинтової характеристики виконується для розрахункових умов „здавально — приймальних випробувань”.

Умови „здавально — приймальних випробувань” — чистий свіжопофарбований корпус судна ($\tau_d = 0$ міс.,) глибока вода (більш ніж 10 осадок) сила вітру до 3-х балів, та хвилювання моря 2-х балів.

Розрахунок співвідношення $N_e - n$ для оптимальних гвинтів (при $K_{DT\ opt}$) подано у табл. 3.6, яка відображає основні пункти розрахункової методики, розробленої на кафедрі ССЕСУ.

У табл. 3.6 використана таж сама мова, на якій написано інтерфейс програми.

Початкова інформація для виконання розрахунку:

- тип судна —	контейнеровоз
- дедвейт —	29250 т;
- гвинт марки —	B4 — 7 :
- розрахунковий діаметр гвинта —	5,95 та 5,8 м;
- головний двигун —	6X62;
- довжина судна	$L_{PP} = 192$ м;
- ширина судна —	$B = 26,8$ м;
- осадка —	$T = 11,2$ м;
- заглиблення осі гребного гвинта —	$h_0 = 5,8$ м.

Графічна інтерпретація розрахунку поданому у табл. 3.6 представлена на рис. 3.9.

Беручи до уваги рис. 3.9, та аналізуючи розрахунок гвинтових характеристик за розрахункових умов експлуатації, приходимо до висновку, що гвинт діаметром $D = 6,1$ м — гідродинамічно легкий, це дає можливість більшої варіації необхідних значень потужності і частоти обертання

Приймаємо для встановлення на судно 4-х лопатевий гребний гвинт діаметром $D = 6,1$ м марки B4 з дисковим відношенням $A_E/A_0 = 0,7$ і оптимальним кроковим відношенням $P/D = 1,17$

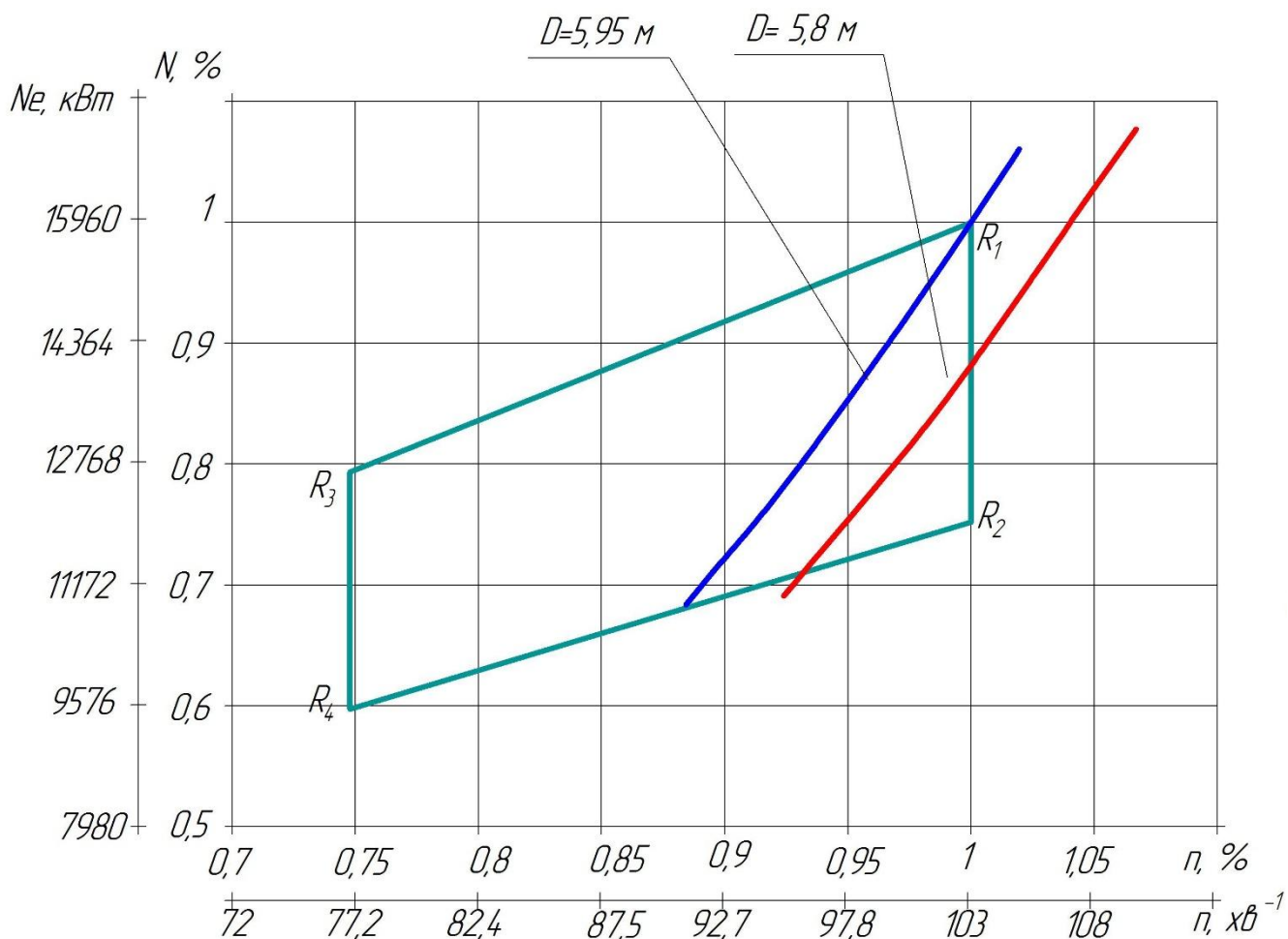


Рисунок 3.9 Поле робочих параметрів двигуна, та гвинтові характеристики для різних діаметрів рушія

3.9 Побудова суміщених характеристик двигуна та рушія

На рис. 3.11 показано суміщення гвинтових характеристик із полем вибору робочих параметрів двигуна. Синьою лінією відображена гвинтова характеристика, що відповідає розрахунковим умовам експлуатації, побудована за даними табл. 3.6, для прийнятого гребного гвинта $D = 5,95 \text{ м}$.

Під час експлуатації корпус судна та гребний гвинт одростають і опір рухові судна збільшується. При одній і тій же потужності головного двигуна, швидкість ходу судна знижується. У свою чергу, хвилювання моря також негативно позначається на швидкості ходу. Штрихпунктирною лінією на цьому рисунку показана гвинтова характеристика, що відповідає одрослому корпусу і штормовим умовам. Вона зміщена вліво приблизно на 2% по частоті обертання від гвинтової характеристики, що розраховується за умов здавально — приймальних випробувань.

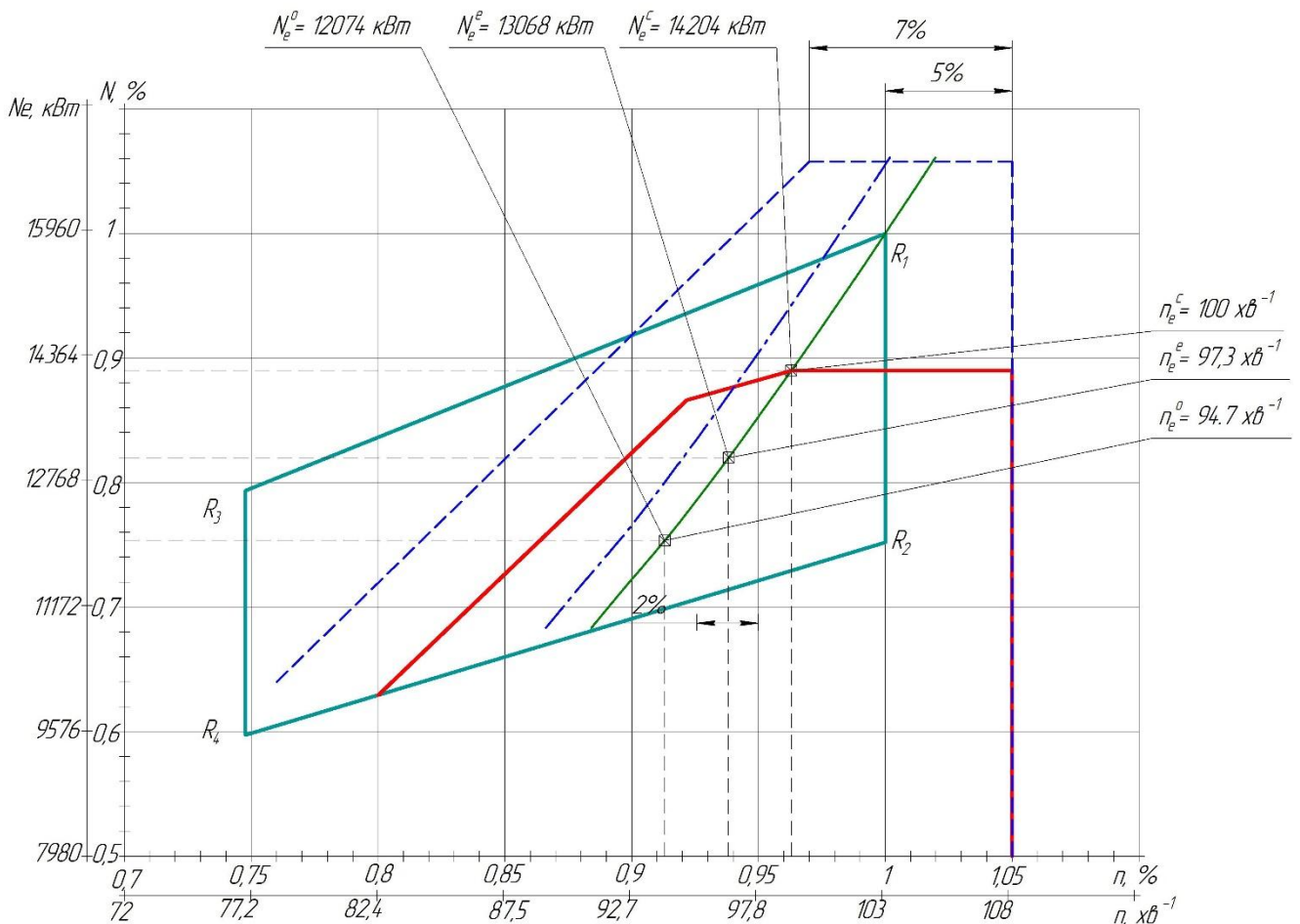


Рисунок 3.10 Діаграма робочих параметрів двигуна 6X62 з $N_e^c = 14206$ кВт, значення потужності і числа обертання в характерних робочих точках

При визначенні характерних значень потужності прийняті такі визначення:

специфікаційна — (максимальна тривала потужність) N_e^c — це максимальна потужність, яку замовив судновласник для тривалої експлуатації; у даному проекті $N_e^c = 0,896 N_e^e = 14206$ кВт

тривала експлуатаційна потужність N_e^e — це потужність, при якій передбачається нормальне використання двигуна, згідно $N_e^e = 0,9 N_e^c$ ($N_e^e = 13068$ кВт);

потужність у точці оптимізації N_e^0 — це потужність, при якій визначаються тип і відповідні параметри турбокомпресора, регулюються газорозподіл і ступінь тиску двигуна. У даному проекті прийнято $N_e^0 = 0,85 N_e^c = 12074$ кВт.

У табл. 3.7 подано значення потужності і частоти обертання для встановленого на судні двигуна, що відповідають рис. 3.11, а також максимальна перевантажувальна потужність, яка, згідно з визначенням на 10% більша за N_e^c .

Згідно рекомендація побудовано обмежувальні характеристики двигуна. Суцільні лінії на рис. 3.10, з кутовими коефіцієнтами 2,1,0 і лінія $n = \text{const}$, що проходить через точку з координатами N_e^c і n_c , є обмежувальним, і відповідно за крутильним моментом, тиском, потужністю і частотою обертання. Область, охоплена цими лініями, визначає співвідношення „потужність — частота” для тривалої роботи двигуна.

Штрихові лінії на цьому рисунку обмежують роботу двигуна з перевантаженням протягом однієї години з інтервалом 12 годин.

За даними табл. 3.6 побудована залежність $v_s = f(n)$, що показана на рис. 3.11. Тут же показані швидкості ходу судна v_s^c і v_s^e відповідно при потужностях N_e^c і N_e^e для чистого корпусу, глибокої тихої води та осадки судна в повному вантажі.

Визначення оптимальної точки звинта, що відповідає перетину кольорових ліній, проводиться враховуючи початково відомі значення $P/D = 1,17$ та $Kdt = 2,0$, на перетині яких ставиться точка завдяки якій визначається значення відносна поступ звинта J (червона лінія) та коефіцієнт упору серійного звинта Kt (зелена лінія), а також ККД звинта η .

Обраний звинт має мінімальне допустиме дискове відношення $A_E/A_0 = 0,7$, що більше за розрахункове значення $A_E/A_0 = 0,6$, таким чином кавітація відсутня.

Таблиця 3.7 Номінальні та робочі параметри встановленого на судні двигуна

Найменування величини	Експлуатаційні умови					
	Розрахункові				Штормові з одрослим корпусом	
	Потужність		Частота обертання колінчастого валу			
	кВт	%	хв. ⁻¹	%	хв. ⁻¹	%
Номінальна	15960	100	103,0	100	105,1	102,0
Специфікаційна	14206	89	100,0	96,2	101,1	98,2
Тривала експлуатація	13068	83	97,3	93,9	98,8	95,9
В точці оптимізації	12073	76	94,7	91,0	96,0	93,2

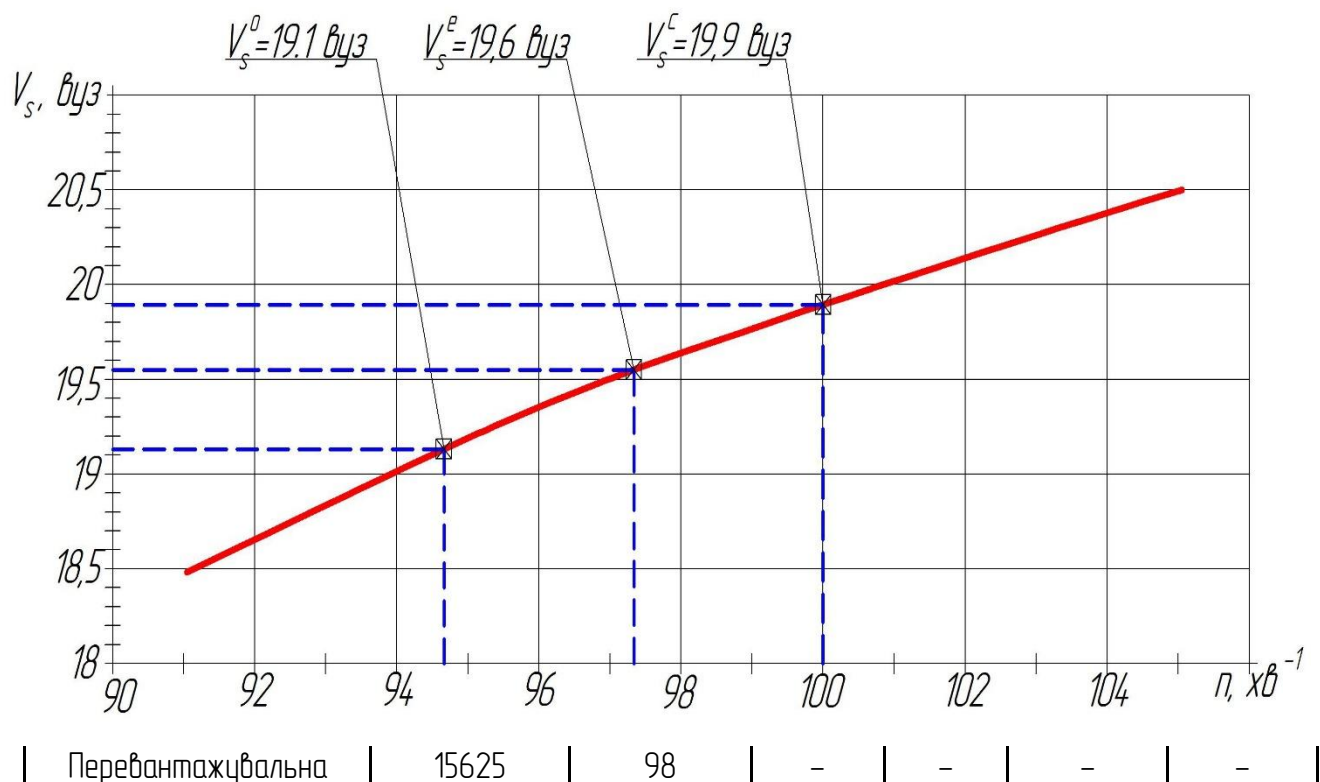


Рисунок 3.11 Залежність швидкості ходу судна від частоти обертання рушія за умов експлуатації.

Таким чином, на судні з двигуном 6X62 встановлюється гребний звинт фіксованого кроку, виготовлений із латуні, з такими характеристиками:

Діаметр	$D = 5,95 \text{ м};$
Крок	$P = 6,96 \text{ м};$
крокове відношення	$P/D = 1,17;$
дискове відношення	$A_E/A_0 = 0,7;$
ККД	$\eta = 0,69;$
кількість лопатей	$Z = 4$

Даний гвинт забезпечує розрахункову швидкість руху судна (див. рис. 3.11) при осадці $T_{\text{ср}} = 11,2 \text{ м}$ і за умов, що відповідають здавально — приймальним випробуванням. Показана робоча точка гвинта, яка відповідає оптимальному значенню $P/D = 1,17$ експлуатаційна потужність 13068 кВт (рис. 3.12).

3.11 Основні характеристики головного двигуна

Специфікаційна потужність головного двигуна 14206 кВт . Турбонагнітач, повітряохолоджувачі, об'єм камери згоряння для нього визначені точкою „оптимізації”, тобто: $N_p = 12073 \text{ кВт}$ і $n_0 = 94,7 \text{ хв}^{-1}$

На рис. 3.12 показана діаграма для розрахунку гребних гвинтів серії В4–70.

Показана робоча точка гвинта, яка відповідає оптимальному значенню $K_{\text{от}} = 2,13$.

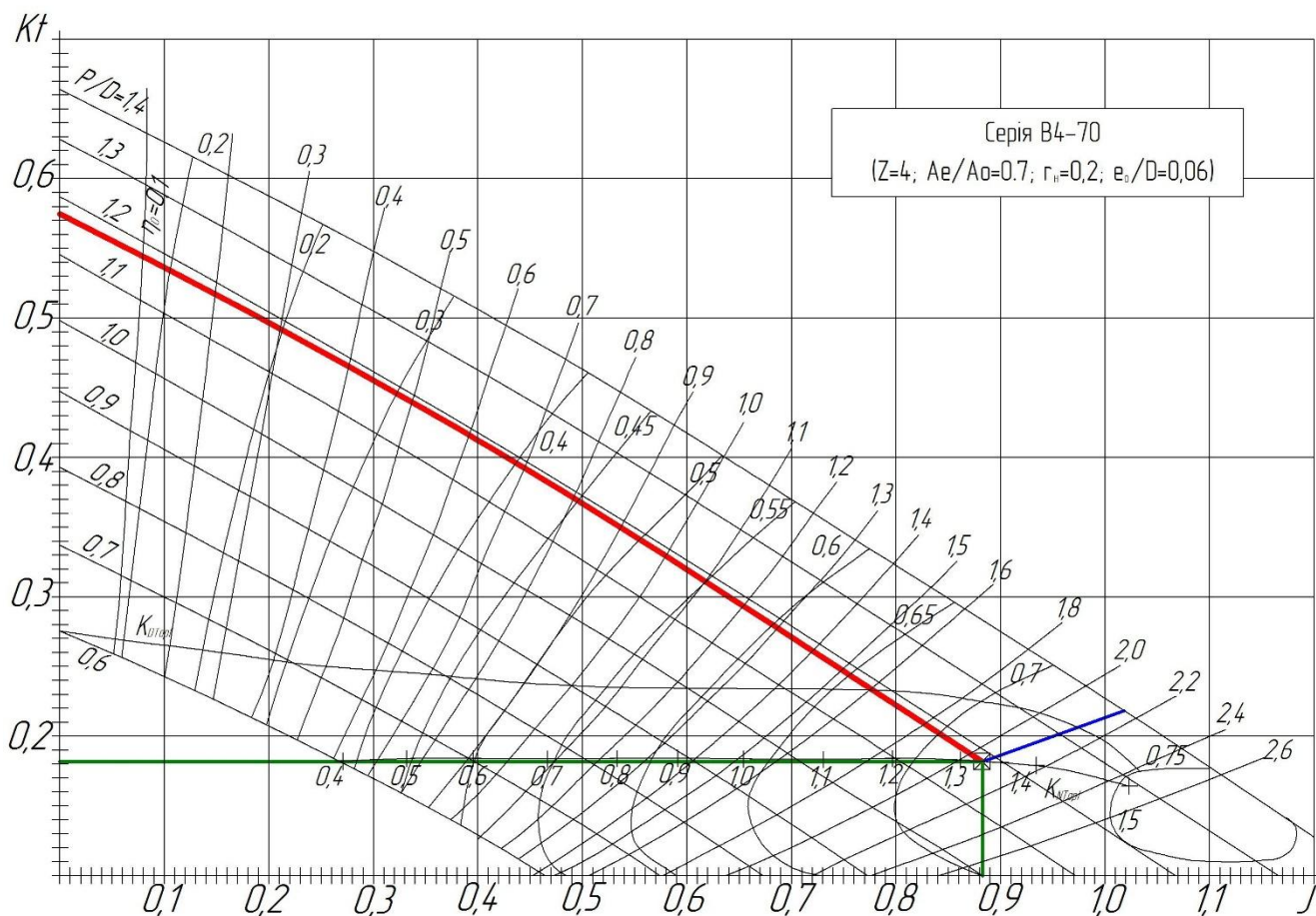


Рисунок 3.12 Діаграма для розрахунку гвинтів та характеристики прийнятого гвинта
Витрата палива

Для розрахунку витрати палива, а також для визначення основних показників двигуна використано програмний комплекс "General Technical Data for WinGD two-stroke engines" ("GTD") фірми виробника "Wartsila" рис. 3.13, 3.14.

Engine Performance Data (SCR, Tier III) PRELIMINARY

Conditions	ISO	Design
Air temperature before compressor	25 °C	45 °C
Coolant temperature before SAC	29 °C	36 °C
Relative humidity	30 %	60 %
Exhaust gas back pressure	300 mm WC	300 mm WC

Performance				ISO			Design		
Power [%]	Power [kW]	Speed [rpm]	BMEP [bar]	BSFC [g/kWh]	BSEF [kg/kWh]	tEaTm [°C]	BSFC [g/kWh]	BSEF [kg/kWh]	tEaTm [°C]
110.0	15627	103.2	18.86	164.3	7.53	262	167.3	7.07	300
100.0	14206	100.0	17.70	163.3	7.91	242	166.3	7.40	280
95.0	13496	98.3	17.11	161.9	8.05	233	164.9	7.51	272
92.0	13070	97.3	16.75	161.1	8.12	229	164.1	7.56	267
90.0	12785	96.5	16.50	160.6	8.16	226	163.6	7.60	264
85.0	12075	94.7	15.89	159.7	8.31	219	162.7	7.71	258
80.0	11365	92.8	15.26	159.4	8.52	215	162.4	7.89	255
75.0	10655	90.9	14.61	159.3	8.73	212	162.3	8.07	252
70.0	9944	88.8	13.96	159.3	8.92	210	162.3	8.22	251
60.0	8524	84.3	12.59	160.8	9.26	210	163.8	8.47	252
50.0	7103	79.4	11.15	163.1	9.46	216	166.1	8.60	261
40.0	5682	73.7	9.61	165.8	9.43	234	168.8	8.50	282
30.0	4262	66.9	7.93	167.7	9.35	259	170.6	8.70	294
25.0	3552	63.0	7.03	168.9	9.31	273	171.7	8.91	298

Рисунок 3.13 Результати розрахунку двигуна на програмному комплексі "GTD"

Рисунок 3.14 Основні значення показників двигуна в залежності від навантаження, за даними розрахунку

Подане значення витрати палива (з нижчою теплою згорання $Q_i = 42700$ кДж/кг) відповідає еталонам зовнішнім умовам за ISO 3046/1-1986:

- тиску навколишнього повітря 1000 м бар;
- температурі навколишнього повітря 25°C.

Для даного двигуна обирається паливо за діаграмою рис. 3.15

Обрано паливо RMG-380, визначено температуру палива згідно рис. 3.15, $T_n=135$ °C. При цьому температура зрізочого середовища:

$$T_s = T_n + 25 = 160 \text{ °C}$$

Звідси тиск пари $P_s=0,7$ МПа.

Питома витрата палива за цих умов для палива RMG-380 з $Q_{ik} = 39000$ кДж/кг, на якому працює двигун, становитиме:

$$b_e = b_e(Q_i / Q_{ik}) = 163,3 \cdot (42700 / 39000) = 178,8 \text{ г/(кВт·година)}$$

Приймаємо питому витрату палива RMG-380 $b_e= 179$ г/(кВт·година)

3.12 Визначення основних елементів валопроводу

На судні змонтований валопровід у складі гребного та проміжного валів, дейдвудного пристрою, опорних підшипників, передіркового сальника, гальма, систем змащення і охолодження.

Вали з'єднуються між собою та з валом двигуна за допомогою фланців і щільно пристосованих болтів. Передбачено гальмовий пристрій для утримання від провертання валопроводу при буксируванні судна зі швидкістю 10 вуз. Гребний вал опирається на два дейдвудних підшипника з укладками з білого металу. Проміжний вал опирається на один опорний самовстановлювальний підшипник.

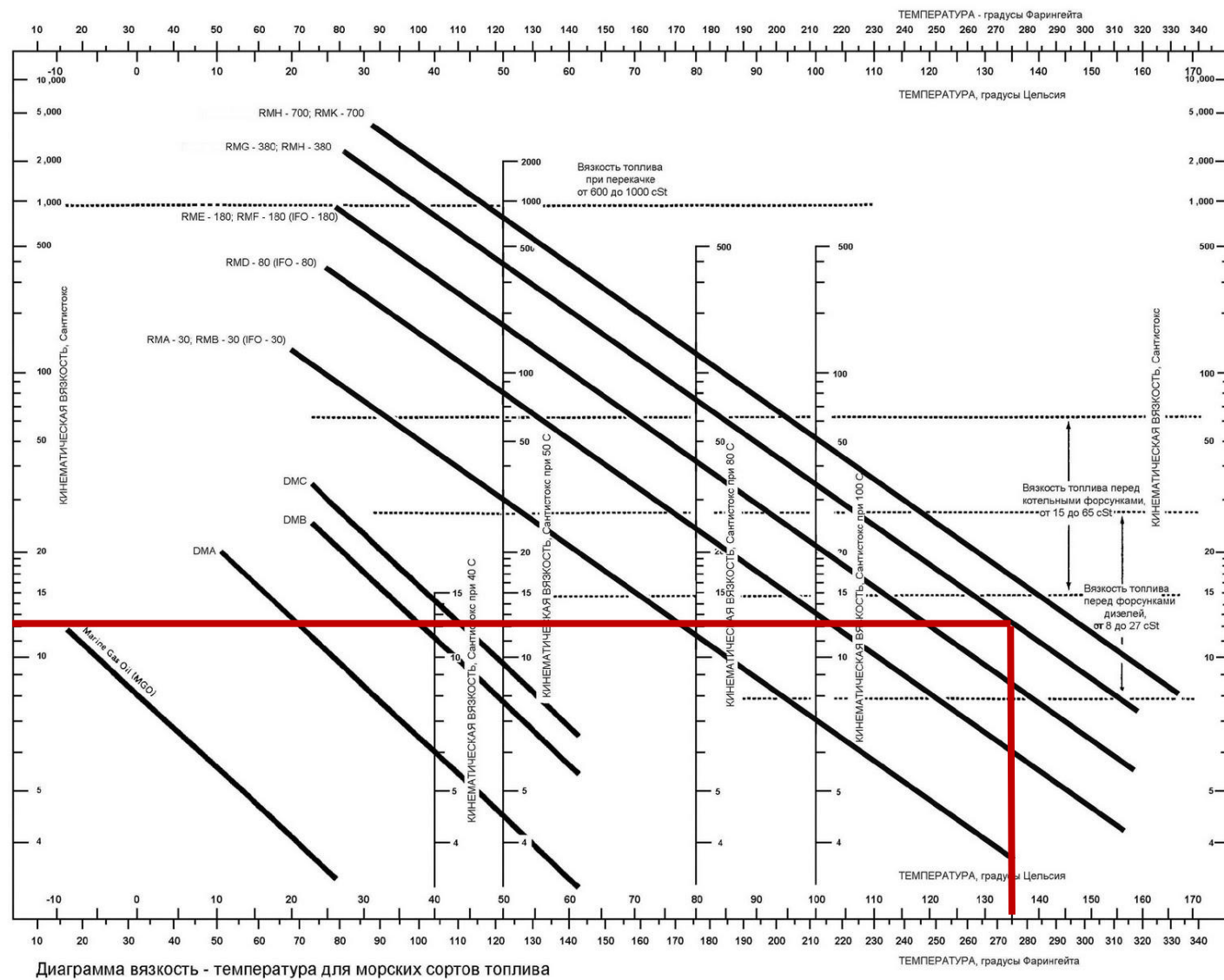


Диаграмма вязкость - температура для морских сортов топлива

Рисунок 3.15 Номограма визначення в'язкості палива

Вали виготовлені з вуглецевої сталі, гребний вал — зі сталі категорії міцності КМ — 25 ($R_{mB} = 480$ МПа), проміжний вал — КМ — 23 ($R_{mB} = 440$ МПа).

Валопровід призначений для передачі обертового моменту ГД рушію, сприйняттю осьової сили, передачі її корпусу судна з метою забезпечення його руху. Від надійної роботи валопроводу залежить ефективність і безпечність експлуатації судна.

Склад валопроводу, його довжина і число валових ліній обумовлені типом, потужністю, та розташуванням ЕУ, вимогами до ЕУ, умови розташування, обслуговування, проведення монтажних робіт.

До складу валопроводу входять наступні елементи: вали, (гребний, вал — простапка, проміжні вали) і їх же з'єднання, опорні підшипники, деїдвудні пристрої і передірні ущільнення, устрої, (валоповоротне, гальмове).

Розрахунок валопроводу передбачає перевірку розмірів найбільш важливих елементів валопроводу.

Діаметр проміжного вала визначається по формулі:

$$d'_{np} = F \sqrt[3]{P/n}, \text{ мм},$$

де $F = 100$ — коефіцієнт, від якого залежить тип ДВЗ;

Специфікаційна потужність $P = N^e_e = 14206$ кВт.

Розрахункова частота обертання валів, що відповідає N^e_e ,

$$n = n_e = 100 \text{ хв}^{-1}$$

Тоді, підставивши значення, одержимо:

$$d'_{np} = 100 \sqrt[3]{\frac{14206}{100}} = 543 \text{ мм}.$$

Приймаємо діаметр проміжного вала $d'_{np} = 550$ мм.

Мінімальний розрахунковий діаметр гребного вала :

$$d_{zp} = 100K \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 100 \cdot 1,22 \sqrt[3]{\frac{14206}{100}} = 663 \text{ мм}$$

де K — коефіцієнт, який залежить від конструкції вала.

Розрахунковий діаметр гребного вала при виготовленні його зі сталі категорії міцності КМ — 25:

$$d^{zp}_M = d^*_{zp} \sqrt[3]{\frac{560}{R_{mB} + 160}} = 663 \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{480 + 160}} = 634 \text{ мм}$$

Розрахунковий діаметр проміжного вала при виготовленні його зі сталі категорії міцності КМ-23:

$$d^{np}_M = d^*_{np} \sqrt[3]{\frac{560}{R_{mB} + 160}} = 550 \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{440 + 160}} = 537 \text{ мм}$$

Діаметр болтів з'єднувальних фланців повинен бути не менше:

$$d_b = 0,65 \sqrt{d_{гп}^3 (R_{TB} + 160) / i D R_{TB}}, \text{ мм}$$

де $d_{zp} = 640$ мм — діаметр гребного вала;

$R_{mB} = 480$ МПа — тимчасовий опір матеріалу вала;

$R_{mB} = 700$ МПа — тимчасовий опір матеріалу болтів;

$l = 12 \text{ мм}$ — число долтів у з'єднанні;

$D = 1000 \text{ мм}$ — діаметр центрової окружності з'єднувальних долтів

Підставивши значення отримаємо:

$$d_6 = 0,65 \sqrt{\frac{640^3(480+160)}{12 \cdot 1000 \cdot 700}} = 87 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр з'єднувальних долтів 90 мм.

Товщина з'єднувальних фланців проміжного і упорного валів, а також, зредного і проміжного, повинні бути не менше:

$$\delta_{\phi} > 0,2 d_{zp} = 0,2 \cdot 663 = 132,6 \text{ мм},$$

або не менше діаметру долта d_6 , визначеного раніше для матеріалу, з якого виготовлений вал, в залежності від того, що більше.

Приймаємо товщину з'єднувальних фланців проміжного і упорного валів, а також, внутрішнього кінця зредного вала 130 мм.

Довжина кормового підшипника дейдвудної труди:

$$l_1 = 2 \cdot d_{zp} = 2 \cdot 663 = 1326 \text{ мм},$$

Довжина $l_2 = 0,8 \cdot d_{zp}$ носового підшипника дейдвудної труди:

$$l_2 = 0,8 \cdot d_{zp} = 0,8 \cdot 663 = 530 \text{ мм}$$

3.13 Висновок з розділу

Перш за все в розділі було обрано тип передачі, тип звинта та тип головного двигуна. В якості ГД обрано двигун марки «Wartsila» 6X63.

В розділі розроблено рейсову лінію «Іллічівськ — Ашдод», та визначено значення річного розподілу висоти хвиль і швидкості вітру на відрізку рейсової лінії.

У результаті виконаних розрахунків були побудовані звинтові характеристики роботи двигуна у пропульсивному комплексі.

Визначена експлуатаційна довгострокова потужність і відповідна їй кількість обертів. При вибраних і розрахованих параметрах зредного звинта і головного двигуна розрахована експлуатаційна швидкість:

Визначені основні характеристики валопроводу розраховані розміри основних його елементів у відповідності з вимогами Lloyds Register для забезпечення надійної роботи.

Відповідно до проведеного розрахунку результати викладено в табл. 3.8

Таблиця 3.8 Таблиця порівняння СЕУ

Найменування величин	Позначення	Одиниці виміру	Порівнювальні варіанти	
			СЕУ-δ	СЕУ-п
Головний двигун			7S60MC-C7	6X62
Потужність ГД				
номінальна	Ne^H	кВт	15785	15960
специфікаційна	Ne^C	кВт	14206	14206
експлуатаційна	Ne^E	кВт	—	13068
Питома витрата палива				

при $Q_H=42700$ кВт/кг				
при Ne^c	be^c	$z/(кВт\cdot год)$	171	163.3
при Ne^e	be^e	$z/(кВт\cdot год)$	–	161.1
Серія гребного гвинта			B4–55	B4–70
Характеристики гребного гвинта				
діаметр	d_z	м	5,9	5.95
дискове відношення	A_e/A_0		55	70
Швидкість ходу судна				
специфікаційна	V_s^c	вуз	19.7	19.9
експлуатаційна	V_s^e	вуз	–	19.6

3.14 Розробка теплової схеми установки. Проектування допоміжних комплексів.

3.14.1 Розробка теплової схеми суднової установки

Теплова схема суднової установки подана на креслені ВМР. 135 6214-мх 08 11 02

Випускні гази після розширення в турбіні надходять в утилізаційний котел. В ньому випускні гази підігрівають живильну воду і, відпрацювавши, направляються в атмосферу. Пароводяна суміш з випарної частини утилізаційного котла надходить у сепаратор пари, де здійснюється його відділення від води і подача насиченої пари до споживачів.

Системи утилізаційного і допоміжного котлів автоматично підтримують тиск пари, рівень води в утилізаційному, допоміжному котлі і сепараторі пари, теплому ящику. Відпрацьований пар надходить у конденсатори "чистих" і "брудних" конденсатів, а потім у теплий ящик.

Задортна вода охолоджує масло і наддубочне повітря у відповідних охолоджувачах ГД і відходить за борт через систему рециркуляції.

Задортна вода охолоджує масло, наддубочне повітря другого контуру у відповідних охолоджувачах ДГ. Задортна вода охолоджує масло у охолоджувачі „Нептун” і прісну воду у охолоджувачі компресорів.

Масло, яке виконує роль охолоджувача робочої рідини поршня і змащувального тіла підшипників, має автоматичне регулювання температури на ГД і ДГ і охолоджується прісною водою.

Прісна вода охолоджує ГД і ДГ, охолоджується задортною водою. Прісна вода підігріває наддубочне повітря у першому контурі охолоджувача повітря ДГ.

Масло і паливо сепаруються у відповідних сепараторах з підігрівом, відповідно до 70°C і 98°C.

Частина прісної води направляється у водоопріснювальну установку, яка використовує теплоту прісної води системи охолодження ГД після її виходу з ГД. Кількість води, яка іде на водоопріснювальну установку, регулюється автоматично регулятором. Таким чином, утилізація теплоти випускних газів здійснюється в утилізаційному котлі, а теплоти прісної води – у водоопріснювальній установці.

Наддубочне повітря після компресора підігріває котельну воду, яка подається живильним насосом на допоміжний і утилізаційний котли у відповідних підігрівачах.

Таким чином: утилізація теплоти у тепловій схемі присутні:

- при відборі теплоти від вихлопних газів для отримання пари в утилізаційному котлі.
- при відборі теплоти охолоджуючої прісної води головного двигуна для отримання дистилату у опріснювальній установці

– при відборі теплоти від наддубовного повітря для підігріву живильної води утилізаційного і допоміжного котлів у відповідних підігрівачах

3.14.2 Вибір суднової електростанції

Вибір роду струму

Призначення суднової електростанції — генерація струму необхідних параметрів і розподіл його між судновими споживачами відповідно до режимів роботи судна. Основними елементами суднової електростанції є джерела електричної енергії (первинні двигуни і генератори струму), розподільні пристрої (ГРЩ і розподільні щити окремих споживачів) і електрична мережа.

У даний час більшість споживачів використовують перемінний струм напругою 400 В, чи 230 В і частотою 50 і 60 Гц. Застосування перемінного струму у якості основного вигідно тим, що синхронні генератори перемінного струму мають більш просту конструкцію, більш високий коефіцієнт корисної дії, меншу масу, вартість і високу надійність, чим генератори і електродвигуни постійного струму. Ресурс електрогенераторів визначається надійністю роботи підшипників.

Як основний рід струму на судні приймаємо перемінний трифазний струм, частотою 50 Гц і напругою 400 В, так як і на судні-прототипі.

3.14.3 Вибір основних джерел енергії

За режимом роботи, призначенням і коефіцієнтом завантаження усі механізми, які споживають електроенергію, розділяються на групи:

- група НР – механізми, які обслуговують головну енергетичну установку і електростанцію, які працюють безперервно з постійним навантаженням;
- група ПР – механізми, системи, пристрої, які працюють періодично з перемінним або постійним навантаженням;
- група ЕР – механізми і пристрої, які працюють епізодично.

При експлуатації механізмів, електродвигуни яких завантажені не повністю, вводиться коефіцієнт завантаження механізму $K_{зi}$, що представляє відношення потужності механізму P_i на даному режимі до його загальної споживаної потужності P_{pi} :

$$K_{зi} = P_i / P_{pi}$$

Коефіцієнт одночасності K_{oi} визначається як відношення числа однотипних споживачів, які працюють в даному режимі m_i , до загального числа однотипних споживачів i :

$$K_{oi} = m_i / i$$

Потужність, яка споживається однотипними споживачами, на даному режимі визначається по формулі:

$$P_i = P_{pi} K_{зi} K_{oi}, \text{ кВт},$$

де P_{pi} — повна потужність механізму, кВт.

Активна потужність механізмів знаходиться за формулою:

$$P = m_i (P_{pi} / \eta_i), \text{ кВт},$$

η_i — ККД механізму.

Реактивна потужність одночасно працюючих споживачів визначається за формулою:

$$Q_{pi} = P_{pi} (1 - \cos^2 \varphi) / (\cos \varphi), \text{ кВт}.$$

де $\cos \varphi$ – коефіцієнт потужності агрегату.

Повна потужність СЕС визначається за формулою:

$$S_{\Sigma p} = \sqrt{P_{\Sigma p}^2 + Q_{\Sigma p}^2}, \text{ кВт}$$

Середньозважений коефіцієнт потужності визначається за формулою:

$$\cos \varphi_{cp} = P_{\Sigma p} / S_{\Sigma p} = P_{\Sigma p} / \sqrt{P_{\Sigma p}^2 + Q_{\Sigma p}^2}$$

При виборі кількості і потужності джерел енергії необхідно керуватись наступними вимогами:

- навантаження дизель-генераторів на експлуатаційних режимах повинно бути не менше 60% від максимальної для забезпечення більшого моторесурсу роботи елементів циліндро-поршневої групи;

- при виході зі строю основного джерела живлення, резервне джерело живлення повинно забезпечити електричною енергією усіх споживачів без їх відключення, з урахуванням роботи споживачів, працюючих у аварійній ситуації при знаходженні судна у ходовому режимі;

- кількість типів джерел живлення повинна бути мінімальною у складі електростанції.

Для можливості рішення питання щодо складу суднової електростанції були розглянуті наступні альтернативні варіанти:

Варіант 1.

Два дизель – генератори і один турбогенератор:

- цей варіант не використовують тому, що неможливо забезпечити споживачів на ходовому режимі при роботі тільки турбогенератора. Для забезпечення енергією споживачів на ходовому режимі необхідна робота дизель – генератора під навантаженням менше 50%, (в паралелі з ТГ), що відповідає низькій його економічності і необхідності проведення частих моточисток.

Варіант 2.

Три дизель – генератора однакової потужності (кожний окремо забезпечує ходовий режим).

Переваги:

- повне завантаження у ходовому режимі;
- можливість виконання профілактичних і ремонтних робіт у будь-який час;
- можливість роботи на "важкому" паливі;
- висока готовність до пуску і прийому навантаження;
- простота обслуговування;
- висока ступінь автоматизації;
- потужність забезпечення паралельної роботи, через однаковий статичний характер;
- високий ККД двигуна;
- високий резерв одержання енергії
 - менша кількість ЗІПу

Недоліки:

- довгостроковий час неексплуатаційного періоду великих потужностей джерел енергії у ходовому режимі і в режимі стоянки без вантажних операцій;
- неекономічна і небажана робота під навантаженням на стояночному режимі без вантажних операцій.

Варіант 4.

Три дизель — генератора однакової потужності і валогенератор.

Переваги:

- одержання відносно дешевої електроенергії на ходовому режимі (менші витрати палива) ;
- низький рівень шуму;
- менші витрати на ремонт і обслуговування.

Недоліки:

- більш високі витрати на систему автоматики;
- різні статичні характеристики для введення у паралель з ДГ;
- первинні витрати на ВГ і його комунікації;

Варіант 4

Три дизель-генератори: два генератора більшої потужності і один меншої.

Цей варіант забезпечує усі переваги другого варіанту з доповненням:

- більш повне завантаження джерела електричної енергії на режимах стоянки без вантажних операцій і при зняття з якоря.

Проаналізувавши варіанти складу СЕС віддаємо перевагу варіанту, з трьома дизель-генераторами однакової потужності.

3.14.4 Вибір типу дизель-генераторів

На основі таблиці вибору дизель-генераторів для забезпечення судна електроенергією (табл. 4.1), вибір був зупинений на трьох дизель-генераторах MAN B&W 7L27/38 (рис. 4.1-4.3), котрі встановлені на судні прототипі. Серед їх переваг:

- економічні по витраті палива і масла;
- висока надійність;
- висока ремонтпридатність.

Таблиця 4.1 Характеристики сучасних суднових дизель-генераторів

Найменування параметра, одиниці вимірювання		Фірма-виробник				
	MAN B&W	Wartsila		Daihatsu		Caterpillar
		Марка двигуна				
	7L27/38	6L26	9L20	8DK-28	6DK-32	8M25C
1. Число циліндрів i	7	6	8	8	6	8
2. Частота обертання n , хв. ⁻¹	750	1000	1000	750	750	750
4. Потужність первинного двигуна N_e , кВт	2310	2040	1800	2635	2445	2400
4. Потужність електрогенератора N_{el} , кВт	2218	1960	1710	2500	2300	2280
5. Питома ефективна витрата умовного палива g_e , г/(кВт-годину)	187	184	186	немає даних	немає даних	184
6. Діаметр циліндра D_c , мм	270	260	200	280	320	255
7. Хід поршня S , мм	380	320	280	390	390	400
8. Середній ефективний тиск p_e , МПа	2.35	2.55	2.73	2.21	2.17	2.35
9. Середня швидкість поршня v_n , мм	9,50	10.70	9,33	9.75	9,75	10,00
10. Габарити ДДГ $L \times B \times H$, мм	5515x2035x x3687	7500x2300x x3081	6535x2300x 2524	7865x2235x x3830	6500x2830x x3818	9130x2534x x4437
11. Маса ДДГ G , т	32.5	40,0	23,8	45.5	41.5	53,0

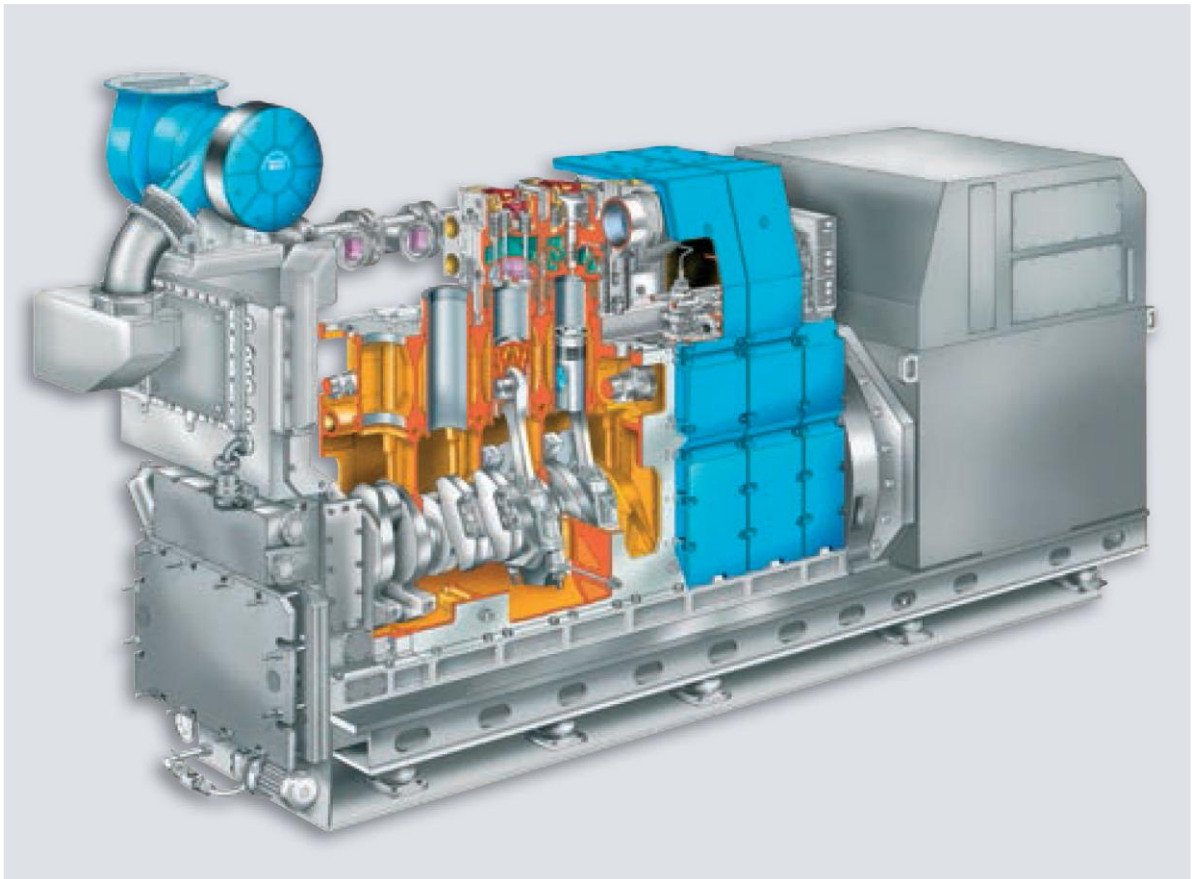


Рисунок 4.1 Зовнішній вигляд дизель-генератора MAN B&W 7L27/38

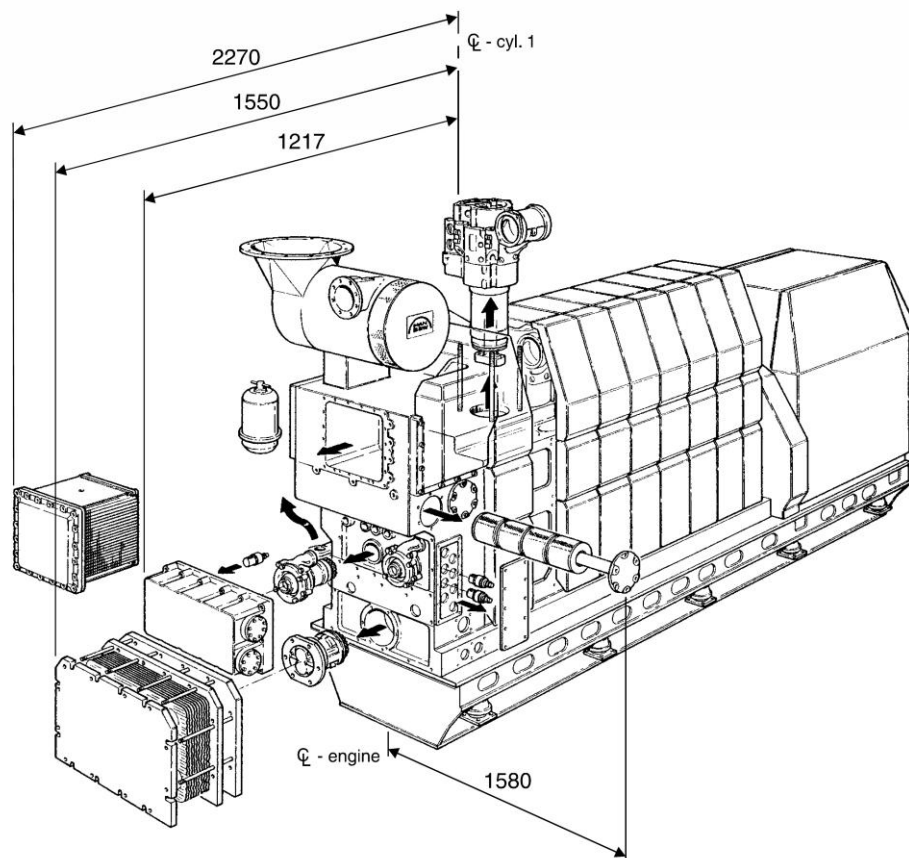


Рисунок 4.2 Габарити обслуговуючих габаритів дизель-генератора MAN B&W 7L27/38

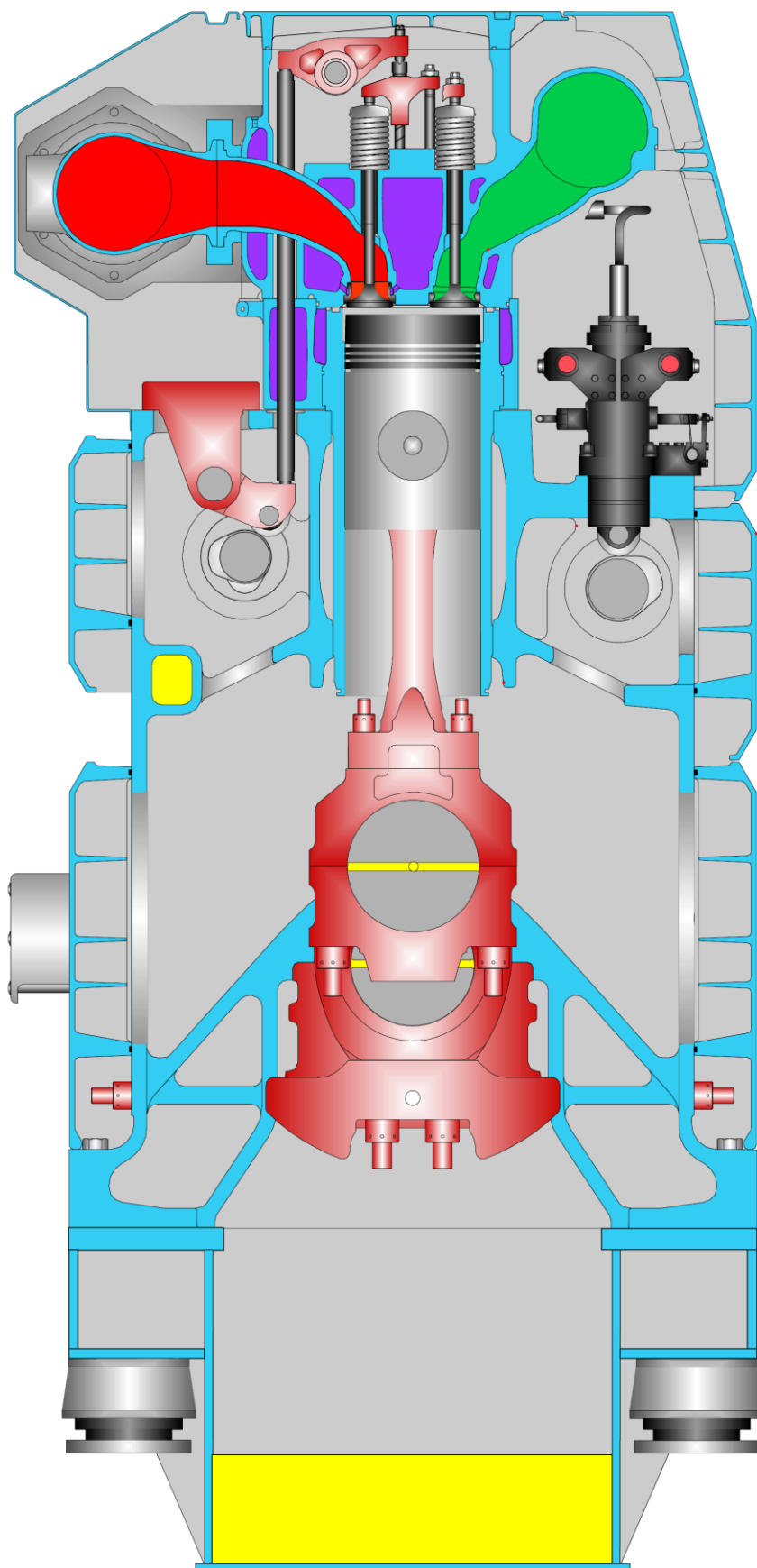


Рисунок 4.3 Поперечний розріз двигуна дизель-генератора

4.2 Вибір елементів допоміжної котельної установки

Вибір елементів парової допоміжної установки виконується на підставі потреб парових споживачів.

Допоміжна котельна установка

ДКУ призначена для забезпечення парю наступних споживачів:

- системи парового опалення;
- камбуза, душової, пральні;
- обігріву кінгстонів та їх продувку;
- підігрівачів питної води, та води, якою миються;
- системи підігріву "важкого" палива;
- підігрів масла у стічно-циркуляційній цистерні;
- подача пари на підігрівачі сепараторів палива і масла;
- подача пари на сепаратор трюмних вод;
- обігрів води в цистернах і баластних відсіках;
- на систему кондиціювання повітря;
- на систему вентиляції;
- на підігрівачі машинного відділення;
- на систему парових зрілок.

Для визначення продуктивності ДКУ на різних режимах роботи, підсумовуються витрати пари по всім споживачам зі складанням таблиці навантаження, з урахуванням ступіні навантаження і коефіцієнта одночасної праці.

Велика частина пари використовується загальносудновими споживачами, а менша – споживачами, які пов'язані з СЕУ. Всі споживачі пари класифікуються за характером і тривалістю споживання теплової енергії на три групи:

А – які працюють з постійним навантаженням: підігрівачі палива, обігрів паливних цистерн, парове опалення, обігрів цистерн і система кондиціювання у зимовий час;

Б – працюючі періодично: підігрівачі сепараторів палива і масла, підігрівачі питної води і води, якою миються і подають воду на камбуз, та пральню.

В – які працюють епізодично: система парогасіння, сепаратор лляльних вод, на підігрів в лляльних цистернах.

Найбільшу долю парового навантаження, складають споживачі групи А, особливо у зимовий час, чим, в основному, і визначається продуктивність і кількість ДКУ. Найбільш точне представлення дає представлена нижче таблиця парового навантаження (табл. 4.2)

Таблиця 4.2 Споживачі машинного відділення

СПОЖИВАЧІ ПАРИ	ХОЛОДНА ЗОНА					
	ХОДОВИЙ РЕЖИМ			СТОЯНКОВИЙ РЕЖИМ		
	Кількість	% навантаження	Витрата пари, кг/год	Кількість	% навантаження	Витрата пари, кг/год
Грілки парового опалення			300			300
Система кондиціювання	3	0,7	220	3	0,7	220
Підігрівачі МВ	2	0,9	40	2	0,9	40
Загально-суднова вентиляція	2	0,8	50	2	0,8	50
Продувка кінгстонів	2	0,5	70	2	0,5	70
Підігрівач мийної води	1	0,4	180	1	0,4	180
Підігрівач питної води	1	0,5	60	1	0,5	60
Підігрівач системи вентиляції МВ	1	0,5	60	1	0,5	60
Підігрівач спец. комірчини	3	0,5	50	3	0,5	50
Цистерна запасу моторного палива	4	1,0	400	3	0,5	200
Відстійна цистерна	2	1,0	50	2	0,5	50
Витратна цистерна	2	1,0	70	2	0,5	35
Підігрівач палива ГД	1	1,0	60	1	–	–
Підігрівач палива ДГ	2	0,5	30	2	0,5	30
Підігрівачі сепаратора палива	2	0,7	80	2	–	–
Підігрівачі сепаратора масла	2	0,5	60	2	–	–
Цистерна стічно-циркуляційна	1	1,0	40	1	0,3	20
Сепаратор нафтових вод	1	0,4	100	1	0,4	–
Цистерна мийної води	2	0,8	50	2	0,8	50
Цистерна живильної води	1	0,8	40	1	0,8	40
ПО СУДНУ			2130			1535

Розрахунок можливої паропроодуктивності утилізаційного котла в режимі роботи від ГД

Можливу паропроодуктивність утилізаційного котла визначимо з виразу:

$$D_{УК} = g_{eГД} \cdot N_{eГД} \cdot \phi \cdot \alpha \cdot L_0' + 1 \cdot c_{pr} \cdot T_r - c_{pr} \cdot u_x \cdot T_{ухп} \cdot i_{жв}, \text{ кг/год}$$

де:

$L_0 = 13,5 \text{ кг/кг}$ – теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива;

$N_{eГД} = 14206 \text{ кВт}$ – специфікаційна потужність двигуна;

$\phi = 0,95-0,97$ – коефіцієнт, що враховує втрати теплоти в навколишнє середовище (приймаємо 0,95);

$\phi_a = 1,25$ – коефіцієнт продувки двигуна;

$(\alpha_{\Sigma} \cdot L'_0 + 1)$ кг/кг – витрата вихлопних газів з розрахунку на 1 кг палива, що спалюється;

$\alpha = 2,5$ – коефіцієнт надлишку повітря;

$c_{pr} = 1,03$ кДж/(кг·К) – середня масова ізобарна теплоємність газу відповідно на вході і виході з УК;

$T_r = 515$ К – температура відпрацьованих в ГД газів на вході в УК;

$T_{yx} = 453$ К – температура газів на виході з УК;

$i_r = 2768$ кДж/кг – ентальпія насиченої пари при $P = 0,7$ МПа ($t_s = 160^\circ\text{C}$);

$i_{жв} = 310$ кДж/кг – ентальпія живильної води (в теплому ящику)

$$D^{ук} = \frac{0,179 \cdot 14206 \cdot 0,95 \cdot (13,5 \cdot 1,25 \cdot 2,5 + 1) \cdot (1,03 \cdot 515 - 1,03 \cdot 453)}{2768 - 310} = 2564 \text{ кг/год}$$

На основі розрахунку, приймаємо котел ХС-2.5.

На ходових режимах це враховується при одночасній роботі котлів для забезпечення всіх споживачів пари.

Виходячи з вище представленої таблиці парового навантаження, у відповідності з вимогами Морського класифікаційного товариства, у якості допоміжної установки на судні встановлюється один допоміжний водотрубний котел типу Mission OS 4.0 та один утилізаційний котел Mission ХС-2.5 з наступними характеристиками (табл. 4.3):

Таблиця 4.3 Основні характеристики котлоагрегатів

Параметр	Допоміжний	Утилізаційний
	OS 4.0	ХС-2.5
Паропроductивність, кг/год	3000	до 2500
Температура живильної води, °C	60	60
Тиск пари, МПа	0,7	0,7
Температура газів на виході з ГД при 85% навантаженню	–	223

3.14.5 Вибір аварійного дизель-генератора

Аварійна електростанція передбачається Правилами Регістру «DNV».

Аварійний дизель-генератор повинен бути повністю автономним, з запасом палива не менше, ніж на 6 годин роботи для постачання електроенергією споживачів при виході зі строю суднової електростанції, або при раптовому відключенні струму на ГРЩ. Розміщується АДГ на верхній палубі у окремому приміщенні і включається у роботу не більше, ніж за 30 сек після падіння напруги у ГРЩ.

Через те, що АДГ не призначені для довготривалої роботи, для них основними параметрами є гарні пускові якості та надійність роботи, а не економічність двигуна. За Правилами Регістру «DNV», робота АДГ повинна забезпечувати нижче вказані елементи, які мають представлену потужність (табл. 4.4).

Таблиця 4.4 Навантаження суднової електростанції в аварійному режимі

Найменування	Потужність, кВт
Аварійне освітлення	20
Навігаційне устаткування	10
Аварійний пожежний насос	51,4
Аварійний агрегат кермової машини	41
Осушувальний насос	15
Насос охолодження компресора пускового повітря	4,3
Компресор пускового повітря	52
Насос маслопідкачки ДДГ	16
Усього:	Σ 210

Виходячи з необхідності вище представленого навантаження, встановлюється аварійний дизель-генератор VOLVO Penta D9 MG, з наступними характеристиками (табл. 4.5):

Таблиця 4.5 Основні характеристики аварійного дизель-генератора VOLVO Penta D9 MG

Параметри	Одиниці вимірювання	Величина
Потужність двигуна	кВт	239
Потужність генератора	кВт	227
Частота обертання	хв^{-1}	1500

3.14.6 Вибір опріснювальної установки

Водоопріснювальна установка повинна забезпечувати дисцилятом допоміжні котли, поповнення цистерни водою, якою миються, та поповнення контуру прісної води ГД і ДДГ. На модернізованому судні, витрата прісної води повинна бути не менше 200 л/год.

Максимально можлива продуктивність опріснювальної установки визначається:

$$C_{\max} = (24 \cdot q_{\text{пб}} \cdot q_{\text{езд}} \cdot N_{\text{езд}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}) / 1000 q_{\text{су}},$$

де $q_{\text{пб}} = 0,06$ кДж/кг – відносна кількість теплоти, яке відводиться з прісною водою від двигуна;

$q_{\text{су}} = 3000$ кДж/кг – кількість теплоти, яка необхідна для отримання 1кг дисцилята у одноступінчатій установці з випарювачем киплячого типу.

$K = 0,8$ – коефіцієнт, який враховує подачу води на опріснювальну установку

$$C_{\max} = (24 \cdot 0,06 \cdot 0,179 \cdot 39000 \cdot 14206 \cdot 0,8) / (1000 \cdot 3000) = 38,5 \text{ т/доб.}$$

Для установки на судно пропонується водоопріснювальна установка, QDDS-SW-40 (табл. 4.6) яка може працювати на стоянці від охолоджуючої води ДДГ і пари допоміжного котла, а в ходовому режимі від охолоджуючої прісної води ГД.

Таблиця 4.6 Основні характеристики опріснювальної установки

Найменування	Тип	Продуктивність	Подача води до конденсатора	Подача живильної води	Витрата електроенергії	Маса
Розмірність		т/доб	$\text{м}^3/\text{год}$	кг/год	кВт	кг
Величина	SW-35	35	4	4520	4	2520

На основі виконаних розрахунків для установки на судні приймаються наступні елементи (табл. 4.7):

Таблиця 4.7 Основні характеристики допоміжної енергоустановки

Найменування	Тип	Кількість	Потужність	Продуктивність
Допоміжні дизель — генератори	MAN 7L27/38	3	2310 кВт	—
Аварійний дизель — генератор	VOLVO Penta D9 MG	1	239 кВт	—
Допоміжний котел	Mission OS 4.0	—	—	3 т/годину
Утилізаційний котел	Mission XC 2.5	1	—	—
Опріснювальна установка	QDOS-SW-35	1	—	до 2,5 т/годину
		1	—	35 т/доб

3.14.7 Енерговикористання в режимі повного ходу

Основні вихідні дані для розрахунку потоків енергії в СЕУ наведені у табл. 4.8.

Таблиця 4.8 Основні вихідні дані для розрахунку потоків енергії в СЕУ

№ з/п	Найменування характеристики	Одиниця вимірювань	Позначення	Джерело	Число значення
Головний двигун 6X62					
1	2	3	4	5	6
1.1	Діаметр циліндра	м	$D_{ц}$	табл. 2.1	0,62
1.2	Хід поршня	м	S	табл. 2.1	2,658
1.3	Кількість циліндрів	шт.	i	табл. 2.1	6
1.4	Тактність	—	z	[17; 18]	1
1.5	Специфікаційна потужність	кВт	$N_e^{ГД}$	табл. 2.7	14206
1.6	Частота обертання колінчастого вала	$хв.^{-1}$	$n_{Д}$	табл. 2.7	100
1.7	Питома витрата умовного палива	кг/(кВт·годину)	$g_e^{ГД}$	табл. 2.8	0,179
1.8	Нижча теплота згоряння умовного палива	кДж/кг	Q_H^P	[19]	39000
1.9	Температура ВГ за ГД	К	T_z	п. 4.3	515
1.10	Середня ізобарна теплоємність умовного палива	кДж/(кг·К)	$\overline{C_{p\text{ пал}}}$	[19]	2
1.11	Температура підігріву палива	К	$T_{\text{пал}}$	[17; 18]	423
1.12	Теоретично необхідна кількість повітря для	кг/кг	λ_0'	[19]	13,5

	згорання 1 кг умовного палива				
1.13	Коефіцієнт продування двигуна	–	φ_d	[17; 18]	1,25
1.14	Коефіцієнт надлишку повітря при згоранні палива	–	α	[17; 18]	2,5
1.15	Середня ізобарна теплоємність повітря	кДж/(кг·К)	$\overline{C_{p\text{ над}}}$	[17; 18]	1
1.16	Середня ізобарна теплоємність ВГ	кДж/(кг·К)	$\overline{C_{p2}}$	[17; 18]	1,02
1.17	Температура в наддувочному колекторі після охолоджувача	К	T_K	[17; 18]	320
1.18	Атмосферний тиск	МПа	p_0	приймаємо	0,101
1.19	Температура повітря в МВ	К	$T_{\text{пов}}$	[17; 18]	300
1	2	3	4	5	6
1.20	Адiabатний ККД наддувочного компресора	–	η_K	[17; 18]	0,85
1.21	Частка теплової потужності, що відводиться з циркуляційною прісною водою	–	$q_{\text{пв}}^{\text{ГД}}$	[17; 18]	0,06
1.22	Частка теплової потужності, що відводиться з циркуляційним маслом	–	$q_{\text{м}}^{\text{ГД}}$	[17; 18]	0,05
1.23	Коефіцієнт наповнення циліндра	–	η_H	[17; 18]	0,85
2	Допоміжний дизель-генератор 7L27/38				
2.1	Діаметр циліндра	м	$D_{\text{ц}}$	табл. 4.1	0,27
2.2	Хід поршня	м	S	табл. 4.1	0,38
2.3	Кількість циліндрів	шт.	i	табл. 4.1	7
2.4	Тактність	–	z	[17; 18]	0,5
2.5	Електрична потужність дизель-генератора	кВт	$N_{\text{ел}}$	табл. 4.1	2218
2.6	Частота обертання колінчастого вала	хв. ⁻¹	$n_{\text{ДДГ}}$	табл. 4.1	750
2.7	Потужність приводного двигуна	кВт	$N_e^{\text{ДДГ}}$	табл. 4.1	2310
2.8	Питома витрата умовного палива	кг/(кВт·годин у)	$g_e^{\text{ДДГ}}$	табл. 4.1	0,187
2.9	Температура ВГ за ДДГ	К	T_z	[17; 18]	598
2.10	Коефіцієнт продування допоміжного двигуна	–	φ_d	[17; 18]	1,1
2.11	Коефіцієнт надлишку повітря при згоранні палива в допоміжному двигуні	–	α	[17; 18]	2,3
2.12	Середня ізобарна теплоємність ВГ	кДж/(кг·К)	$\overline{C_{p2}}$	[17; 18]	1,03
2.13	Частка теплової потужності, що відводиться з циркуляційною прісною водою	–	$q_{\text{пв}}^{\text{ДДГ}}$	[13; 14]	0,08
2.14	Частка теплової потужності, що відводиться з циркуляційним маслом	–	$q_{\text{м}}^{\text{ДДГ}}$	[17; 18]	0,07
2.15	Коефіцієнт наповнення циліндра	–	η_H	[17; 18]	0,98
3	Утилізаційний котел ХС-2,0 та допоміжний котел ОС 4.0				
4.1	Тиск пари	МПа	p_s	п. 4.3	0,7
4.2	Температура живильної води	°С	$t_{\text{жв}}$	п. 4.3	60

4.3	Температура ВГ на вході в УК	К	T_z	п. 4.3	513
4.4	Температура ВГ на виході з УК	К	T_{yx}	п. 4.3	453
4.5	Продуктивність УК по насиченій парі	кг/годину	$D_{\text{упг}}$	п. 4.3	2500
4.6	Максимальна продуктивність ДК по насиченій парі	кг/годину	$D_s^{\text{ДК}}$	п. 4.3	3000
4.7	Нижча теплота згоряння ВВП	кДж/кг	Q_h^b	[19]	39000
4.8	Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг ВВП	кг/кг	L'_0	[19]	13,5
4.9	Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні палива в ДК	–	α	[16]	1,1
4.10	Температура ВГ після ДК	К	$T_{yx}^{\text{ДК}}$	[16]	453
4	Водоопіснювальна установка QDDS-SW-35				
4.1	Продуктивність	м³/добу	$D_{\text{воч}}$	табл. 4.6	35
4.2	Температура живильної заборотної води	°C	$t_{\text{жв}}$	п. 4.3	60

Розрахунок енергетичного балансу головного двигуна 6Х62

Витрата палива ГД при специфікаційній потужності

$$G_{\text{пал}}^{\text{ГД}} = \frac{g_e^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}}}{3600} = \frac{0,179 \cdot 14206}{3600} = 0,706 \text{ кг/с.}$$

Витрата повітря, яке потрапляє до ГД,

$$G_{\text{поб}}^{\text{ГД}} = G_{\text{пал}}^{\text{ГД}} \cdot L'_0 \cdot \varphi_a \cdot \alpha = 0,706 \cdot 13,5 \cdot 1,25 \cdot 2,5 = 29,8 \text{ кг/с.}$$

Витрата відхідних газів ГД

$$G_z^{\text{ГД}} = G_{\text{пал}}^{\text{ГД}} + G_{\text{поб}}^{\text{ГД}} = 0,706 + 29,8 = 30,5 \text{ кг/с.}$$

Тиск наддувочного повітря

$$p_k = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{g_e^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}} \cdot \alpha \cdot T_k}{D_{\text{ч}}^2 \cdot S \cdot i \cdot z \cdot n_{\text{ГД}} \cdot \eta_{\text{н}}} = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,179 \cdot 14206 \cdot 2,5 \cdot 320}{0,62^2 \cdot 2,658 \cdot 6 \cdot 1 \cdot 100 \cdot 0,85} = 0,34 \text{ МПа.}$$

Температура наддувочного повітря після компресора

$$T'_k = T_{\text{поб}} \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_k} \right] = 300 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{0,34}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,85} \right] = 457 \text{ К.}$$

Енергетичний баланс головного двигуна

$$Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{підпал}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{поб}}^{\text{ГД}} = N_e^{\text{ГД}} + Q_z^{\text{ГД}} + \Delta Q_{\text{пв}}^{\text{ГД}} + \Delta Q_{\text{м}}^{\text{ГД}} + \Delta Q_{\text{нп}}^{\text{ГД}} + \Delta N_{\text{мех}}^{\text{ГД}},$$

де $Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}}$ – теплова потужність палива при згорянні в ГД, кВт;

$Q_{\text{підпал}}^{\text{ГД}}$ – теплова потужність, з якою потрапляє паливо в ГД після підігріву, кВт;

$Q_{\text{поб}}^{\text{ГД}}$ – теплова потужність повітря, яке потрапляє до компресора ГД, кВт;

$N_e^{\text{ГД}}$ – корисна потужність ГД, кВт;

$Q_z^{\text{ГД}}$ – теплова потужність, яку мають відхідні гази ГД, кВт;

$\Delta Q_{\text{пв}}^{\Gamma\Delta}$ – теплова потужність, що втрачається з циркуляційною прісною водою, кВт;

$\Delta Q_{\text{м}}^{\Gamma\Delta}$ – теплова потужність, що втрачається з циркуляційним маслом, кВт;

$\Delta Q_{\text{нп}}^{\Gamma\Delta}$ – теплова потужність, що втрачається при охолодженні наддувочного повітря, кВт;

$\Delta N_{\text{мех}}^{\Gamma\Delta}$ – механічні втрати потужності в ГД, кВт.

Теплова потужність умовного палива при згорянні в ГД

$$Q_{\text{пол}}^{\Gamma\Delta} = G_{\text{пол}}^{\Gamma\Delta} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 0,706 \cdot 39000 = 27548 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, з якою потрапляє паливо в ГД після його підігріву

$$Q_{\text{під.пол}}^{\Gamma\Delta} = G_{\text{пол}}^{\Gamma\Delta} \cdot \overline{C_{\text{р.пол}}} \cdot T_{\text{пол}} = 0,706 \cdot 2,0 \cdot 423 = 598 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність повітря, яке потрапляє до наддувочного компресора ГД

$$Q_{\text{поб}}^{\Gamma\Delta} = G_{\text{поб}}^{\Gamma\Delta} \cdot \overline{C_{\text{р.поб}}} \cdot T_{\text{поб}} = 29,8 \cdot 1,0 \cdot 300 = 8940 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, яку мають відхідні гази ГД

$$Q_2^{\Gamma\Delta} = G_2^{\Gamma\Delta} \cdot \overline{C_{\text{р.2}}} \cdot T_2 = 30,5 \cdot 1,02 \cdot 515 = 16025 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що втрачається з циркуляційною прісною водою

$$\Delta Q_{\text{пв}}^{\Gamma\Delta} = G_{\text{пв}}^{\Gamma\Delta} \cdot Q_{\text{пол}}^{\Gamma\Delta} = 0,06 \cdot 27548 = 1653 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що втрачається з циркуляційним маслом

$$\Delta Q_{\text{м}}^{\Gamma\Delta} = G_{\text{м}}^{\Gamma\Delta} \cdot Q_{\text{пол}}^{\Gamma\Delta} = 0,05 \cdot 27548 = 1377 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що втрачається при охолодженні наддувочного повітря ГД

$$\Delta Q_{\text{нп}}^{\Gamma\Delta} = G_{\text{поб}}^{\Gamma\Delta} \cdot \overline{C_{\text{р.поб}}} \cdot (T_{\text{к}}' - T_{\text{к}}) = 29,8 \cdot 1,0 \cdot (447 - 320) = 3774 \text{ кВт.}$$

Механічні втрати потужності в ГД переходять до деталей основи двигуна у вигляді теплоти. Втрати механічної потужності через деталі основи складають приблизно 50 % ($a_{\text{осн}}^* \approx 0,5$). Друга половина механічної потужності втрачається в масло та охолоджуючу прісну воду

$$\Delta N_{\text{мех}}^{\Gamma\Delta} = a_{\text{осн}}^* \cdot \left(\frac{1 - \eta_{\text{мех}}}{\eta_{\text{мех}}} \right) \cdot N_e^{\Gamma\Delta} = 0,5 \cdot \left(\frac{1 - 0,95}{0,95} \right) \cdot 14206 = 374 \text{ кВт.}$$

Перевірка рівняння енергетичного балансу головного двигуна

$$Q_{\text{пол}}^{\Gamma\Delta} = N_e^{\Gamma\Delta} + \Delta Q_{\text{пв}}^{\Gamma\Delta} + \Delta Q_{\text{м}}^{\Gamma\Delta} + \Delta Q_{\text{нп}}^{\Gamma\Delta} + \Delta N_{\text{мех}}^{\Gamma\Delta} + \Delta Q_2^{\Gamma\Delta},$$

де $\Delta Q_2^{\Gamma\Delta} = Q_2^{\Gamma\Delta} - Q_{\text{під.пол}}^{\Gamma\Delta} - Q_{\text{поб}}^{\Gamma\Delta}$ – втрати теплової потужності з ВГ, кВт.

$$\Delta Q_2^{\Gamma\Delta} = 14206 - 598 - 8940 = 6487 \text{ кВт.}$$

$$27856 \text{ кВт} = 14206 + 1653 + 1377 + 3774 + 374 + 6487 \text{ кВт.}$$

$$27548 \text{ кВт} \neq 27872 \text{ кВт.}$$

Абсолютна похибка при визначенні складових балансу

$$\Delta = 27548 - 27872 = 324 \text{ кВт.}$$

Відносна похибка розрахунку

$$\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{Q_{\text{пол}}^{\Gamma\Delta}} = \frac{324}{27548} = 0,012$$

Таблиця 4.9 Відносні складові балансу ГД

$\overline{N_e^{ГД}}$	$\overline{\Delta Q_{пв}^{ГД}}$	$\overline{\Delta Q_{м}^{ГД}}$	$\overline{\Delta Q_{нп}^{ГД}}$	$\overline{\Delta N_{мех}^{ГД}}$	$\overline{\Delta Q_2^{ГД}}$
0,516	0,06	0,05	0,137	0,014	0,235

Аналіз свідчить про достатньо точний розрахунок розподілу складових енергетичного балансу головного двигуна.

Розрахунок енергетичного балансу допоміжного двигуна 7L27/38

Розрахунок енергетичного балансу для допоміжного двигуна проведемо аналогічно розрахунку виконаного для ГД. Необхідні дані для розрахунку наведені в табл. 4.6.

Витрата палива ДДГ при номінальній потужності

$$G_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}} = \frac{g_e^{\text{ДДГ}} \cdot N_e^{\text{ДДГ}}}{3600} = \frac{0,187 \cdot 2310}{3600} = 0,1206 \text{ кг/с.}$$

Витрата повітря, яке потрапляє до ДДГ

$$G_{\text{поб}}^{\text{ДДГ}} = G_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}} \cdot \zeta'_0 \cdot \varphi_a \cdot \alpha = 0,1206 \cdot 14,3 \cdot 1,1 \cdot 2,3 = 4,36 \text{ кг/с.}$$

Витрата відхідних газів ДДГ

$$G_2^{\text{ДДГ}} = G_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}} + G_{\text{поб}}^{\text{ДДГ}} = 0,1206 + 4,36 = 4,485 \text{ кг/с.}$$

Тиск наддувочного повітря

$$p_k = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{g_e^{\text{ДДГ}} \cdot N_e^{\text{ДДГ}} \cdot \alpha \cdot T_k}{D_{\text{ц}}^2 \cdot S \cdot i \cdot z \cdot n_{\text{ДДГ}} \cdot \eta_{\text{н}}} = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,187 \cdot 2310 \cdot 2,3 \cdot 320}{0,27^2 \cdot 0,38 \cdot 7 \cdot 0,5 \cdot 750 \cdot 0,95} = 0,420 \text{ МПа.}$$

Температура наддувочного повітря після компресора

$$T'_k = T_{\text{поб}} \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_k} \right] = 300 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{0,42}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,85} \right] = 478 \text{ К}$$

Енергетичний баланс допоміжного двигуна

$$Q_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}} + Q_{\text{підпал}}^{\text{ДДГ}} + Q_{\text{поб}}^{\text{ДДГ}} = N_e^{\text{ДДГ}} + Q_2^{\text{ДДГ}} + \Delta Q_{\text{пв}}^{\text{ДДГ}} + \Delta Q_{\text{м}}^{\text{ДДГ}} + \Delta Q_{\text{нп}}^{\text{ДДГ}} + \Delta N_{\text{мех}}^{\text{ДДГ}},$$

де $Q_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}}$ – теплова потужність палива при згорянні в ДДГ, кВт;

$Q_{\text{підпал}}^{\text{ДДГ}}$ – теплова потужність, з якою потрапляє паливо в ДДГ після підігріву, кВт;

$Q_{\text{поб}}^{\text{ДДГ}}$ – теплова потужність повітря, яке потрапляє до компресора ДДГ, кВт;

$N_e^{\text{ДДГ}}$ – корисна потужність ДДГ, кВт;

$Q_2^{\text{ДДГ}}$ – теплова потужність, яку мають відхідні гази ДДГ, кВт;

$\Delta Q_{\text{пв}}^{\text{ДДГ}}$ – теплова потужність, що втрачається з циркуляційною прісною водою, кВт;

$\Delta Q_{\text{м}}^{\text{ДДГ}}$ – теплова потужність, що втрачається з циркуляційним маслом, кВт;

$\Delta Q_{\text{нп}}^{\text{ДДГ}}$ – теплова потужність, що втрачається при охолодженні наддувочного повітря, кВт;

$\Delta N_{\text{мех}}^{\text{ДДГ}}$ – механічні втрати потужності в ДДГ, кВт.

Теплова потужність умовного палива при згорянні в допоміжному двигуні

$$Q_{\text{пол}}^{\text{ДДГ}} = G_{\text{пол}}^{\text{ДДГ}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 0,1206 \cdot 42700 = 5151 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, з якою потрапляє паливо в допоміжний двигун після його підігріву

$$Q_{\text{під.пол}}^{\text{ДДГ}} = G_{\text{пол}}^{\text{ДДГ}} \cdot \overline{C_{\text{р.пол}}} \cdot T_{\text{пол}} = 0,1206 \cdot 2,0 \cdot 423 = 102 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність повітря, яке потрапляє до наддувочного компресора допоміжного двигуна

$$Q_{\text{поб}}^{\text{ДДГ}} = G_{\text{поб}}^{\text{ДДГ}} \cdot \overline{C_{\text{р.поб}}} \cdot T_{\text{поб}} = 4,3644 \cdot 1,0 \cdot 300 = 1309 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, яку мають ВГ допоміжного двигуна

$$Q_2^{\text{ДДГ}} = G_2^{\text{ДДГ}} \cdot \overline{C_{\text{р.2}}} \cdot T_2 = 4,485 \cdot 1,03 \cdot 778 = 2763 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що втрачається з циркуляційною прісною водою

$$\Delta Q_{\text{пв}}^{\text{ДДГ}} = q_{\text{пв}}^{\text{ДДГ}} \cdot Q_{\text{пол}}^{\text{ДДГ}} = 0,08 \cdot 5151 = 412 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що втрачається з циркуляційним маслом

$$\Delta Q_{\text{м}}^{\text{ДДГ}} = q_{\text{м}}^{\text{ДДГ}} \cdot Q_{\text{пол}}^{\text{ДДГ}} = 0,07 \cdot 5151 = 361 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що втрачається при охолодженні наддувочного повітря допоміжного двигуна

$$\Delta Q_{\text{нп}}^{\text{ДДГ}} = G_{\text{поб}}^{\text{ДДГ}} \cdot \overline{C_{\text{р.поб}}} \cdot (T_{\text{к}}' - T_{\text{к}}) = 1309 \cdot 1,0 \cdot (478 - 320) = 688 \text{ кВт.}$$

Механічні втрати потужності в допоміжному двигуні

$$\Delta N_{\text{мех}}^{\text{ДДГ}} = q_{\text{осп}}^* \cdot \left(\frac{1 - \eta_{\text{мех}}}{\eta_{\text{мех}}} \right) \cdot N_e^{\text{ДДГ}} = 0,5 \cdot \left(\frac{1 - 0,95}{0,95} \right) \cdot 2310 = 61 \text{ кВт.}$$

Перевірка рівняння енергетичного балансу допоміжного двигуна

$$Q_{\text{пол}}^{\text{ДДГ}} = N_e^{\text{ДДГ}} + \Delta Q_{\text{пв}}^{\text{ДДГ}} + \Delta Q_{\text{м}}^{\text{ДДГ}} + \Delta Q_{\text{нп}}^{\text{ДДГ}} + \Delta N_{\text{мех}}^{\text{ДДГ}} + \Delta Q_2^{\text{ДДГ}},$$

де $\Delta Q_2^{\text{ДДГ}} = Q_2^{\text{ДДГ}} - Q_{\text{під.пол}}^{\text{ДДГ}} - Q_{\text{поб}}^{\text{ДДГ}}$ – втрати теплової потужності з ВГ, кВт.

$$\Delta Q_2^{\text{ДДГ}} = 2763 - 102 - 1309 = 1351 \text{ кВт.}$$

$$5183 \text{ кВт} = 2310 + 412 + 361 + 688 + 61 + 1351 \text{ кВт.}$$

$$5151 \text{ кВт} \neq 5183 \text{ кВт.}$$

Абсолютна похибка при визначенні складових балансу

$$\square = 5151 - 5183 = -32 \text{ кВт.}$$

Відносна похибка розрахунку

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{Q_{\text{пол}}^{\text{ДДГ}}} = \frac{32}{5151} = 0,006$$

Таблиця 4.10 Відносні складові балансу ДДГ

$N_e^{\text{ДДГ}}$	$\Delta Q_{\text{пв}}^{\text{ДДГ}}$	$\Delta Q_{\text{м}}^{\text{ДДГ}}$	$\Delta Q_{\text{нп}}^{\text{ДДГ}}$	$\Delta N_{\text{мех}}^{\text{ДДГ}}$	$\Delta Q_2^{\text{ДДГ}}$
0,448	0,08	0,07	0,128	0,012	0,262

Розрахунок свідчить про достатньо точний розподіл складових енергетичного балансу допоміжного двигуна.

Розрахунок енергетичного балансу утилізаційного котла ХС-2.5

Теплова потужність, що витрачена для одержання насиченої пари в УК,

$$Q_s^{\text{УПГ}} = D_{\text{УПГ}} \cdot (h'' - h_{\text{жв}}) / 3600 = 2500 \cdot (2768,4 - 209,26) / 3600 = 1777 \text{ кВт.}$$

Ентальпію сухої насиченої пари h'' та живильної води $h_{\text{жв}}$ знаходимо за таблицями для водяної пари при тиску $p_s = 0,7 \text{ МПа}$ та $t_{\text{жв}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ (див. п. 4.3).

Теплова потужність, яку мають ВГ після УК,

$$Q_2^{\text{УПГ}} = G_2^{\text{ГД}} \cdot \overline{c_{p2}} \cdot T_{\text{ух}} = 30,5 \cdot 1,02 \cdot 453 = 14249 \text{ кВт,}$$

де $T_{\text{ух}} = 453 \text{ К}$ ($180 \text{ }^\circ\text{C}$) – температура ВГ після УК (див. п. 4.3).

Енергетичний баланс УК

$$Q_{\text{втр}}^{\text{УПГ}} = Q_2^{\text{ГД}} - Q_s^{\text{УПГ}} - Q_2^{\text{УПГ}} = 16025 - 1777 - 14249 = -1 \text{ кВт,}$$

де $Q_{\text{втр}}^{\text{УПГ}}$ – теплова потужність, що втрачається в довкілля.

$Q_2^{\text{ГД}}$ – теплова потужність, яку мають гази після ГД (див. п. 4.6.1).

Коефіцієнт використання теплоти в УПГ

$$\Delta_{\text{УПГ}} = \frac{Q_s^{\text{УПГ}}}{Q_2^{\text{ГД}}} = \frac{1777}{16025} = 0,11$$

Розрахунок енергетичного балансу водоопріснювальної установки

Із попередніх розрахунків (див. п. 4.5) відомо, що від прісної води системи охолодження ГД для отримання дистилляту в ВОУ надходить 80% $\Delta Q_{\text{пв}}^{\text{ГД}} = 1653 \text{ кВт}$, тобто 1336,8 кВт. Перепад температур гарячої прісної води та заборотної води у випарнику прийнятий 20 К, заборотна вода кипітиме при 60 $^\circ\text{C}$. За таблицями водяної пари [20] визначаємо ентальпії сухої насиченої пари та морської води, з якої утворюється дистиллят:

$$h'' = 2591,8 \text{ Дж/кг; } h'_{\text{жв}} = 209,26 \text{ кДж/кг.}$$

Кількість теплоти, що повинна бути передана від гарячої прісної води для кипіння морської води і утворення вторинної пари,

$$Q_{\text{воу}} = \frac{D_{\text{воу}} \cdot 10^3}{24 \cdot 3600} \cdot (h'' - h'_{\text{жв}}) = \frac{35 \cdot 10^3}{24 \cdot 3600} \cdot (2591,8 - 209,26) = 965 \text{ кВт.}$$

Отже, коефіцієнт використання теплоти в ВОУ

$$\eta_{\text{воу}} = \frac{Q_{\text{воу}}}{\Delta Q_{\text{пв}}^{\text{ГД}}} = \frac{965}{1336,8} = 0,72$$

Розрахунок енергетичного балансу допоміжного котла

Теплова потужність, що виділилась при спалюванні палива в ДК,

$$Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}} = \frac{0,08 \times D_s^{\text{ДК}} \times Q_h^{\text{в}}}{3600} = \frac{0,08 \times 3000 \times 39000}{3600} = 2600 \text{ кВт.}$$

де 0,08 – статистичне співвідношення між кількістю спаленого палива і виробленою парою;

$D_s^{\text{ДК}} = 3000 \text{ кг/годину}$ – продуктивність по насиченій парі (див. п. 4.3);

$Q_h^{\text{в}} = 39000 \text{ кДж/кг}$ – нижча теплота згоряння ВВП.

Теплова потужність пари, яка виробляється в ДК,

$$\Delta Q_{\text{пар}}^{\text{ДК}} = \frac{D_s^{\text{ДК}} \cdot (h'' - h_{\text{жв}})}{3600} = \frac{3000 \cdot (2768,4 - 209,26)}{3600} = 2132 \text{ кВт},$$

де $h'' = 2768,4$ кДж/кг – ентальпія насиченої пари ($p_s = 0,7$ МПа, $t_s = 160$ °C), що генерується в котлі [20, табл. II];

$h_{\text{жв}} = 209,26$ кДж/кг [20, табл. I] – ентальпія живильної води ($t_{\text{жв}} = 60$ °C).

Витрата палива ДК для вироблення пари

$$G_{\text{пал}}^{\text{ДК}} = \frac{0,08 \cdot D_s^{\text{ДК}}}{3600} = \frac{0,08 \cdot 3000}{3600} = 0,067 \text{ кг/с}.$$

Кількість повітря для згоряння палива в ДК

$$G_{\text{поб}}^{\text{ДК}} = G_{\text{пал}}^{\text{ДК}} \cdot L_0' \cdot \alpha = 0,067 \cdot 12,6 \cdot 1,1 = 0,92 \text{ кг/с}.$$

Кількість відхідних газів ДК

$$G_z^{\text{ДК}} = G_{\text{пал}}^{\text{ДК}} + G_{\text{поб}}^{\text{ДК}} = 0,067 + 0,92 = 0,987 \text{ кг/с}.$$

Теплова потужність відхідних газів ДК

$$Q_z^{\text{ДК}} = G_z^{\text{ДК}} \cdot \overline{C_{pz}} \cdot T_{\text{ух}}^{\text{ДК}} = 0,987 \cdot 1,03 \cdot 453 = 460 \text{ кВт},$$

де $T_{\text{ух}}^{\text{ДК}} = 453$ К – температура відхідних газів ДК.

Теплова потужність, з якою потрапляє паливо в ДК після його підігріву,

$$Q_{\text{під пал}}^{\text{ДК}} = G_{\text{пал}}^{\text{ДК}} \cdot \overline{C_{p\text{пал}}} \cdot T_{\text{пал}} = 0,067 \cdot 2,0 \cdot 423 = 56,7 \text{ кВт},$$

Теплова потужність повітря, яке подається до форсунки,

$$Q_{\text{поб}}^{\text{ДК}} = G_{\text{поб}}^{\text{ДК}} \cdot \overline{C_{p\text{пов}}} \cdot T_{\text{поб}} = 0,987 \cdot 1,0 \cdot 300 = 296 \text{ кВт}.$$

Енергетичний баланс ДК

$$Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}} + Q_{\text{під пал}}^{\text{ДК}} + Q_{\text{поб}}^{\text{ДК}} = \Delta Q_{\text{пар}}^{\text{ДК}} + Q_z^{\text{ДК}} + Q_{\text{втр}}^{\text{ДК}},$$

де $Q_{\text{втр}}^{\text{ДК}}$ – теплова потужність, що втрачається від хімічної, механічної неповноти згоряння палива та в довкілля, кВт.

$$Q_{\text{втр}}^{\text{ДК}} = Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}} + Q_{\text{під пал}}^{\text{ДК}} + Q_{\text{поб}}^{\text{ДК}} - \Delta Q_{\text{пар}}^{\text{ДК}} - Q_z^{\text{ДК}} = 2600 + 56,7 + 296 - 2132 - 460 = 360,7 \text{ кВт}.$$

Коефіцієнт використання теплоти в ДК

$$\eta_{\text{ДК}} = \frac{\Delta Q_{\text{пар}}^{\text{ДК}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = \frac{2132}{2600} = 0,82$$

Розрахунок перетворення механічної потужності головного двигуна в механічну потужність упора звинта

Потужність, що передається від ГД на гребний звинт, кВт,

$$N_e^{\text{ГД}} = N_R + Q_{\text{пв}} + Q_D,$$

де N_R – потужність, яка перетворюється в упор звинта, кВт;

$Q_{\text{пв}}$ – теплова потужність, що втрачається в підшипниках валопроводу, кВт;

Q_D – витрата механічної потужності на рушії, кВт.

Теплова потужність, що втрачається в підшипниках валопроводу,

$$Q_{\text{пв}} = N_e^{\text{ГД}} \cdot (1 - \eta_{\text{вп}}) = 14206 \cdot (1 - 0,86) = 1988 \text{ кВт},$$

де $\eta_{\text{вп}} = 0,86$ – ККД валопроводу.

До рушія підводиться потужність

$$N_{\text{вп}} = N_e - Q_{\text{тв}} = 14206 - 1988 = 12217 \text{ кВт.}$$

Втрати енергії на рушії Q_D визначаються величиною пропульсивного коефіцієнта η_D . При $\eta_D = 0,7$ (див. табл. 2.6) вони становлять

$$Q_D = (1 - \eta_D) \cdot N_{\text{вп}} = (1 - 0,7) \cdot 12217 = 3665 \text{ кВт.}$$

Потужність, що перетворюється на упор, є тим самим корисним ефектом пропульсивного комплексу, що має місце в результаті спалювання палива в ГД,

$$N_R = N_{\text{вп}} - Q_D = 12217 - 3665 = 8552 \text{ кВт.}$$

Інакше можна записати

$$N_R = N_e^{\text{ГД}} \cdot \eta_{\text{вп}} \cdot \eta_D = 12217 \cdot 0,98 \cdot 0,7 = 8552 \text{ кВт.}$$

Розрахунок ефективності роботи СЕУ

Отже, розраховані потоки енергії в окремих елементах СЕУ. Визначення коефіцієнтів корисної дії та коефіцієнтів використання теплоти є перевіркою правильності розрахунків і відповідності цих показників реальним значенням для прийнятого обладнання.

Необхідно враховувати, що це обладнання працює в складі СЕУ, має різні функціональні зв'язки між собою, на різних режимах роботи судна, як вказувалося вище, працюють різні за призначенням та кількістю види обладнання, тому заключна частина розрахунків ставить питання визначення ефективності роботи СЕУ як суднового комплексу на окремих режимах. Розглянемо два такі режими: ходовий та стоянки з вантажними операціями.

Ходовий режим. На ходовому режимі працюють ГД, УК, ВОУ та один ДДГ.

Від ГД потужність передається через валопровід на рушій, де існують втрати механічної енергії, що переходять в теплову, $Q_{\text{тв}}$ та Q_D .

ККД пропульсивного комплексу визначимо за виразом

$$\eta_e^{\text{ПК}} = \frac{N_R}{Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}}} = \frac{8552}{27548} = 0,35$$

Використовуючи результати розрахунків потоків енергії в окремих елементах СЕУ, розробляють діаграму розподілу теплової енергії, що виділилася при спалюванні палива, у названих вище елементах СЕУ, під час роботи на ходовому режимі та на режимі стоянки з вантажними операціями.

Коефіцієнт використання теплоти в СЕУ на ходовому режимі

$$(\eta_{\text{вТ}}^{\text{СЕУ}})_{\text{хр}} = \frac{N_R + N_{\text{ел}} + Q_S^{\text{УПГ}} + Q_{\text{воу}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}}} = \frac{8552 + 2218 + 1777 + 965}{27548 + 5183} = 0,445$$

ККД СЕУ на ходовому режимі

$$(\eta_e^{\text{СЕУ}})_{\text{хр}} = \frac{N_R + N_{\text{ел}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}}} = \frac{8552 + 2218}{27548 + 5183} = 0,362$$

На стоянці з вантажними операціями працюють два ДДГ та ДК. Коефіцієнт використання теплоти в СЕУ на режимі стоянки з вантажними операціями співпадає з ККД СЕУ і дорівнює

$$(\eta_{\text{вТ}}^{\text{СЕУ}})_{\text{ст.з.во}} = \frac{2 \times N_{\text{ел}} + \Delta Q_{\text{пар}}^{\text{ДК}}}{2 \times Q_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = \frac{2 \times 2218 + 2843}{2 \times 5183 + 3466} = 0,528$$

Висновок: В розділі приведено розрахунок теплової схеми установки, підібрано енергетичне обладнання та обґрунтовано його вибір.

Розраховані потоки енергії в СЕУ та визначено її ефективність.

3.15. Визначення основних параметрів систем СЕУ. Розробка, розрахунок і комплектація системи охолодження

3.15.1 Паливна система

Призначення і склад

Паливна система складається з:

- системи прийому, зберігання і перекачування палива;
- системи сепарації палива;
- паливних систем ГД і ДДГ.

Система прийому, зберігання і перекачування палива складається з:

– трубопроводу прийому і перекачування ВВП, що забезпечує прийом палива в цистерни основного запасу, перекачування палива з дудь-яких цистерн запасу у відстійну, видачу палива з судна;

- трубопроводу прийому і перекачування МВП.

Система сепарації палива забезпечує прийом ВВП і МВП з відстійної цистерни, очищення його в сепараторах і подачу у витратні цистерни.

Паливна система ГД і ДДГ складається з:

- витратно-паливного трубопроводу ГД і ДДГ;
- дренажного трубопроводу.

Витратно-паливний трубовід забезпечує подачу ВВП або МВП з витратних цистерн підкачуючими електронасосними агрегатами на підігрів ВВП (МВП без підігріву) і подачу його через фільтр до ПНВТ.

Дренажний трубовід забезпечує:

- зливання відстою і протікань від паливних і масляних цистерн і фільтра палива в піддони;
- зливання з піддонів у цистерну збору нафтовідходів;
- зливання від паливних насосів дизеля.

3.15.2 Вимоги Регістру до системи

До паливної системи Регістр висуває наступні вимоги [18]:

– зміювики і елементи електропідігрівачів повинні розташовуватися в найнижчих частинах цистерни;

– кінці приймальних паливних труб у витратних і відстійних цистернах повинні розташовуватися над зміювиками підігріву і елементами електропідігрівачів так, щоб по можливості зміювики і елементи їх не оголялися;

– максимальна температура підігріву палива в цистернах повинна бути на 15 °С нижче за температуру спалаху палива;

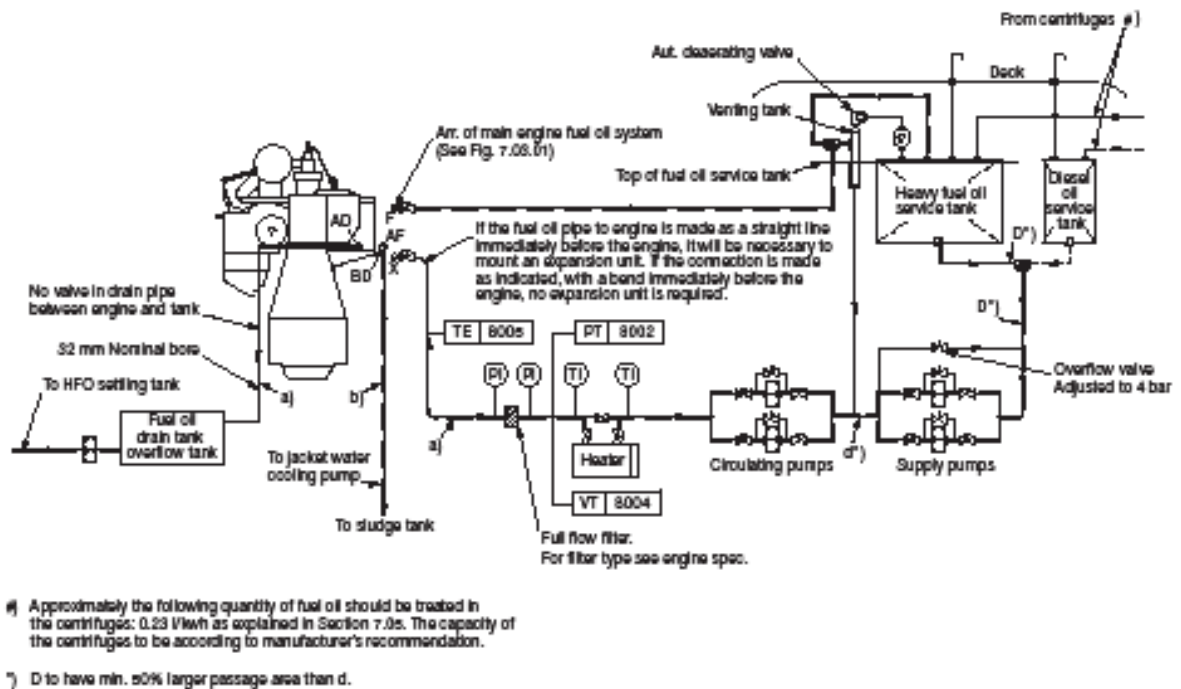
- допускається підігрів палива у витратних, відстійних та інших цистернах систем подачі палива до двигунів і котлів до температури, що перевищує вищезгадану, за наступних умов:
- довжина повітряних труб цих цистерн або застосування охолоджуючих пристроїв дозволить понизити температуру парів, що виходять, до рівня принаймні на 15 °C нижче за температуру спалаху;
- на повітряних трубах будуть застосовані чутливі елементи, що подають попереджувальний сигнал при перевищенні граничної температури, встановленої на 15 °C нижче за температуру спалаху;
- буде виключена можливість проникнення парів з верхньої частини цистерни і повітряного трубопроводу в машинні приміщення;
- закриті простори не розташовуватимуться безпосередньо вище за ці паливні цистерни, за винятком добре вентильованих кофердамів;
- кінці повітряних труб будуть обладнані полум'яперериваючими сітками;
- для видалення води на витратних і відстійних цистернах повинні встановлюватися оглядові стекла. За наявності піддонів замість стекол допускається застосування відкритих воронок;
- цистерни, насоси, фільтри та інше устаткування в місцях можливого витоку палива повинні забезпечуватися піддонами;
- внутрішній діаметр стічних труб повинен бути не менше 25 мм;
- наповнювальні трубопроводи цистерн, розташованих вище подвійного дна, повинні приєднуватися до верхніх частин цистерн. Якщо це здійснити не можна, наповнювальні труби повинні мати неповоротні клапани, встановлювані безпосередньо на цистернах. Коли наповнювальна труба використовується як приймальня, замість неповоротного клапана слід встановлювати замковий клапан з дистанційним закриттям, виведеним в доступне місце за межами приміщення, в якому знаходиться цистерна;
- устаткування паливної системи повинне забезпечити підведення палива, належним чином підготовленого і очищеного в ступені, що вимагається для даного двигуна;
- підведення палива до головних і допоміжних двигунів повинне проводитися від двох витратних цистерн для кожного роду палива, або повинні передбачатися еквівалентні пристрої;
- місткість кожної цистерни повинна бути достатньою для 8-годинної роботи головних і допоміжних двигунів і котлів на максимальному експлуатаційному навантаженні;
- використання відстійної цистерни як витратної не допускається;
- устаткування паливної системи двома витратними цистернами для кожного роду палива, і еквівалентні заміни, що відповідають вимогам для більшості паливних систем, що широко використовуються;
- відступ від цих вимог може бути допущений Регістром для суден обмеженого району плавання валовою місткістю менше 500 т, а також для суден технічного флоту;
- паливні фільтри, встановлювані на трубопроводах підведення палива до двигунів, повинні забезпечити його очищення без припинення роботи двигуна;
- підведення палива до дизель-генераторів, призначених для використання як аварійні, повинне здійснюватися від автономної витратної цистерни, розташованої в приміщенні АДГ. Не

допускається витрачання палива з цієї цистерни іншими споживачами. Об'єм цистерни повинен забезпечити роботу АДГ протягом вказаного часу.

3.15.3 Устаткування паливної системи (рис. 5.1)

Приймаємо до установки один паливоперекачуючий насос ВВП марки Ш-80-2,8-38/2,5Б-23 з подачею 38 м³/годину і тиском 0,4 МПа.

Приймаємо до установки один паливоперекачуючий насос МВП марки Ш-40-4-8/4Б-9 з подачею 8 м³/годину і тиском 0,4 МПа.



179.52.19-24

- Diesel oil
- Heavy fuel oil
- - - - - Heated pipe with insulation
- a) Tracing fuel oil lines: Max.150°C
- b) Tracing drain lines: By jacket cooling water

Рисунок 5.1 Паливна система двигуна 6X62

Приймаємо до установки два сепаратори ВВП МАРХ-207.

Приймаємо для установки два паливопідкачуючих насоси ЗВ-8/25-12/10Б з подачею 3 м³/годину і тиском 0,4 МПа.

Приймаємо для установки два циркуляційні насоси ШФ20-25-9/2,5 з подачею 9 м³/годину і тиском 0,2 МПа

3.15.4 Система масляна

Призначення і склад системи

Система змащення призначена для прийому, перекачування, зберігання, очищення і подачі масла до місць охолодження і змащення деталей головних і допоміжних машин і механізмів, а також для видачі його іншим суднам.

Система змащення поділяється на трубопроводи: приймання, перекачування, системи циркуляційного змащення, системи сепарації масла, дренажної системи, системи підігріву масла.

Найскладнішу систему змащення мають дизельні установки великої потужності, які можуть включати наступні незалежні системи:

- напірну циркуляційну змащення ГД та охолодження поршнів ГД (якщо вони охолоджуються маслом);

- гравітаційну (або циркуляційну) систему змащення агрегатів ГТН;

- напірну циркуляційну систему приводів паливних насосів;

- лінійну систему змащення циліндрів;

- циркуляційну систему змащення редукторів;

- напірну систему змащення допоміжних двигунів.

Система змащення ГД повинна обслуговуватися двома циркуляційними насосами змащення, один з яких є резервним із незалежним приводом.

Кількість необхідного масла в системі залежить від кратності його циркуляції та може бути визначена по питомому об'єму (в середньому).

Циркуляційна система дизелів характеризується наступними показниками:

- кратністю циркуляції масла;

- питомим маслопотокм;

- питомою місткістю.

На судні зберігається запас масла, який їде на заповнення втрат і на зміну масла в циркуляційній системі ГД у разі аварійного обводнення його морською водою або забруднення після закінчення терміну служби масла.

Для даного судна, яке проектується, масляна система складається з:

1) трубопровода прийому, перекачування і сепарації масла, призначеного для:

- прийому циркуляційного масла в цистерни запасу;

- прийому масла для компресорів у запасно-витратну цистерну;

- відкачування і сепарації масла із стічно-циркуляційної цистерни;

- відкачування масла в цистерну відпрацьованого масла і видача його на борт;

- подачі масла з цистерни запасу в циркуляційну цистерну ГД;

- подачі масла в маслобаки ДДГ.

2) трубопровода циркуляційного масла, призначеного для:

- прийому масла насосами циркуляційного масла із стічно-циркуляційної цистерни;

- подачі масла через маслоохолоджувачі, масляні фільтри на змащування двигуна і охолодження поршнів;

- зливання масла з двигуна в стічно-циркуляційну цистерну.

3) трубопровода збирання протікань масла.

Вимоги Правил Російського морського реєстру судноплавства, що висуваються до системи

До системи змащення Регістр висуває наступні вимоги [18]:

- кінцівки зливних труб з картера двигуна в стічно-циркуляційну цистерну повинні бути розташовані так, щоб під час роботи двигуна вони були постійно занурені в масло;
- зливні труби двох і більше двигунів не повинні з'єднуватися між собою;
- в системі циркуляційного масла повинна бути передбачене ефективне очищення масла, при цьому повинні бути встановлені:
 - а) на всмоктувальному трубопроводі насоса зубчастих передач, як правило, магнітний фільтр;
 - б) на всмоктувальному трубопроводі насоса – один фільтр зрідкого очищення (сітка);
 - в) на нагнітальному трубопроводі насоса ГД – два паралельні фільтри, або один фільтр, що самоочищається;
- пропускна спроможність кожного фільтра повинна перевищувати на 10 % найбільшу подачу насоса;
- система змащувального масла повинна забезпечуватися необхідними контрольно-вимірювальними приладами;
- манометр, що показує тиск масла за маслоохолоджувачем, повинен бути винесений на пост керування.

Устаткування масляної системи (рис. 5.2 і 5.3)

Приймаємо до установки два циркуляційні насоси змащування ГД ЗМН250/4,0 з подачею по 250 м³/годину кожний і тиском 0,4 МПа.

Приймаємо до установки два насоси ШФ5-25-3,6/4Б-5 системи автономного змащування приводів ГД з подачею 3,6 м³/годину і тиском 0,4 МПа.

Приймаємо до установки один маслоперекачуючий насос Ш40-6-18/4Б-5 подачею 18 м³/годину і тиском 0,4 МПа.

Приймаємо до установки на судно двох сепараторів типу МАРХ-207 пропускною спроможністю 3,5 м³/годину.

Приймаємо до установки насос відкачування шламів ЗВН5/5 подачею 5 м³/годину і тиском 0,5 МПа.

Lubricating and Cooling Oil System

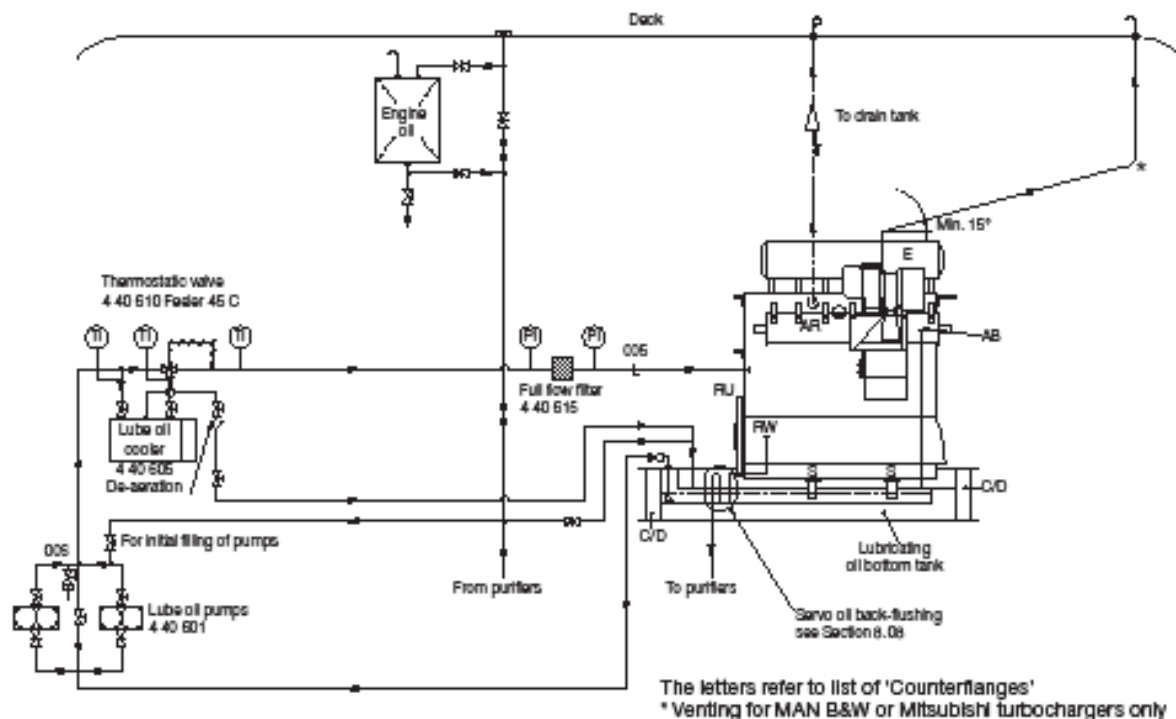


Fig. 8.01.01 Lubricating and cooling oil system

122 92 84-4.4

Рисунок 5.2 Масляна система двигуна 6X62

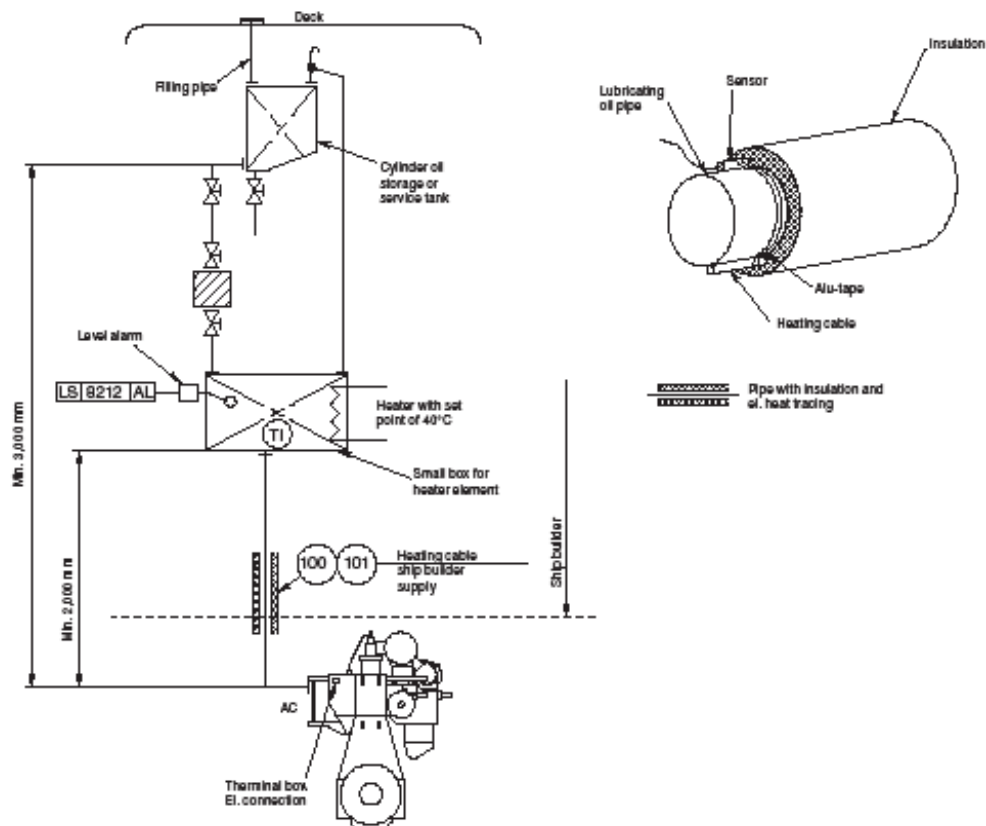


Fig. 9.02.02a: Cylinder lubricating oil system

129 49 92-4.1

Рисунок 5.3 Система підготовка масла лубрикаторного змащення циліндрів двигуна 6X62

3.15.5 Система охолодження

Призначення і склад системи

Система охолодження призначена для відведення теплоти від втулок циліндрів, кришок, поршнів, випускних клапанів, ресиверів, форсунок, ГТН головних і допоміжних дизелів, підтримки в них температурного режиму, що забезпечує оптимальне протікання теплового процесу і мінімальний знос деталей і вузлів.

Як охолоджуючий агент у суднових дизелях використовують воду і масло, а для охолодження форсунок – також дизельне паливо.

У суднових дизелях найбільш поширена двоконтурна система охолодження: прісна вода (або масло) охолоджує безпосередньо деталі дизеля, а забортна вода охолоджує у водяних охолоджувачах прісну воду (масло або повітря).

До основних елементів системи охолодження відносять насоси і теплообмінні апарати, а також прилади і пристрої автоматичного контролю, сигналізації та керування роботою системи.

У системах охолодження дизелів застосовують водо-водяні теплообмінники прісної води, що охолоджуються забортною водою, водо-масляні для масла, що охолоджує поршні (а також змащувального циркуляційного масла), водо-повітряні наддувочного повітря.

Вимоги Регістру до системи

До системи охолодження Регістр висуває наступні вимоги [18]:

- система охолодження забортною водою одного ГД повинна бути обладнана двома насосами, один з яких є резервним. Подача резервного насоса повинна бути не менше за подачу основного насоса. Принаймні один з насосів повинен мати незалежний привід;
- система охолодження ГД прісною водою повинна відповідати цим же вимогам;
- допускається мати один загальний резервний насос з незалежним приводом для прісної води і забортної води, подача якого повинна бути не менше за подачу основних насосів;
- при цьому повинні бути вжиті заходи, що не допускають змішання забортної та прісної води;
- у системі охолодження забортною водою двох і більше ГД, що обслуговуються кожний окремим насосом охолодження, повинен встановлюватися один резервний насос з незалежним приводом, який забезпечує роботу кожного з двигунів на максимальному навантаженні;
- резервний насос може не передбачатися за наявності на судні запасного насоса, доступного до монтажу в суднових умовах;
- система охолодження прісною водою повинна відповідати цим же вимогам;
- допускається встановлювати один загальний резервний насос із незалежним приводом, подача якого повинна забезпечувати охолодження прісною і забортною водою будь-якого з двигунів; при цьому повинні бути вжиті заходи, що не допускають змішання забортної та прісної води;
- охолодження декількох двигунів допускається проводити одним насосом із незалежним приводом. У цьому випадку подача насоса повинна бути достатньою для одночасного охолодження всіх двигунів при роботі їх на максимальному навантаженні. При цьому повинен бути передбачений один резервний насос, подача якого повинна бути не менше за подачу основного насоса, що охолоджує всі двигуни;

– на охолоджуючому трубопроводі перед кожним двигуном повинен бути передбачений клапан для регулювання кількості охолоджуючої води. В установках із знаком автоматизації в символі класу повинні передбачатися окремі резервні насоси охолодження для прісної та заборотної води, подача яких повинна бути не менше за подачу основних насосів;

– якщо кожний з допоміжних двигунів має самостійний насос водяного охолодження, резервні насоси для цих двигунів не потрібні. Якщо для групи допоміжних двигунів передбачається загальна система охолодження, достатньо мати один резервний насос для системи прісної та заборотної води. У з'єднаній системі охолодження головних і допоміжних двигунів резервні насоси для охолодження допоміжних двигунів не потрібні;

– для дизель-генераторів, що знаходяться в постійній готовності (зарядному резерві), при необхідності повинне передбачатися постійне прокачування їх зарядною водою;

– як резервні охолоджуючі насоси можуть застосовуватися баластні, осушні або інші насоси загальносуднового призначення, що використовуються тільки для чистої води. Застосування для цієї мети пожежних насосів допускається за умови виконання вимог "Противопожарного захисту";

– у незалежній системі охолодження поршнів повинен бути передбачений резервний насос з подачею не менше за подачу основного насоса;

– у незалежній системі охолодження форсунок повинен бути передбачений резервний насос з подачею не менше за подачу основного насоса;

– система охолоджуючої води повинна обслуговуватися не менше ніж двома кінгстонами (днищовим і бортовим), розташованими у машинному відділенні і сполученими між собою. На вантажних судах обмежених районів плавання II, II СП, III СП, III число кінгстонів є в кожному випадку предметом спеціального розгляду Регістром;

– на приймальних магістралях охолоджуючої заборотної води головних і допоміжних ДВЗ слід встановлювати фільтри. Фільтри повинні бути обладнані пристроєм, що дозволяє переконатися у відсутності тиску перед їх розкриттям. Повинна передбачатися можливість очищення фільтрів без припинення роботи охолоджуючих насосів;

– повинна бути передбачена розширювальна цистерна, рівень води в якій повинен бути вищим за максимальний рівень води в двигуні. Розширювальна цистерна повинна приєднуватися до приймальних трубопроводів насосів, і може бути загальною в системі охолодження декількох двигунів. Цистерна повинна бути обладнана пристроєм контролю рівня рідини;

– у системі охолодження двигунів розташування відливного трубопроводу заборотної води повинне забезпечувати заповнення водою найвищих охолоджуваних полостей двигунів, водо- і маслоохолоджувачів, а також виключати утворення застійних зон;

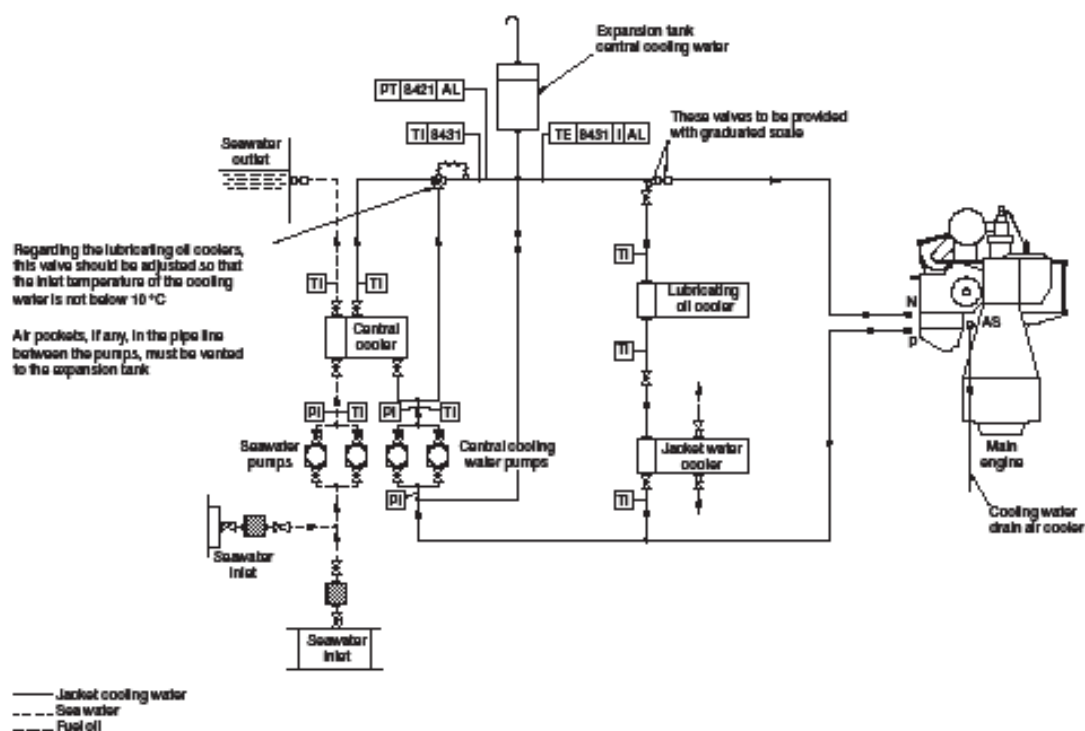
– система охолодження повинна бути обладнана термометрами і пристроєм для регулювання температури охолоджуючої води.

Розрахунок основних елементів системи

Розрахунок основних елементів системи проводиться відповідно до рекомендацій [28; 29] і виконаний у табл. 5.1.

Устаткування системи охолодження (рис. 5.4, 5.5 і 5.6)

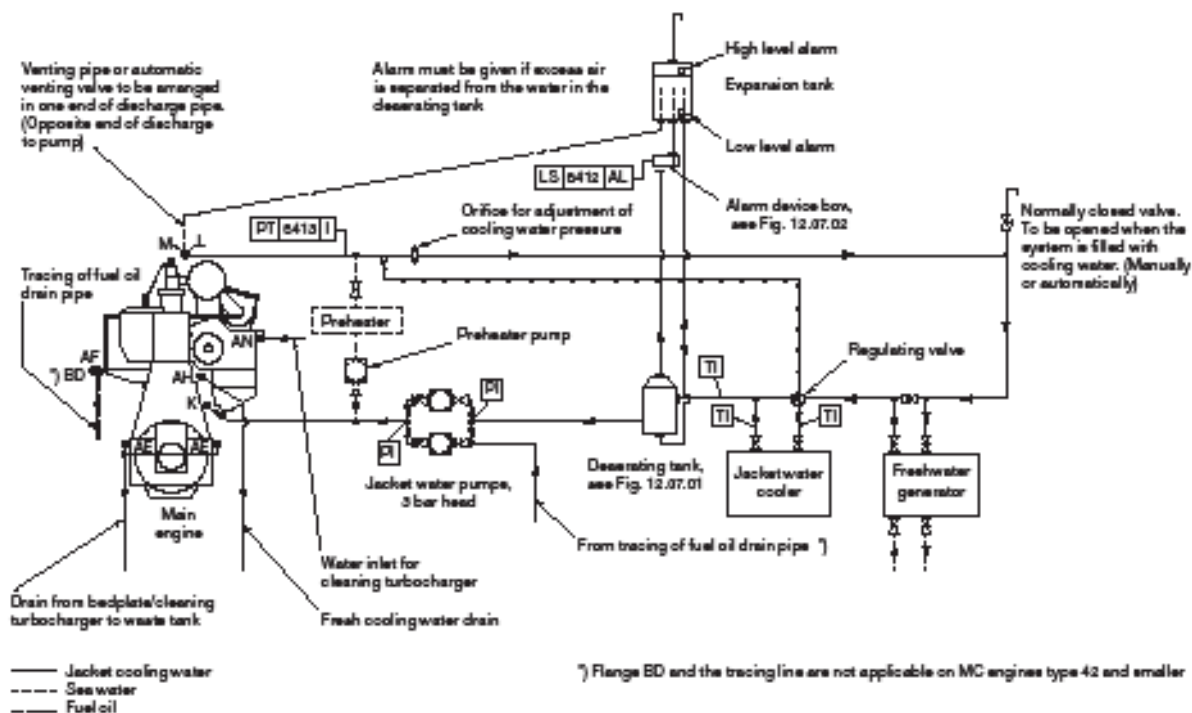
Central Cooling Water System



The letters refer to list of 'Counterflanges', Fig. 5.10.01

Рисунок 5.4 Система охолодження прісною водою двигуна 6X62

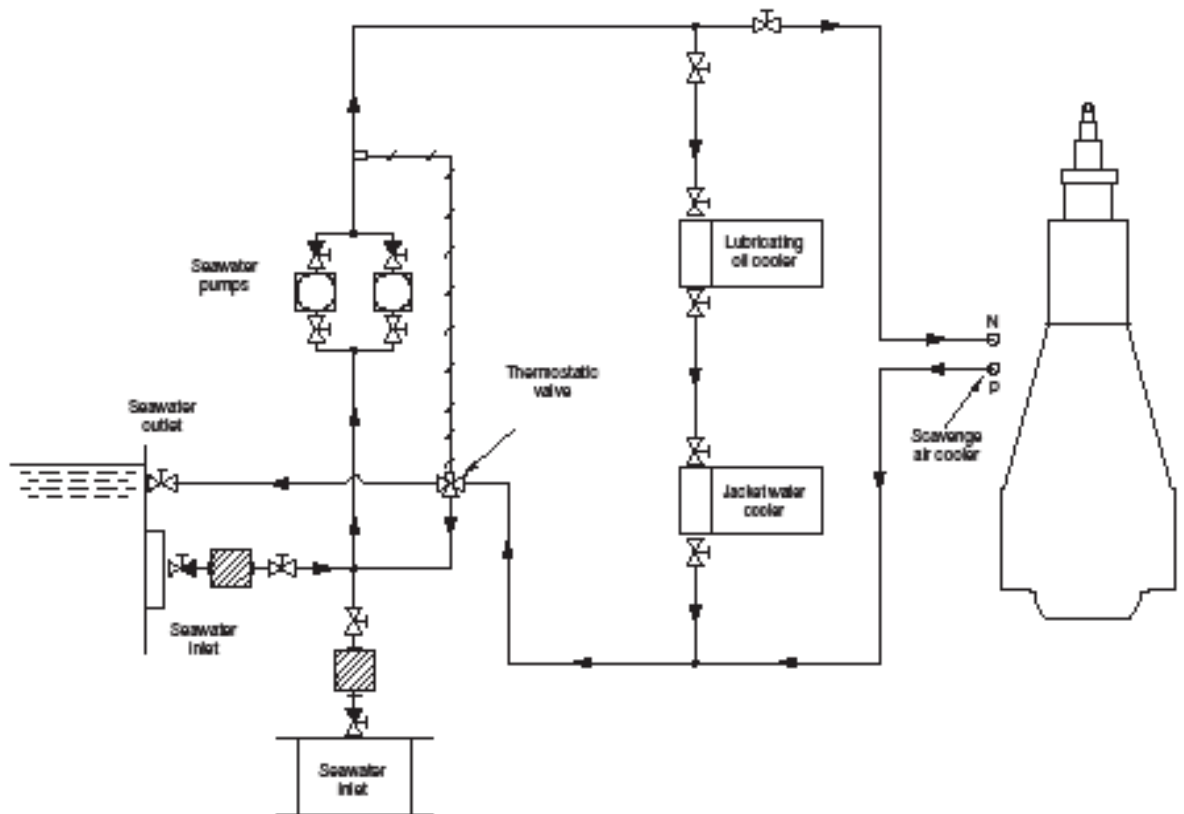
Jacket Cooling Water System



The letters refer to list of 'Counterflanges', Fig. 5.10.01

Рисунок 5.5 Система охолодження сорочки циліндрів двигуна 6X62

Seawater Cooling System



100 20 13-2.5

The letters refer to list of 'Counterflanges'

Рисунок 5.6 Система охолодження забортною водою двигуна 6X62

Приймаємо до установки основне обладнання системи охолодження СЕУ:

- головний циркуляційний насос прісної води ГД типу НЦВ 160/20 з подачею 160 м³/годину при напорі 20 м вод. ст. у кількості 4 штук, два резервні;
- циркуляційний насос прісної води ДДГ типу НЦВ 10/40 з подачею 10 м³/годину при напорі 40 м вод. ст. у кількості 2 штук;
- холодильник прісної води ГД кожухотрубного типу з площею теплообміну 25 м² у кількості 2 штук;
- холодильник прісної води ДДГ кожухотрубного типу з площею теплообміну 3,0 м² у кількості 2 штук;
- місткість цистерни запасу прісної води – 4,1 м³;
- місткість розширювальних цистерн ГД і ДДГ складають відповідно 1,58 м³ та 0,16 м³;
- насос забортної води ГД марки НЦВ 250/30 з подачею 250 м³/годину при напорі 30 м. вод. ст. у кількості 2 штук;
- насос забортної води ДДГ марки НЦВ 25/20 з подачею 25 м³/годину при напорі 20 м. вод. ст. у кількості 2 штук;
- фільтр забортної води сітчастого типу з поверхнею фільтрації 2 м² у кількості 4 штук.

3.15.6 Система пускового повітря

Призначення і склад системи

Системи стиснутого повітря застосовуються на суднах із СЕУ будь-якого типу. Найбільш розповсюджені ці системи на дизельних (транспортних і промислових), а також на газотурбінних суднах. Системи стиснутого повітря розділяють на системи низького (до 1 МПа), середнього (до 3 МПа) і високого (більше 5 МПа) тиску. Повітря низького тиску використовується на господарські потреби судна; середнього – в основному для пуску і реверсу ДВЗ, а високого – для керування ГД і для інших цілей.

До складу системи стиснутого повітря входять поршневі електрокомпресори (рідше з іншим приводом), масловологовідділювачі, балони для зберігання повітря, балоки осушення, трубопроводи зі штуцерними з'єднаннями, редукційні клапани та інша арматура, контрольно-вимірвальні прилади і елементи автоматичного регулювання системи.

Для пуску головних і допоміжних двигунів транспортних суден до складу системи включають балони, тиск повітря в яких складає 2,5...3,0 МПа, а на невеликих суднах, з метою зниження заборитив, він може досягати 7,0...8,0 МПа.

Вимоги Регістру до системи

Система стиснутого повітря ГД повинна забезпечувати одночасний пуск і реверсування всіх ГД.

Запас стиснутого повітря для пуску ГД і роботи систем керування двигунами повинен зберігатися не менше ніж в двох повітрозберігачах або в двох групах повітрозберігачів, встановлених так, щоб користування ними могло бути незалежним; при цьому в одному з цих двох повітрозберігачів або в кожній групі повітрозберігачів повинен зберігатися запас стиснутого повітря в кількості не менше половини від того, що вимагається.

Запас стиснутого повітря у всіх повітрозберігачах, призначених для пуску і реверсування ГД, повинен забезпечувати не менше 12 пусків поперемінно на передній і задній хід кожного двигуна, підготовленого до дії, але не працюючого, а також дія систем керування двигунами. Для суден із льодовими посиленнями, а також криголамів загальний запас пускового повітря є в кожному випадку предметом спеціального розгляду Регістром.

Загальний запас стиснутого повітря для пуску ГД, сполучених з ГРК або з іншими механізмами, що забезпечують можливість пуску двигуна без навантаження, повинен бути достатнім для виконання не менше ніж шести пусків кожного двигуна, підготовленого до дії, але не працюючого, а за наявності більше двох двигунів – не менш три пуски кожного двигуна. При цьому повинна забезпечуватися також робота систем керування двигунами.

Для пуску допоміжних двигунів повинен бути передбачений принаймні один повітрозберігач місткістю, достатньою для виконання шести пусків підготовленого до дії одного двигуна найбільшої потужності. За узгодженням з Регістром такий повітрозберігач може не встановлюватися. У цьому випадку повинна передбачатися можливість пуску допоміжних двигунів від одного повітрозберігача або однієї групи повітрозберігачів ГД.

Допускається використання запасу пускового повітря з одного повітрозберігача або однієї групи повітрозберігачів ГД, для роботи тифона і на господарські потреби. Це допускається за умови збільшення місткості повітрозберігачів на величину, передбачену нижче для спеціального повітрозберігача тифона або за наявності автоматичної підкачки повітрозберігача або

сигналізації, що включається при падінні тиску у повітрозберігачі не більше ніж на 0,9 МПа нижче за робочий. При установці спеціального повітрозберігача для тифона його місткість повинна визначатися з умови безперервної дії тифона протягом 2 хв.; при цьому годинна подача компресора повинна бути не менше тієї, що вимагається для безперервної дії тифона протягом 8 хв.

Якщо встановлюється повітрозберігач, призначений для дії тифона і використання його для інших споживачів, місткість його повинна бути збільшена в порівнянні з розрахунковою для тифона; при цьому повинна бути передбачена автоматична підкачка повітрозберігача або сигналізація, що включається, коли у повітрозберігачі міститься запас повітря, що вимагається тільки для тифона.

Повітрозберігачі допоміжних двигунів допускається поповнювати повітрям з повітрозберігачів ГД, при цьому повинна виключатися можливість перепуску повітря у зворотному напрямі. Кількість основних компресорів на суднах повинна бути не менше двох. Загальна подача основних компресорів повинна бути достатньою для заповнення протягом 1 години повітрозберігачів для пуску ГД, починаючи від атмосферного тиску і до робочого тиску, необхідного для виконання числа пусків і маневрів.

Для суден, ГД яких пускаються без навантаження, один з основних компресорів може бути навісним. Подача окремих основних компресорів повинна бути приблизно однаковою. Подача компресорів з незалежним приводом повинна бути не менше 50 % подачі, що вимагається, всіх основних компресорів, але не менше за витрату повітря ГД. Для суден із льодовими посиленнями, працюючих на реверсних двигунах, і криголамів число і подача компресорів є в кожному випадку предметом спеціального розгляду Регістром.

На суднах, головні та допоміжні двигуни яких пускаються стиснутим повітрям, повинен бути передбачений пристрій, що забезпечує можливість пуску основних пускових компресорів протягом не більше 1 години. Для цієї мети може застосовуватися ручний компресор або дизель-компресор з ручним пуском двигуна, що заповнюють окремий повітрозберігач місткістю, достатньою для триразового пуску одного з дизель-генераторів або одного з основних компресорів, якщо він приводиться в дію ДВЗ. Окремий повітрозберігач може не встановлюватися, якщо дизель-компресор або ручний компресор може заповнити у вказаний період часу найменший з повітрозберігачів.

При живленні від АДГ електродвигуна компресора, який може заповнити один із вказаних у даному пункті повітрозберігач, установка такого пристрою може не передбачатися.

На трубопроводі після кожного компресора повинні бути встановлені невозвратно-запірні клапани. На трубопроводі, що подає повітря до кожного двигуна, перед його пусковим клапаном повинен бути встановлений неповоротний клапан.

Якщо в конструкції двигуна передбачаються пристрої, що запобігають розповсюдженню вибуху, установка такого клапана необов'язкова.

Температура повітря або стиснутих газів, що поступають у повітрозберігач, не повинна перевищувати 90 °С. У необхідних випадках повинні бути передбачені відповідні охолоджувачі. Трубопроводи стиснутого газу з газовіддіркових пристроїв не повинні прокладатися під настилом МВ.

Трубопроводи повинні прокладатися по можливості прямолінійно з невеликим ухилом для спуску води. Трубопроводи не повинні мати ухилу у напрямі головного пускового клапана двигуна.

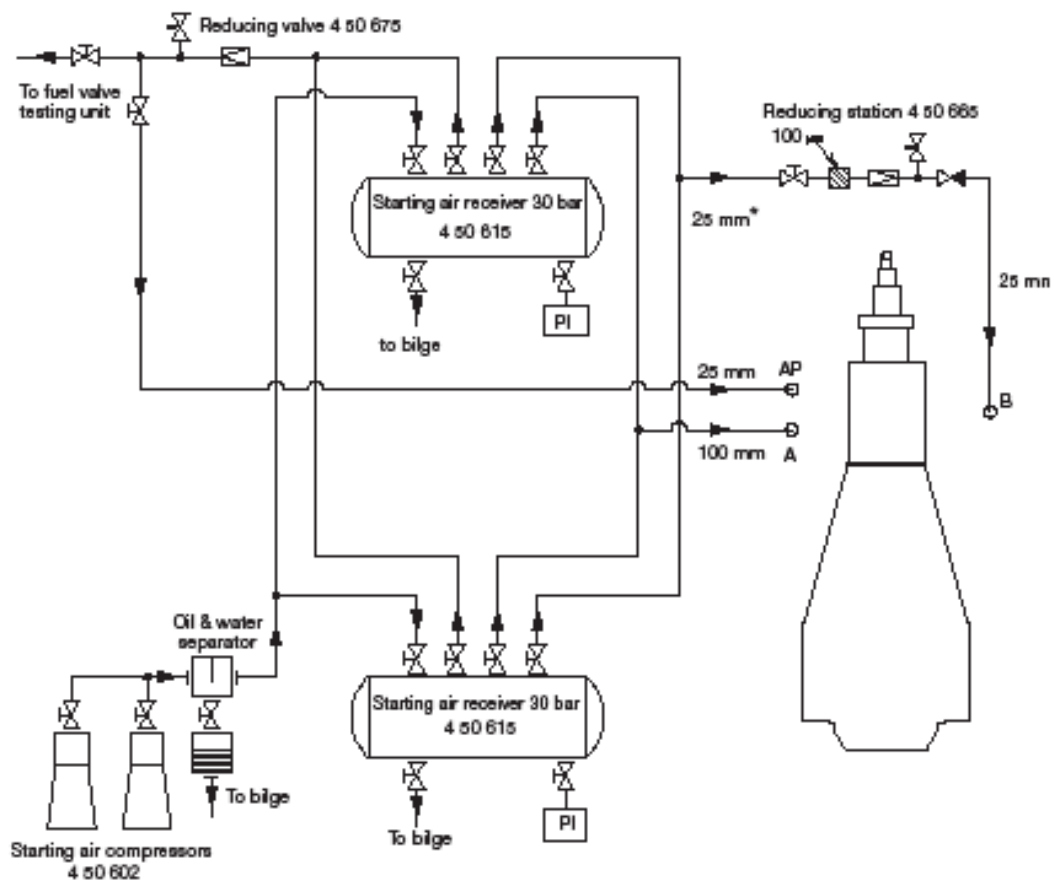
На трубопроводах між компресорами і повітроздерігачами повинні бути передбачені пристрої для видалення води і масла, якщо вони відсутні на самих компресорах. Якщо від запобіжних клапанів і легкоплавких пробок, встановлених на повітроздерігачах, стиснуте повітря виводиться зовні МВ, поперечний перетин трубопроводів повинен бути не менше двократного перетину запобіжних клапанів або легкоплавких пробок.

На трубопроводах повинні бути передбачені пристрої для видалення води.

Устаткування системи пускового повітря (рис. 5.7)

Приймаємо до установки два електрокомпресори ЕКП210/25М з подачею по 210 м³/годину кожний і тиском 2,5 МПа.

Starting and Control Air Systems



* The size of the pipe depends on the length of the piping

Рисунок 5.7 Система стиснутого повітря двигуна 6X62

3.15.7 Система газовідведення

Призначення та склад системи

Система газовідведення СЕУ призначена для відведення в атмосферу продуктів згоряння палива від головних і допоміжних двигунів та котлів. До її складу входять газовипускні трубопроводи, глушники шуму, компенсатори температурних розширень, УПГ та інші елементи. Для утилізації теплоти ВГ на судні встановлено утилізаційний парогенератор MISSION™ XS-2V фірми "Aalborg Industries A/S", який одночасно є й іскрозасником. Газопровід виготовлено зі спеціальних сталевих труб з приварними або вільними фланцями.

Вимоги Регістру до системи

На нафтоналивних суднах димоходи котлів головних та допоміжних двигунів, повинні бути обладнані іскрозасниками або іскровловлювачами схваленої Регістром конструкції.

Газовипускні трубопроводи мають прокладатися на відстані не менше 450 мм від паливних цистерн.

Кожний ГД повинен мати окремий газовипускний трубопровід. У необхідних випадках можуть бути відступи, узгоджені з Регістром.

В УПГ і комбінованих котлах, які за своєю конструкцією не можуть передувати без води при обігріві їх ВГ, повинні передбачатися одвідні трубопроводи з перепускними заслінками, що відключають котли від ВГ.

Газовипускні трубопроводи мають бути ізольовані ізоляційними матеріалами, подвійними стінками або екранами.

Для огляду й очищення димоходів і повітряних трубопроводів котла в необхідних місцях мають передбачатися лази та сход-трапи.

Газовипускні трубопроводи дизель-генераторів з дистанційним і автоматичним запуском повинні обладнуватися невідключними дренажними пристроями, які запобігають попаданню води у двигун. Пристрої мають бути розташовані в легкодоступних місцях і мати можливість для їх очищення. Внутрішній діаметр спускних труб цих пристроїв має бути не менше 25 мм.

Газовипускні труби двигунів, котлів, мають забезпечуватися тепловими компенсаторами. Там, де можливо, газовипускні трубопроводи повинні мати лючки для очищення и в необхідних випадках спускні крани.

Глушники й іскрозасники мають бути розташовані таким чином, щоб забезпечувати можливість їх очищення. З цією метою вони мають обладнуватися лючками, спускними кранами або пробками.

При встановленні УПГ і іскрозасників мокрого типу повинні передбачатися пристрої, що запобігають можливості попадання води у двигун. Спускні труби цих пристроїв мають направлятися у льяли МВ і мати гідрозатвори [18].

Розрахунок основних елементів системи

Діаметр газовідвідної труби від ГД

$$d_2^{ГД} = 3,18 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{\frac{g_e^{ГД} \cdot N_e^{ГД} \cdot (\alpha_{\Sigma} \cdot L_0' + 1) \cdot T_2}{\rho_2 \cdot \nu_2}} = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{0,181 \cdot 14206 \cdot (3,2 \cdot 13,1 + 1) \cdot 533}{0,105 \cdot 40}} = 1,24 \text{ м},$$

де $\alpha_{\Sigma} = 3,2$ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря для ГД (див. п. 3.3);

$L'_0 = 13,4 \text{ кг/кг}$ – теоретично необхідна кількість повітря для спалювання 1 кг палива (див. п. 3.3);

$T_2 = 533 \text{ К}$ – температура ВГ перед УПГ (див. п. 3.3);

$p_2 = 0,105 \text{ МПа}$ – тиск ВГ у газоході;

$v_2 = 40 \text{ м/с}$ – швидкість ВГ у газоході.

Діаметр газовідвідних труб від допоміжних двигунів

$$d_2^{\text{ДДГ}} = 3,18 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{\frac{g_e^{\text{ДДГ}} \cdot N_e^{\text{ДДГ}} \cdot (\alpha_{\Sigma} \cdot L'_0 + 1) \cdot T_2}{p_2 \cdot v_2}} = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{0,207 \cdot 570 \cdot (2,53 \cdot 13,5 + 1) \cdot 603}{0,105 \cdot 50}} = 0,219 \text{ м},$$

де $g_e^{\text{ДДГ}}$ – питома ефективна витрата ВВП допоміжними двигунами (див. табл. 3.3)

$$g_e^{\text{ДДГ}} = g_e^{\text{ДДГ}} \cdot \frac{42700}{39000} = 0,189 \cdot \frac{42700}{39000} = 0,207 \text{ кг/(кВт·годину)};$$

α_{Σ} – сумарний коефіцієнт надлишку повітря для допоміжного двигуна (див. табл. 3.7)

$$\alpha_{\Sigma} = \alpha \cdot \varphi_a = 2,3 \cdot 1,1 = 2,53;$$

$T_2 = 603 \text{ К}$ ($330 \text{ }^{\circ}\text{C}$) – температура ВГ (див. табл. 3.7);

$p_2 = 0,105 \text{ МПа}$ – тиск ВГ у газоході допоміжного двигуна;

$v_2 = 40 \text{ м/с}$ – швидкість ВГ у газоході допоміжного двигуна.

Діаметр газовідвідних труб від ДК, м,

$$d_2^{\text{ДК}} = 1,128 \sqrt{F_{\text{ДК}}} = 1,128 \sqrt{\frac{14,3 \cdot \alpha \cdot G_{\text{ДК}}}{\rho \cdot v_{\text{ДК}}}},$$

де $\alpha = 1,1$ – коефіцієнт надлишку повітря для горіння;

$G_{\text{ДК}}$ – витрата палива у ДК (див. п. 3.5), кг/с;

$v_{\text{ДК}} = 25 \text{ м/с}$ – допустима швидкість ВГ;

ρ – густина ВГ, кг/м³.

Густина ВГ

$$\rho = 10^3 \frac{p_2}{R_2 \cdot T_2} = 10^3 \frac{0,105}{0,287 \cdot 453} = 0,808 \text{ кг/м}^3,$$

де $R_2 = 0,287 \text{ кДж/(кг·К)}$ – газова постійна;

$T_2 = 453 \text{ К}$ – температура ВГ на виході з ДК (див. п. 3.5.6).

$$d_2^{\text{ДК}} = 1,128 \sqrt{\frac{14,3 \cdot 1,1 \cdot 0,144}{0,808 \cdot 25}} = 0,378 \text{ м}.$$

На газоходах ДДГ і ДК встановлюються глушники-іскрогасники. На газоході ГД іскрогасник непотрібний, оскільки УПГ має вбудований іскрогасник. На газоходах застосовані сальникові компенсатори.

Висновки з розділу

У даному розділі містяться опис та розрахунки основних систем СЕУ (паливна, масляна, охолодження, стиснутого повітря, газовідвідна). Було підібрано обладнання для ефективної роботи систем, визначені запаси палива, масла та стиснутого повітря, які необхідні для нормального функціонування судна.

4. Розробка питані технічної експлуатації СЕУ та безпечного несення машиної вахти

4.1. Розробка питані технічної експлуатації за рахунок дослідження впливу зазору в паливному насосі головного двигуна

Досліди проведені на експериментальній установці для випробування паливної апаратури у лабораторії кафедри СЕУ ОНМА. На установці змонтована паливна апаратура дизеля ДКРН 74/160.

Дослідження впливу зазору між втулкою плунжера і корпусом всмоктувального клапана проводилось на режимах звинтової характеристики, що відповідають циліндровій потужності $N_{eц}$ 100, 90, 80, 70 и 50 % навантаження, а також на режимі мінімально стійкої частоти обертання $n_{min}=35 \text{ хв}^{-1}$. Досліди виконані при шести різних зазорах, а саме: $d_{в.к}$ дорівнювало 5, 33, 42, 58, 84 і 100 мкм.

Якщо циклова подача із збільшенням зазору спочатку зменшується порівняно мало (при збільшенні зазору $d_{в.к}$ до 30 — 35 мкм), то при більших зазорах (понад 40 мкм) падіння $q_{ц}$ практично пропорційно збільшенню зазору. На цих режимах і при $d_{в.к} = 42$ мкм значення $d_{цц}$ порівняно мале, тобто 4,4 і 3,9 %. На режимах 0,5 $N_{e.ном}$ і мінімально стійкої частоті обертання $q_{ц}$ практично постійне при зміні зазору $d_{в.к}$ від 5 до 33 мкм. При дуже великих значеннях зазору, а саме: при $d_{в.к} = 84$ мкм і $d_{в.к} = 100$ мкм результати дослідження при $n = 120 \text{ хв}^{-1}$ і номінальній цикловій подачі, яка забезпечується за рахунок збільшення індексу паливної рейки ПНВТ — m .

Таким чином, якщо порівняти дані осцилографування при зазорах 5 і 42 мкм, то можна зробити висновок, що початок і тривалість вприскування палива змінюються незначно, а максимальний тиск, хоча й суттєво знижується, але знаходиться ще на достатньо високому рівні, при якому забезпечується якісне розпилювання палива.

З цієї причини при збільшенні зазору $d_{в.к}$ до 40 мкм не повинно відбутися помітного зниження економічності дизеля, тобто підвищення питомої витрати палива. При зазорі $d_{в.к} = 42$ мкм і більше спостерігаються вже більш значні зміни у процесі вприскування палива, що наочно демонструється порівнянням кривих тиску палива перед розпилювачем форсунки № 1 і ходу її голки.

При зростанні зазору $d_{в.к}$ з 5 до 100 мкм початок вприскування палива змістився на 1,4 ПКВ, тривалість вприскування зросла на 4,4 ПКВ, а максимальний тиск впав на 19,0 МПа. При таких змінах показників процесу вприскування палива можна очікувати помітного зниження економічності дизеля і підвищення температури відпрацьованих газів, що й спостерігається на окремих суднах. Якщо врахувати, що на суднах трапляються випадки роботи паливних насосів з ще більшими зазорами $d_{в.к}$, то можна зробити однозначний висновок про неприпустимість експлуатації дизелів.

З метою розширення гранично припустимого зазору $d_{в.к}$ в експлуатації на корпусі всмоктувального клапана були проточені лабіринтні ущільнення. Канавки ущільнення виготовлялися різної висоти, ширини, а також змінювалась їх кількість.

Для досягнення поставленої мети, перевірки зносу в вузлах паливної апаратури які подані у монографії проф. Шишкіна В.А., у роботі вирішені такі задачі:

- проведено широке експериментальне дослідження процесу паливоподачі по вивченню впливу зазору між корпусом всмоктувального клапана і втулкою плунжера $d_{в.к}$ на основні параметри процесу вприскування палива при роботі широко розповсюдженого суднового дизеля 6ДКРН

74/160-3, що працює за гвинтовою характеристикою, а також при постійному індексі паливної рейки ПНВТ;

- розроблено математичну модель, яка описує процес паливоподачі, і метод гідродинамічного розрахунку вприскування палива для систем подачі палива з ПНВТ, які мають додаткову прецизійну пару "втулка плунжера — корпус всмоктувального клапана";

- розроблено комплексний метод сумісного розрахунку вприскування палива і робочого процесу дизеля, який є теоретичною базою для розрахунково-аналітичного дослідження;

- розроблено структурну схему і програму сумісного розрахунку паливоподачі і робочого процесу дизеля на ПЕОМ;

- виконано числовий експеримент з допомогою розробленого методу і програми розрахунку і встановлена адекватність розробленої математичної моделі результатам експериментальних досліджень;

- розроблено спрощений метод розрахунку і визначення в експлуатації параметрів вприскування палива;

- вироблено практичні рекомендації по збільшенню в експлуатації дизеля гранично припустимого значення зазору $\delta_{в.к}$, при якому забезпечується якісне вприскування палива;

- об'єкт дослідження — гідродинамічний процес, що відбувається у паливній системі високого тиску дизеля;

- предмет дослідження — удосконалення процесів паливоподачі суднових малообертових дизелів, та аналіз гідродинамічного процесу, що відбувається у паливній системі високого тиску дизеля;

Методика дослідження. У роботі використані експериментальні методи вимірювання, а також розрахунково-аналітичні методи дослідження.

Експериментальні дослідження здійснювалися в лабораторії кафедри СЕУ і ТЕ ОНМУ на спеціальній установці для дослідження гідродинамічних процесів у системах паливоподачі суднових дизелів, на якій була встановлена реальна паливна апаратура суднового дизеля 6ДКРН 74/160.

При експериментальному дослідженні використовувалась сучасна електронна вимірювальна апаратура. Реєстрація параметрів, які характеризують досліджувані процеси у паливній апаратурі, здійснювались осцилографуванням. Вибір засобів вимірювання здійснювався за оцінкою достовірностей результатів вимірювань за допомогою методів теорії похибок. Обробка результатів експериментальних вимірювань здійснювалась з використанням методів математичної статистики. Розрахунково-аналітичне дослідження проводилося за допомогою сучасних ПЕОМ на базі розробленого комплексного метода розрахунку, який базується на сучасній теорії процесів паливоподачі і робочого процесу дизеля.

Реалізація результатів роботи. Практичні рекомендації з оптимальної експлуатації систем паливоподачі, які мають ПНВТ із зазором $\delta_{в.к}$ між корпусом всмоктувального клапана і втулкою плунжера, впроваджені у Чорноморському морському пароплаванні на суднових дизелях виробництва Брянського машинобудівного заводу і фірми "Бурмейстер і Вайн"; у державній судноплавній компанії UKMAR SHIPMANAGEMENT LTD, на Одеському судноремонтному заводі "Україна", а також у Алжирському морському пароплаванні і Алжирському морському інституті м. Бусмаїл.

У вступі обґрунтована актуальність теми, сформульовані мета і задачі дослідження, зазначені новизна і практична цінність результатів роботи, дається її коротка характеристика.

— аналіз експлуатації систем паливоподачі з ПНВТ, які мають технологічний зазор $d_{b,k}$ між втулкою плунжера і корпусом всмоктувального клапана;

— огляд і аналіз методів розрахунків процесів впорскування палива і методів розрахунків робочого процесу дизеля;

Наявність зазору $d_{b,k}$ при розробці конструкції ПНВТ була обумовлена необхідністю переміщення втулки плунжера вздовж осі з метою зміни кута початку (випередження) впорскування j_{on} під час експлуатації суднових дизелів є прозорим рішенням у конструкції ПНВТ, тому що це дозволяє встановлювати оптимальний кут j_{on} при зміні сорту палива і зношенні деталей ЦПГ, тобто зрештою підвищувати економічні показники дизелів у експлуатаційних умовах.

Однак результати експлуатації великої кількості дизелів ПО БМЗ ДКРН-3 і ДКРН-4 виявилися суперечливими. Багато хто з механіків взагалі не висував жодних претензій до вузла "втулка плунжера — корпус всмоктувального клапана", при цьому вони не відмічають помітного впливу зазору в цьому вузлі на експлуатаційні показники дизелів. Інші механіки суден, як серйозний недолік ПНВТ цих дизелів відмічають суттєвий вплив на показники дизеля наявності зазору у вказаному вузлі насоса.

Збільшений зазор $d_{b,k}$ може в період впорскування палива привести до великих протічок палива з надплунжерної порожнини насоса у всмоктувальну порожнину. Природно, у цьому випадку знижується тиск палива (як максимальний, так і середній) під час впорскування, погіршується якість розпилювання палива, а для забезпечення заданої потужності двигуна, тобто циклової подачі палива, необхідно збільшувати тривалість впорскування. Останнє нерідко, частіше за все на режимах повної потужності, може помітно знизити економічність двигуна (підвищити питому витрату палива) і збільшити температуру відпрацьованих газів (підвищити теплову напруженість деталей ЦПГ). На режимах часткових навантажень це також приводить до неповного згоряння палива, а отже до нагароутворення на деталях ЦПГ та у проточній частині газотурбонагнітача, зниження ресурсу роботи дизелів і до забруднення довкілля. Великі зазори $d_{b,k}$ особливо негативно впливають на роботу дизелів на режимах малих навантажень, при пусках і на мінімально стійкій частоті обертання.

Таким чином, має практичний інтерес дослідження впливу зазору $d_{b,k}$ на процес впорскування палива та на робочий процес дизеля і встановлення на цій основі граничного значення вказаного зазору, при якому буде ще забезпечена робота двигуна при заданих заводом-виробником параметрах.

Сучасні методи розрахунку паливоподачі у насосах високого тиску не прийнятні для розрахунку процесу впорскування палива у випадку встановлення на двигуні золотникових насосів зі всмоктувальним клапаном і зазором між корпусом цього клапана і втулкою плунжера насоса. В існуючих методах відсутній облік витоків палива через зазор $d_{b,k}$ в період нагнітального ходу плунжера. Немає і формули, яка дозволяє розраховувати витoki палива через зазор $d_{b,k}$ у процесі розрахунку подачі палива насосом.

Дослідження впливу зазору між втулкою плунжера і корпусом всмоктувального клапана проводилось на режимах звинтової характеристики, що відповідають циліндровій потужності N_{ec} 100, 90, 80, 70 и 50 % навантаження, а також на режимі мінімально стійкої частоти обертання

$n_{\text{тпн}}=35 \text{ хв}^{-1}$. Досліди виконані при шести різних зазорах, а саме: $d_{\text{в.к}}$ дорівнювало 5, 33, 42, 58, 84 і 100 мкм.

При змінах показників процесу впорскування палива можна очікувати помітного зниження економічності дизеля і підвищення температури відпрацьованих газів, що й спостерігається на окремих суднах. Якщо врахувати, що на суднах трапляються випадки роботи паливних насосів з ще більшими зазорами $d_{\text{в.к}}$, то можна зробити однозначний висновок про неприпустимість експлуатації дизелів.

З метою розширення гранично припустимого зазору $d_{\text{в.к}}$ в експлуатації на корпусі всмоктувального клапана були проточені лабіринтні ущільнення. Канавки ущільнення виготовлялися різної висоти, ширини, а також змінювалась їх кількість.

Аналіз дослідних даних дозволяє зробити однозначний висновок про те, що проточка канавок привела до зменшення витоків палива через зазор, в результаті чого підвищився мінімальний тиск палива в залежності від режиму роботи на " 15 %, а циклова подача " на 9 %. Характер передігу впорскування палива практично лишається незмінним. Найбільший вплив на процес паливоподачі канавки справляли на режимі мінімально стійкої частоти обертання колінчатого валу $n=35 \text{ хв}^{-1}$.

Отже, проточка канавок на корпусі клапана привела до підвищення гідроцільності пари "корпус клапана — втулка плунжера", що рівнозначно зниженню зазору на номінальному режимі на 15 мкм або збільшенню терміну експлуатації даної прецизійної пари.

В експлуатації дизелів ДКРН 74/160 відмічені випадки розривів паливопроводу підкачувальної магістралі, причому однією з причин, які обумовлюють ці розриви, деякі механіки вважають наявність хвильового процесу через великі витoki палива через зазор між корпусом всмоктувального клапана і втулкою плунжера у період нагнітання палива насосом. У зв'язку з цим було проведено осцилографування тиску палива у всмоктувально-відсічній порожнині ПНВТ при різних зазорах $d_{\text{в.к}}$, у тому числі і при закритих червономідних ущільнюючих поясах $d_{\text{в.к}} = 0$.

Практично такий же тиск РОТС отримано на режимі $n = 120 \text{ хв}^{-1}$ і при $d_{\text{в.к}}$, що дорівнює 4, 35 і 80 мкм. Після закриття плунжером відсічних отворів спостерігається затухання коливань, що має місце при будь-яких зазорах, і ніяких додаткових імпульсів тиску, спричинених витоками палива крізь зазор $d_{\text{в.к}}$, не спостерігається. Інтенсивні коливання тиску палива, як видно з осцилограм, виникають тільки під час відсічки подачі палива насосом (джерело 2). Відомо, що амплітуда коливань при відсіченні тим вища, чим більший тиск палива у системі в момент початку відсічки. У випадку, коли $d_{\text{в.к}} = 0$, цей тиск значно вищий, ніж у випадку, коли $d_{\text{в.к}} = 125 \text{ мкм}$. В результаті максимальна амплітуда коливань тиску при відсіченні при $d_{\text{в.к}} = 125 \text{ мкм}$ становить лише $\text{РОТС}_{\text{мах}} = 2,8 \text{ МПа}$, тоді як при $d_{\text{в.к}} = 0$ — $\text{РОТС}_{\text{мах}} = 7,6 \text{ МПа}$. Значення тиску $\text{РОТС}_{\text{мах}}$ були визначені і при інших зазорах, при цьому $\text{РОТС}_{\text{мах}} = 7,5 \text{ МПа}$ при $d_{\text{в.к}} = 4 \text{ мкм}$ і $\text{РОТС}_{\text{мах}} = 3,8 \text{ МПа}$ при $d_{\text{в.к}} = 80 \text{ мкм}$, тобто підтверджена залежність тиску $\text{РОТС}_{\text{мах}}$ від тиску палива в системі в момент відсічки.

Таким чином, думка, що великі зазори $d_{\text{в.к}}$ приводять до підсилення коливального процесу у підкачувальній магістралі є помилковою.

Осцилографування показало: чим більший зазор $d_{\text{в.к}}$, тим нижче $\text{РОТС}_{\text{мах}}$, що повністю відповідає фізичним уявленням про коливання у лінії низького тиску.

Необхідно відзначити недолік ПНВТ дизелів ДКРН 74/160-3 та інших модифікацій, який полягає в тому, що незважаючи на установку демпфера, інтенсивність коливального процесу у підкачувальній магістралі дуже значна

Загальна схема математичної моделі полягає у початковому розрахунку процесу вприскування палива, в результаті чого при певних не тільки конструкційних, але й експлуатаційних параметрах обчислюються значення циклової подачі палива q_c , тривалість вприскування палива $j_{\text{вп}}$ і кут початку вприскування палива форсункою по куту повороту розподільного вала двигуна $j_{\text{оп}}$. Після цього, отримані значення q_c , $j_{\text{вп}}$ і $j_{\text{оп}}$ використовуються при розрахунку робочого процесу дизеля.

Перший варіант розрахунку паливоподачі і робочого процесу (базовий варіант) проводиться при нульовому зазорі $d_{\text{вк}}$ в парі "корпус всмоктувального клапана — напрямна". В результаті отримуємо базове значення кута початку вприскування палива $j_{\text{оп,б}}$ (за кутом повороту паливного насоса високого тиску). Наступний розрахунок проводимо при будь-якому значенні зазору $d_{\text{вк}}$ у всмоктувальному клапані, при цьому при розрахунку паливоподачі отримуємо новий кут початку вприскування палива $j_{\text{оп}}$ (він став менший, ніж $j_{\text{оп,б}}$). У зв'язку з цим проводимо коректування кута випередження вприскування палива у робочий циліндр двигуна. Подальший розрахунок робочого процесу дизеля дасть можливість оцінити зміну всіх параметрів робочого процесу дизеля при незмінній відсічці подачі палива насосом високого тиску і новому діаметральному зазору $d_{\text{вк}}$.

Розрахункова схема паливного насоса високого тиску показана на рис. 6

Під час всього ходу нагнітання плунжера можна виділити три етапи:

- I — від початку підйому плунжера до моменту перекриття плунжером відсічних отворів;
- II — від початку перекриття плунжером відсічних отворів до початку відсічки (активний хід плунжера);
- III — від початку відсічки до закінчення розрахунку процесу вприскування.

Методика розрахунку витоків палива по зазору між корпусом всмоктувального клапана і втулкою плунжера насоса у дизелях "Бурмейстер і Вайн" у літературі відсутня. Немає також можливості визначити ці витoki з достатньою достовірністю дослідним шляхом, тому що витoki палива повертаються у всмоктувальну порожнину насоса. Через те розрахунок витоків палива $q_{\text{вк}}$ зробимо за формулою руху рідини у вузькій кільцевій щілині, за аналогією з розрахунком витоків палива крізь зазор у компресійній частині плунжера. де $d_{\text{вк}}$ — діаметральний зазор між корпусом всмоктувального клапана і втулкою плунжера, м; $d_{\text{вк}}$ — діаметр корпусу всмоктувального клапана, м; $l_{\text{вк}}$ — довжина компресійної частини корпусу всмоктувального клапана, м; B и B_1 — дослідні коефіцієнти; P_H — тиск палива у надплунжерній порожнині ПНВТ, МПа; η — кінематична в'язкість палива, сСт.

Коефіцієнти B и B_1 визначаємо методом послідовних наближень. З цією метою була проведена серія дослідів на номінальному режимі роботи. Під час дослідів зазор $d_{\text{вк}}$ змінювався від 0 до 100 мкм. Після цього була проведена серія розрахунків процесу вприскування палива за тих же умов, при яких проводилися дослідження. У розрахунках значення B змінювалися від 0,5 10–13 до 0,8 10–13, а B_1 було прийнято рівним 0,036 (за аналогією з розрахунком витоків палива крізь зазор в компресійній частині плунжерної пари паливного насоса). Достовірність математичної моделі процесу вприскування палива системами, які мають золотникові насоси високого тиску зі всмоктувальним клапаном, була перевірена шляхом порівняння розрахункових параметрів процесу вприскування палива з дослідними для дизеля Брянського машинобудівного заводу марки 6ДКРН 74/160.

Найбільша відміна розрахункових значень від дослідних отримана для максимального тиску палива p_{ϕ} (майже 8%). Але в даному випадку підвищена помилка пояснюється не тільки похибкою математичної моделі, але й тією обставиною, що дослідне значення замірялося на відстані 50 мм від розрахункового.

Що ж стосується різниці у розрахункових і дослідних значеннях тривалості вприскування палива $j_{\phi n}$ і кута випередження $j_{\phi n}$, то вони знаходяться в межах дослідної розвідки при осцилографуванні процесу вприскування палива.

Відомо, що найбільший вплив зазор $d_{\phi, k}$ на вприскування палива робить на режимах малих навантажень. Через те порівняння розрахункових параметрів процесу вприскування палива на цих режимах з дослідними являє собою найбільший інтерес. Але і в даному випадку відмічено задовільна збіжність розрахункових даних з дослідними по всіх чотирьох параметрах процесу вприскування палива: q_u , p_{ϕ} , $j_{\phi n}$, $D_{j\phi n}$.

Таким чином, достатньо широкий обчислювальний експеримент, проведений на базі розробленої методики розрахунку паливоподачі у ПНВТ дизелів БМЗ типу ДКРН, дав ті самі кінцеві результати, що й експериментальні дослідження. Це є переконливим доказом достатньої для інженерної практики достовірності розробленого метода розрахунку вприскування палива у дизелях, у яких ПНВТ має всмоктувальний клапан і додаткову прецизійну пару "корпус клапана — втулка плунжера".

Достовірність математичної моделі робочого процесу перевірена також на прикладі дизеля БМЗ марки 6ДКРН 74/160, паспортні дані по якому подані у монографії проф. Шишкіна В.А., де указано:

індикаторна потужність $N_i = 8667$ кВт;

питома індикаторна витрата палива $b_i = 0,1944$ кг/(кВтгод);

максимальний тиск згоряння $P_z = 6,86$ МПа.

Аналіз дослідних даних дозволяє зробити однозначний висновок про те, що проточка каналок привела до зменшення витоків палива через зазор, в результаті чого підвищився мінімальний тиск палива в залежності від режиму роботи на " 15 %, а циклова подача " на 9 %. Характер передігу вприскування палива практично лишається незмінним. Найбільший вплив на процес паливоподачі каналки справляли на режимі мінімально стійкої частоти обертання колінчастого валу $n=35 \times \text{с}^{-1}$.

Отже, проточка каналок на корпусі клапана привела до підвищення зідроцільності пари "корпус клапана — втулка плунжера", що рівнозначно зниженню зазору на номінальному режимі на 15 мкм або збільшенню терміну експлуатації даної прецизійної пари.

В експлуатації дизелів ДКРН 74/160 відмічені випадки розривів паливопроводу підкачувальної магістралі, причому однією з причин, які обумовлюють ці розриви, деякі механіки вважають наявність хвильового процесу через великі витoki палива через зазор між корпусом всмоктувального клапана і втулкою плунжера у період нагнітання палива насосом. У зв'язку з цим було проведено осцилографування тиску палива у всмоктувально-відсічній порожнині ПНВТ при різних зазорах $d_{\phi, k}$, у тому числі і при закраних червономідних ущільнюючих поясах $d_{\phi, k} = 0$.

Практично такий же тиск РОТС отримано на режимі $n = 120 \times \text{с}^{-1}$ і при $d_{\phi, k}$, що дорівнює 4, 35 і 80 мкм. Після закриття плунжером відсічних отворів спостерігається затухання коливань, що має місце при будь-яких зазорах, і ніяких додаткових імпульсів тиску, спричинених витокami палива крізь зазор $d_{\phi, k}$, не спостерігається. Інтенсивні коливання тиску палива, як видно з осцилограм,

виникають тільки під час відсічки подачі палива насосом. Відомо, що амплітуда коливань при відсіченні тим вища, чим більший тиск палива у системі в момент початку відсічки. У випадку, коли $d_{\text{в.к}} = 0$, цей тиск значно вищий, ніж у випадку, коли $d_{\text{в.к}} = 125$ мкм. В результаті максимальна амплітуда коливань тиску при відсіченні при $d_{\text{в.к}} = 125$ мкм становить лише $P_{\text{OTCmax}} = 2,8$ МПа, тоді як при $d_{\text{в.к}} = 0$ — $P_{\text{OTCmax}} = 7,6$ МПа. Значення тиску P_{OTCmax} були визначені і при інших зазорах, при цьому $P_{\text{OTCmax}} = 7,5$ МПа при $d_{\text{в.к}} = 4$ мкм і $P_{\text{OTCmax}} = 3,8$ МПа при $d_{\text{в.к}} = 80$ мкм, тобто підтверджена залежність тиску P_{OTCmax} від тиску палива в системі в момент відсічки.

Необхідно відзначити недолік ПНВТ дизелів ДКРН 74/160 та інших модифікацій, який полягає в тому, що незважаючи на установку демпфера, інтенсивність коливального процесу у підкачувальній магістралі дуже значна і чим менший зазор $d_{\text{в.к}}$, тим вищі амплітуди коливань.

Методика розрахунку витоків палива по зазору між корпусом всмоктувального клапана і втулкою плунжера насоса у дизелях "Бурмейстер і Вайн" у літературі відсутня. Немає також можливості визначити ці витoki з достатньою достовірністю дослідним шляхом, тому що витoki палива повертаються у всмоктувальну порожнину насоса.

Відомо, що найбільший вплив зазор $d_{\text{в.к}}$ на впорскування палива робить на режимах малих навантажень. Через те порівняння розрахункових параметрів процесу впорскування палива на цих режимах з дослідними являє собою найбільший інтерес. Але і в даному випадку відмічено задовільна збіжність розрахункових даних з дослідними по всіх чотирьох параметрах процесу впорскування палива: q_u , ρ_f , $j_{\text{вп}}$, $D_{\text{вп}}$.

Таким чином, достатньо широкий обчислювальний експеримент, проведений на базі розробленої методики розрахунку паливоподачі у ПНВТ дизелів БМЗ типу ДКРН, дав ті самі кінцеві результати, що й експериментальні дослідження. Це є переконливим доказом достатньої для інженерної практики достовірності розробленого метода розрахунку впорскування палива у дизелях, у яких ПНВТ має всмоктувальний клапан і додаткову прецизійну пару "корпус клапана — втулка плунжера".

Достовірність математичної моделі робочого процесу перевірена також на прикладі дизеля БМЗ марки 6ДКРН 74/160, паспортні дані по якому подані у монографії проф. Шишкіна В.А., де указано:

- індикаторна потужність $N_i = 8667$ кВт;
- питома індикаторна витрата палива $b_i = 0,1944$ кг/(кВтгод);
- максимальний тиск згоряння $P_z = 6,86$ МПа.

4.2 Обов'язки другого механіка

Другий механік є заступником старшого механіка, здійснює правильну ТЕ свого завідування. Виконує обов'язки старшого механіка в його відсутність, або з причини його неможливості виконання ним своїх обов'язків.

Другий механік відповідає перед старшим механіком за:

- підготовку головного двигуна і інших механізмів перед виходом в море;
- організацію і контроль за несення вахти в машинному відділенні, роботами в безвахтенном машинному відділенні;
- дотримання техніки безпеки і впровадження безпечних методів роботи;
- запобігання забрудненню довкілля;

- відхід і належний вміст всіх відділень машинного відділення, внутрішніх металевих поверхонь;
- виконує вказівки старшого механіка по ТЕ головного двигуна, механізмів і пристроїв по завідуванню;
- несе ходову вахту з 00.00 до 04.00 і з 12.00 до 16.00;
- керує робочою бригадою МВ;
- виконує вказівки старшого механіка по прийому масла і його зберіганню.

Завідування:

- головний двигун, обслуговуючі його насоси і системи, ДАУ, ДУ (механічна частина);
- установка і система кондиціювання повітря в житлових і службових приміщеннях.
- пожежні насоси, аварійно – пожежний агрегат, системи пенно-, водогасіння, CO₂;
- осушна система трюмів з насосами, баластна система з насосами;
- масляні сепаратори і системи сепарації масла, перекачуюча система з насосами;
- автоматика механізмів по завідуванню;
- аварійне осушення МВ;
- донно – задортна арматура і кінгстон;
- рульова машина і рульовий пристрій;
- ущільнення кінцевого валу, лінія валу, гвинт;
- сепаратор льяльних вод, танки – накопичувачі, системи, попередить сигналізація (арматура) система сепаратора льяльних вод;
- комори технічного постачання, інструменту і ЗІПа, устаткування майстернею;
- відповідає за зберігання і рух матеріально – технічного постачання, закріпленого за ним наказом капітана;
- аварійне постачання і устаткування по МВ (зберігання, контроль за сертифікацією);
- протипожежне устаткування і постачання по МВ (зберігання, зважування балонів, періодична перевірка);
- обслуговування всього стаціонарного протипожежного устаткування по безпечі в приміщеннях машинного відділення і резервних установок (включаючи приміщення машинного відділення, що знаходяться зовні; аварійний генератор, CO₂ або подібну установку, аварійні і пожежні насоси і так далі);
- забезпечує і проводить тренування (навчання) машинної команди по вказівці старшого механіка;
- будь-які інші обов'язки по вказівці старшого механіка.

4.3 Несення машинної вахти

Вахтовий механік повинен забезпечувати встановлений порядок несення вахти і аби під його керівництвом рядовий склад машинної вахти, якщо такий є, сприяв безпечній і ефективній роботі рухової установки і допоміжного устаткування. Вахтовий механік продовжує нести відповідальність за роботу машинного відділення, не дивлячись на присутність в ньому старшого механіка до тих пір, поки старший механік спеціально не повідомить його про перейняття відповідальності на себе, і це буде взаємно зрозуміло

Всі члени машинної вахти повинні знати свої обов'язки по несенню машинної вахти. Крім того, кожен член вахти повинен знати відносно свого судна наступне:

- користування відповідними системами внутрішньосуднового зв'язку;
- дороги евакуації з машинних приміщень;
- системи аварійно-попереджувальної сигналізації, використовувані в машинному відділенні, і повинен уміти розрізняти їх сигнали, особливо звертаючи увагу на сигнал про подачу вознесимої речовини;
- кількість, розташування і типи протипожежного устаткування, необхідного для боротьби за живучість в машинних приміщеннях, а також їх використання і різні заходи обережності, які необхідно дотримувати.

Будь-які машини і механізми, що працюють не належним чином або в яких передбачаються несправності, або що вимагають спеціального обслуговування, повинні братися до уваги з врахуванням прийнятих заходів. У разі потреби, намічається план подальших дій.

У машинному відділенні, де необхідна постійна присутність вахти, вахтовий механік має бути у будь-який час готовий управляти руховою установкою, виконуючи розпорядження про зміну напрямку руху або швидкості

У тих випадках, коли машинне відділення знаходиться в періодично безвахтенном обслуговуваному стані, вахтовий механік має бути готовий у будь-який момент прийти в машинне відділення по виклику.

Всі розпорядження з містка повинні негайно виконуватися. Зміна напрямку руху або швидкості головної рухової установки повинні реєструватися, за винятком тих випадків, коли адміністрація судна вважає, що для судна певних розмірів або характеристик така реєстрація недоцільна. Вахтовий механік повинен при управлінні уручну під час маневрування або в положенні «приготуватися» забезпечувати наявність членів вахти в органі управління головною руховою установкою.

Належну увагу слід приділяти технічному обслуговуванню і догляду за всіма машинами і механізмами, включаючи механічні, електричні, електронні, гідравлічні і пневматичні системи, прилади управління ними і пристрої їх захисту, системи побутового обслуговування і облік витрат запасів і запасних частин.

Коли машинне відділення приведене в стан готовності, вахтовий механік повинен забезпечити негайну готовність до дії всіх машин і механізмів і устаткування, які можуть потрібні для здійснення маневрів, і достатній резерв електроенергії для живлення рульового управління і інших споживачів.

Вахтовий механік не повинен виконувати обов'язки, що заважають обслуговувати головну рухову установку і допоміжне устаткування. Він повинен забезпечувати постійне спостереження за працею головної рухової установки і допоміжного устаткування до моменту належної передачі вахти, а також забезпечувати періодичні огляди машин і механізмів і відповідні обходи машинних приміщень і приміщень рульового приводу з метою спостереження за роботою і здобуття доповідей про ненормальність в роботі і поломках устаткування, а також для забезпечення звичайних регулювань, підтримка устаткування в належному стані і для інших необхідних цілей.

Вахтовий механік забезпечує спостереження за вахтою в машинному відділенні і організовує заміну, в разі нездатності якого-небудь члена вахти виконувати свої обов'язки. Вахта не повинна

залишати машинне відділення без контролю, аби була відсутня можливість ручного управління установкою або паливною рейкою.

Вахтовий механік робить необхідні дії для обмеження наслідків пошкоджень, що виникають в результаті поломки устаткування, пожежі, затоплення, пробоїни, зіткнення, посадки на мілину і інших причин.

До відходу з вахти, вахтовий механік повинен відповідним чином зареєструвати всі події вахти, що відносяться до головної і допоміжним установкам.

Вахтовий механік співробітничает з дубль-яким механіком, відповідальним за технічне обслуговування, при проведенні всіх робіт по профілактиці, доромбді за живучість або ремонту.

Така співпраця включає нижченаведене, але не обмежується цим:

- відключення устаткування, на якому проводиметься робота, і введення в роботу дублюючого устаткування;
- регулювання установки, що залишається в роботі, для належної і безпечної роботи по технічному обслуговуванню і ремонту;
- в допомогу змінюючим механікам і для ведення машинного журналу, занесення в машинний журнал або інший відповідний документ відомостей про устаткування, на якому проводяться роботи, зайнятий персонал, про прийняті запобіжні засоби і ким вони були прийняті
- перевірки і введення в дію, при необхідності, відремонтованих машин, механізмів або устаткування.

Вахтовий механік повинен забезпечити, аби дубль-який рядовий член машинної команди, що виконує роботи по технічному обслуговуванню, зміг допомогти в ручному управлінні машинами і механізмами в разі виходу з дубль засобів автоматизації.

Вахтовий механік повинен брати до уваги, що зміна швидкості судна в результаті несправності машин і механізмів або втрата керованості можуть піддати загрозі безпеку судна і людське життя на морі. Необхідно негайно докладати на місток про випадки пожежі і дубль-які неминучі дії в машинних приміщеннях, які можуть привести до зниження швидкості судна, безпосередньої загрози виходу з дубль рульового пристрою, зупинки головного двигуна або яких-небудь змін у виробленні електроенергії або подібній загрозі безпеці. Це повідомлення, при нагоді, має бути зроблене до зміни швидкості судна, з тим, аби надати містку максимальний час для прийняття всіх можливих дій, направлених на запобігання потенційній морській аварії.

Вахтовий механік негайно сповіщає старшого механіка в наступних випадках:

- коли мають місце дубль-які порушення в роботі, які можуть викликати поломку або вихід з дубль головної рухової установки, допоміжних механізмів або систем управління і контролю і поставити під загрозу безпеку судна;
- при дубль-яких аварійних ситуаціях, коли він сумнівається в тому, яке прийняти рішення або заходи.

Не дивлячись на вимоги про негайне сповіщення старшого механіка у вказаних вище випадках, вахтовий механік повинен без вагання, якщо цього вимагають обставини, негайно робити дії для забезпечення безпеки судна, його машин, механізмів і екіпажа.

Вахтовий механік дає вахтовому персоналу всі необхідні інструкції і інформацію, яка забезпечує несення безпечної вахти, Поточне технічне обслуговування механізмів, що виконується як окремі роботи при несенні безпечної вахти, включається в розпорядок несення вахти.

Детальний ремонт, що включає ремонт електричного, механічного, гідравлічного, пневматичного або електронного устаткування, по всьому судну проводиться з відомо вахтового механіка і старшого механіка. Ці роботи документуються в машинному журналі.

Дії механіка при несенні вахти:

а) Огляд механізмів

Вахтовий механік повинен під час вахти періодично перевіряти працюючі механізми з тим, аби бути упевненим, що установка працює безпечно і ефективно.

Всі дані температури, тиску, рівнів, витрат і навантаження мають бути під контролем і в нормальних межах, а в разі спрацьовування аварійної сигналізації вахтовий механік повинен з'ясувати причину і приступити до її ліквідації.

У випадку якщо його дії не знімають аварійного сигналу, він негайно зобов'язаний проінформувати старшого механіка і ні в якому разі не вимикати сигнал тривоги. Всі аварійні ситуації мають бути зареєстровані у вахтовому машинному журналі з детальним поясненням дій з їх усунення.

б) Рівень води в казанах і теплообмінниках

Вахтовий механік зобов'язаний тримати під постійним контролем рівні води в казанах, теплообмінниках і у всіх парогенеруючих установках, він повинен перевіряти ще раз час від часу місцеві і дистанційні показники рівнів, аби переконатися, що вони всі показують правильно. Там, де є які-небудь сумніви відносно рівня води, він повинен продумати водомірне скло або, в разі використання дистанційної сигналізації рівня або показника, продумати лінію підведення води до датчиків рівня.

Ні в якому разі не слід покладатися лише на свідчення рівня води в дистанційному показнику. Там, де вахтовий випробовує по будь-яких причинах скрути в забезпеченні рівнів води в заданих безпечних робочих межах в казані, він повинен негайно зробити дії, аби уберегти казан, а також проінформувати старшого механіка.

в) Зміни частоти обертання головного двигуна

За винятком тих випадків, коли слід підкорятися розпорядженням машинного телеграфу або/і запобігти пошкодженням суднової силової установки або загибелі людини, вахтовий механік не має права міняти число зворотів головного двигуна за власною ініціативою.

Якщо у будь-який час в машині створюються умови, при яких потрібно буде скинути звороти або зупинити головний двигун, він повинен проінформувати вахтового помічника і старшого механіка негайно.

За винятком аварійних ситуацій вахтовий механік повинен запитувати дозволу вахтового помічника, перш ніж зменшувати число зворотів, оскільки безпека судна має первинне значення.

Проте, при незалежних від нього обставинах, коли двигун має бути зупинений негайно, він повинен зробити наступні дії:

- встановити машинний телеграф в положення «Стоп»;
- зупинити двигун;
- подати сигнал тривоги для команди машинного відділення.

В разі автоматичної зупинки або зниження зворотів головного двигуна використання кнопки відміни аварійного блокування для продовження роботи двигуном в аварійній ситуації, знаходиться виключно у владі капітана, коли він повинен зважити і зіставити наслідки загрози

безпеці судна, скажемо при зіткненні, які можуть привести до людських жертв або до вибуху двигуна і теж до людських жертв.

г) Дії в разі несправностей механізмів

При перших ознаках поломки або інших дефектів механізмів або казанів, вахтовий механік повинен прийняти необхідні заходи по запобіганню пошкодженню і, при першій же нагоді, проінформувати старшого механіка.

д) Масило механізмів

Вахтовий механік повинен забезпечити контроль за подачею змащувального масла до різних частин механізмів і повинен приймати всі запобіжні засоби, аби уникати протечек і втрат. Він повинен стежити, аби використовувалися лише ті масла/ мастила, які рекомендовані для даних робіт.

е) Огляд льял

Вахтовий механік повинен забезпечити, аби проводився регулярний огляд льял, а масляні протічки і розлив мають бути зупинені і зібрані, де це можливо. Дуже поважно, аби вступ води або масла був зведений до мінімуму. Він повинен докладати старшому механікові негайно про будь-якої норми, що перевищує, виток масла, палива або води. Всі зусилля мають бути зроблені для того, щоб визначити причину виток, якщо необхідно шляхом узяття проб.

Він повинен забезпечити, аби льяла осушувалися регулярно за допомогою сепаратора льяльних вод. Він не повинен покладатися на сигналізацію високого рівня льяльних вод як на абсолютну заміну ручної перевірки цих рівнів.

В разі серйозного затоплення він повинен виконати наступні дії:

- подати сигнал тривоги для машинної команди.
- зробити негайні аварійні дії, аби зупинити потік з якогось би ні було джерела і найефективнішим способом.
- в разі затоплення безпека судна є первинним завданням, і можна нехтувати правилами захисту довкілля.

Висновок з розділу:

В розділі розглянуто розробку питання технічної експлуатації за рахунок дослідження впливу азору в паливному насосі головного двигуна, обов'язки другого механіка та дії механіка під час несення машинної вахти.

5 Аналіз суднового електрообладнання, електронної апаратури та систем керування, діагностування й контролю СЕУ.

5.1 Загальні положення

Самохідні судна і плавучі спорудження зі знаком автоматизації AUT1 у символі класу повинні бути устатковані системами автоматизації механічної установки у відповідності з вимогами цього розділу і у об'ємі, який забезпечує їхню маневреність і безпеку при всіх умовах експлуатації без постійної присутності персоналу, який обслуговує персонал у машинних приміщеннях і центральному посту управління.

Повинна бути передбаченою система АПС, у якій об'єднані усі параметри, які контролюються і робочі стані, вказані у цьому розділі.

У відношенні забезпечення протипожежної безпеки повинні бути виконанні вимоги „Протипожежний захист”.

Усе устаткування, встановлене у машинному приміщенні, повинно бути здатним працювати при відсутності постійної вахти у машинному приміщенні і ЦПУ. По узгодженню з Регістром допускається виконання окремих операцій (поповнення цистерн, очищення фільтрів і т.п.) вручну, якщо вони виконуються з періодичністю не частіше одного разу у 24 год.

5.1.1 Автоматизовані головні механізми і рушії

Повинна бути передбачена система дистанційного автоматизованого управління (ДАУ), за допомогою якої можна робити пуск, зупинку, а також управління частотою обертання головних механізмів, величиною і напрямком упору рушіїв у всіх припустимих режимах роботи.

Система дистанційного автоматизованого управління повинна забезпечувати наступне:

1. граничні числа невдалих автоматичних спроб пуску, щоб після останньої невдалої спроби запасу пускового повітря, або ємності пускових акумуляторних батарей було достатньо для виконання вручну половини числа пусків;
2. виконання останньої заданої команди незалежно від порядку і швидкості завдання;
3. можливість установки величини і напрямку упору одним органом управління;
4. автоматичне походження зон критичної частоти обертання незалежно від заданого режиму роботи;
5. запобігання перевантаження головних механізмів у нормальних експлуатаційних режимах;
6. незалежність системи дистанційного автоматизованого управління і машинного телеграфу один від одного (допускається використовувати один і той же орган управління);
7. сигналізацію про втрату живлення і несправностях у системі;
8. виключення неприпустимих режимів роботи головних двигунів і рушіїв (мимовільне підвищення частоти обертання, пуск і реверс) при виході зі строю ДАУ;

9. виконання аварійних маневрів за можливо короткий час, при цьому можуть бути зняті відповідні обмеження і захисту.

При наявності декількох постів управління ЦПУ повинен бути домінуючим по відношенню до посту управління на ходовому містку. Таким же повинен бути місцевий пост управління головних механізмів по відношенню до ЦПУ.

Переведення управління з одного поста на інший повинен бути можливим тільки з домінуючого посту, незалежно від того, чи в узгодженому, або неузгодженому положенні знаходяться органи управління на постах, які переключають.

Переведення управління повинне супроводжуватись подачею звукового і світлового сигналу на усіх постах управління. На постах повинні бути передбачена світлова індикація, яка вказує, з якого посту здійснюється управління.

Можливість одночасного управління з різних постів повинна бути виключена. Допускається пристосування взаємопов'язаних органів управління на одному посту (наприклад, на крилах і у приміщенні ходового містка).

На усіх постах управління, включаючи відключення, повинні бути передбачена індикація, яка не відключається, заданим машинним телеграфом команд.

Устрій для екстреної зупинки головних механізмів, повинен бути незалежним від системи дистанційного автоматизованого управління, систем аварійно — попереджувальної сигналізації, а також від суднової мережі, якщо для роботи цього пристрою треба електрична енергія.

У головних механізмів — двигунів внутрішнього згоряння повинна підтримуватись тех температура робочих середовищ:

- охолоджувального середовища циліндрів;
- охолоджувального середовища поршнів;
- охолоджувального середовища форсунок;
- змащувального масла;
- палива (при роботі на важкому паливі, якщо відповідає регулювання в'язкості).

У головних механізмів інших типів автоматичне регулювання температури робочих середовищ повинно бути погоджено з Регістром.

Установки з дизель — генераторними агрегатами (з двома двигунами і більше) повинні бути виконані таким чином, щоб при спрацьовуванні захисту одного двигуна, інші залишались у роботі на режимах, які виключають перевантаження.

Контрольовані параметри автоматизованих головних механізмів і рушіїв, місце заміру, граничні значення параметрів і види автоматичного захисту і індикації параметрів приведені нижче.

Перелік контрольованих параметрів автоматизації А1

- 1 Паливна система
- 2 Тиск палива після фільтру (на вході у двигун)
- 3 В'язкість (температура) палива перед паливними насосами високого тиску
- 4 Протікання палива з трубопроводів високого тиску
- 5 Рівень палива у витратній цистерні
- 6 Тиск у загальному колекторі палива високого тиску
- 7 Система змащувального масла

- 8 Тиск змащувального масла на рамовий і упорний підшипники
- 9 Тиск змащувального масла на крейцкопф ний підшипник
- 10 Тиск змащувального масла на розподільний вал
- 11 Температура змащувального масла на розподільчий вал
- 12 Температура змащувального масла на вході у двигун
- 13 Температура вкладишів упорного підшипника, або температура змащувального масла на виході з підшипника
- 14 Температура мастильного масла на виході з рамового, шатунного, крейцкопфного підшипників, або масляного туману у картері
- 15 Поток мастильного масла циліндрів на виході з кожного лубрикатора
- 16 Рівень масла у стічно-циркуляційній цистерні
- 17 Тиск у загальному колекторі серво (управляючого) масла
- 18 Турбонагнітач
- 19 Тиск мастильного масла на вході у турбонагнітач
- 20 Температура мастильного масла на виході з кожного підшипника турбонагнітача
- 21 Частота обертання турбонагнітача
- 22 Система охолодження поршнів
- 23 Тиск рідини, яка охолоджує поршні, на вході у двигун
- 24 Температура рідини, яка охолоджує поршень, на виході з кожного поршня
- 25 Потік рідини, яка охолоджує поршні, на виході з кожного поршня
- 26 Рівень рідини, яка охолоджує поршні, у розширювальній цистерні
- 27 Система охолодження заборотною водою
- 28 Тиск заборотної води
- 29 Система охолодження циліндрів прісною водою
- 30 Тиск охолоджуючої води на вході у магістральний трубопровід
- 31 Температура охолоджуючої води на виході з кожного циліндра
- 32 Наявність масла у прісній охолоджуючій воді
- 33 Рівень охолоджуючої
- 34 Система пускового повітря
- 35 Тиск пускового повітря перед головним пусковим клапаном
- 36 Тиск повітря управління у системі управління двигуном
- 37 Тиск повітря управління у системі екстреної зупинки двигуна
- 38 Система продувочного повітря
- 39 Тиск продувочного повітря у ресивері
- 40 Температура у під поршневих і продув очних просторах (загоряння)
- 41 Рівень води у ресивері продувочного масла
- 42 Газовипускна система
- 43 Температура випускних газів на виході з кожного циліндра
- 44 Температура випускних газів на виході з кожного циліндра, відхилення від середнього значення
- 45 Температура випускних газів на вході кожного турбонагнітача

- 46 Температура випускних газів на виході кожного турбонагнітача
- 47 Система охолодження форсунок
- 48 Тиск рідини у системі охолодження форсунок
- 49 Температура рідини у системі охолодження форсунок
- 50 Рівень охолоджуючої рідини форсунок у розширювальній цистерні
- 51 Частота/напрямок обертання двигуна
- 52 Протилежне заданому напрямку обертання двигуна
- 53 Перевищення припустимій частоти обертання двигуна
- 54 Несправність живлення систем управління, захисту і АПС
- 55 Концентрація газу у машинних приміщеннях

Примітка: Для групи параметрів 1 передбачається загальний датчик для систем індикації, АПС і захисту (на зниження навантаження);

для групи параметрів 2 — датчик системи автоматичного пуску резервних насосів;

для групи параметрів 3 — датчик системи захисту (зупинка двигуна).

1. При можливості переповнення також повинна бути передбачена сигналізація по верхньому рівню.
2. При наявності роздільних систем мастильного масла.
3. Для двигунів потужністю більше 2250 кВт з діаметром циліндра більше 300 мм.
4. При наявності декількох систем мастильного масла (для розподільного валу, клапанних коромисел і т.п.) індивідуальний сигнал АПС повинен бути передбачений для кожної системи.
5. Зниження навантаження не потрібно, якщо охолоджуючою рідиною є циркуляційне масло.
6. При неможливості, через конструкції двигуна, здійснення контролю потоку рідини, яка охолоджує поршні, допускається прийняття альтернативних мір контролю теплового стану поршнів.
7. При наявності загального для всіх циліндрових втулок охолоджувача без індивідуальних запірних клапанів.
8. При використанні охолоджуючої води у теплообмінних апаратах палива і мастильного масла.
9. Потребується при використанні установок з двопаливними (газ-рідке паливо) двигунами.

5.1.2 Автоматизовані компресорні установки

Системи стисненого повітря повинні мати пристрої для автоматичного видалення (продування) води і масла.

Автоматизовані компресорні установки повинні мати ручний дистанційний і автоматичний режими роботи.

В автоматичному режимі у повітрянагнітачах повинний підтримуватись номінальний тиск стисненого повітря таким чином, щоб:

1. при зниженні тиску повітря до завчасно встановленого значення, наприклад, 90%, відбудувся автоматичний пуск раніше вибраного компресора і його автоматичне відключення по досягненню тиску повітря, яке дорівнює номінальному;

2. у випадку інтенсивної витрати подальшого зниження тиску повітря, наприклад, до 80%, відбудеться автоматичний пуск другого, який знаходиться в автоматичному режимі компресору, і обидва компресори продовжували б працювати до досягнення номінального тиску.

Інша логіка роботи автоматизованих компресорів підлягає спеціальному розгляданню Регістром DNV.

Параметри автоматизованих компресорних установок, які контролюються, місця заміру, граничні значення параметрів і види автоматичного захисту і індикації параметрів.

Таблиця 7.1 Контрольовані параметри автоматизації

п/п	Контрольований параметр	Індикація, АПС	Автоматичний захист
	Тиск мастильного масла на вході у компресор	–	+
	Поток охолоджуючого середовища на виході з компресора	–	+
	Температура повітря за охолоджувачем	+	–
	Тиск пускового повітря на виході повітряного балону	+	–
	Тиск повітря систем управління	+	–

Умовні позначення:

- дистанційна індикація;
- сигнал АПС при досягненні параметром верхнього граничного значення;
- сигнал АПС при досягненні параметром нижнього граничного значення;
- зупинка компресору.

Замість потоку допускається контролювати максимальне значення температури охолоджуючого середовища.

5.13 Автоматизовані насосні установки

При несправностях насосів, або при досягненні гранично припустимих відхилень параметрів у відповідальних установках система управління повинна автоматично вмикати резервні насоси і виконувати необхідні перемикання і установках. При цьому несправний насос повинен виводитись з експлуатації з подачею сигналу АПС тільки після запуску резервного насосу.

У насосів однакової потужності електрична схема повинна бути виконана таким чином, щоб будь який з них міг би бути використаний у якості основного насоса.

Ця вимога не розповсюджується на навішані насоси.

5.14 Автоматизовані осушувальні установки машинних приміщень

Відповідні осушувальні насоси повинні автоматично вмикатись в залежності від рівня води у льяльних колодязях. При цьому повинна бути передбачена індикація роботи насосів.

Повинен бути передбачений сигнал АПС, якщо після включення осушувальних насосів вони не зупиняються через визначений проміжок часу, тобто, рівень у колодязях не знижується.

Для сигналізації максимально припустимого рівня повинен бути встановлений окремий датчик, незалежний від датчиків, встановлених для управління осушувальними насосами.

Контрольовані параметри автоматизованих осушувальних установок, місця заміру і граничні значення параметрів приведені у табл. 7.2.

Таблиця 7.2 Автоматизовані осушувальні установки машинних приміщень

п/п	№ Контрольований параметр	А ПС
1	Рівень у лляльних колодязях	+
2	Аварійний рівень води в лляльних колодязях і тунелях валопроводів	+

Умовні визначення:

- сигнал АПС при досягненні параметром нижнього граничного значення;
 - сигнал АПС при досягненні параметром верхнього граничного значення.
1. При дистанційному управлінні.
 2. Сигналізація виводиться у рульову рубку.

5.15 Автоматизовані холодильні установки

Автоматизовані холодильні установки повинні відповідати вимогам „Холодильні установки”, а також забезпечувати автоматичну підтримку температури в охолоджувальних приміщеннях.

Повинна бути передбачена індикація про роботу, а також сигналізація про несправності автоматизованої холодильної установки.

Контролюючи параметри автоматизованих холодильних установок, їх граничні значення.

5.16 Устрої на ходовому містку

Повинен бути передбачений пост управління для дистанційного автоматизованого управління головними механізмами.

Повинно бути передбачено устрій АПС, яке повідомляє про несправності механічної установки у вигляді узагальнених або індивідуальних сигналів, у тому числі які вимагають не уповільненої зупинки головних механізмів, а також які вимагають зменшення потужності головних механізмів.

На ходовому містку повинні бути передбачені окремі сигнали:

„Вода у машинному відділенні”;

„Пожежа у машинному відділенні”;

„Вихід зі строю системи АПС”, а також окремі сигнали „Граничний рівень концентрації газу у машинному відділенні”, якщо судно устатковане двопаливними (газ — рідке паливо) головними і/або допоміжними рушіями.

Повинна бути передбачена світлова сигналізація (Індикація) про квітування у машинному приміщенні.

5.17 Устрої в машинних приміщеннях

У місцевого пости управління головними механізмами повинно бути передбачене устаткування АПС і індикації по параметрам.

Устрої управління допоміжними механізмами (насосами, сепараторами, котельними установками, приводними двигунами генераторів) рекомендовано розміщувати поблизу місцевого посту управління головними механізмами.

Центральний пост управління, якщо він передбачений, повинен бути устаткований:

1. устроями, вказаними в „Механічні установки”;
2. пультом системи аварійного — попереджувальної сигналізації (АПС);
3. устроями індикації режимів роботи механізмів і установок;
4. відмикаючими устроями для топ очних устроїв котлів, інсинераторів, вентиляторів машинних приміщень, сепараторів, паливних і масло перекачувальних насосів.

По узгодженню з Регістром, центральний пост управління може бути розташований не в машинному приміщенні, і склад його устаткування, може бути змінений.

Якщо є закритий центральний пост управління, у ньому повинне бути передбачений устрій виклику персоналу з машинних приміщень.

В центральному посту управління повинні бути передбачені окремі сигнали:

„Вода в машинному приміщенні”;

„Пожежа у машинному приміщенні”, а також окремий сигнал „Граничний рівень концентрації газу у машинному приміщенні”, якщо судно устатковане двопаливними (газ — рідке паливо) головними і/або допоміжними двигунами.

5.18 Устрої у житлових приміщеннях механіків

У каютах механіків і у загальних приміщеннях, а також у місцях несіння вахти на стоянці повинні бути передбачені устрої системи АПС, які повідомляють в узагальненому вигляді про несправності механічної установки, а також устрої сигналізації.

Квінтирування кожного сигналу на цих устроях повинно приводити до відключення тільки звукового сигналу.

При наявності декількох кают може бути застосований перемикач устроїв, для вибору відповідального (вахтового). Інші каютні устрої при цьому відключаються.

5.19 Автоматизація частоти регулювання швидкості (до аркуша графіки)

Призначення регулятора частоти обертання — підтримка постійного значення частоти обертання колінчастого валу двигуна, за допомогою керування кількістю подаваного палива. На двигунах даного типу використовуються, в залежності від конкретного використання, регулятори швидкості Woodward UG 12.8D, PGA або EGB 10. В особливих випадках регулятори інших виробників.

Регулятор складається з:

- 1 – вихідний вал регулятора;
- 2 – Р – датчик;
- 3 – обмежувач навантаження;
- 4 – зольчастий лапан;
- 5 – пробка спуску мастила;
- 6 – привідний вал;
- 7 – смотрове скло показчика рівня мастила;
- 8 – підрегулювання зворотного зв'язку;

- 9 – маховик датчика установок;
- 10 – індикатор установок;
- 11 – сервомотор датчика установок;
- 12 – клемова плата;
- 13 – електромагніт;
- 14 – кришка патрубку для заливки мастила;
- 15 – масляний фільтр;
- 16 – охолоджувач мастила.

5.2 Розробка програми випробувань допоміжного дизель-генератора 7L27/38 Mk2

5.2.1 Загальні положення

Приймально-здавальні випробування проводяться з метою перевірки якості виконаних робіт із ремонту, модернізації та для вперше установлених механізмів, систем, устаткування і пристроїв, а також ухвалення рішення про прийняття судна в експлуатацію.

Приймально-здавальні випробування проводяться за спеціально розробленою програмою за наступними етапами [45]:

- 1) швартовні випробування суднового устаткування і випробування устаткування за ходовими характеристиками на акваторії підприємства із застосуванням імітаційних методів;
- 2) ревізія механізмів;
- 3) контрольний вихід в море.

Підготовка та проведення випробувань механізмів, суднових пристроїв, систем і устаткування проводяться відповідно до описів та інструкцій з їхнього обслуговування, методичних вказівок до проведення випробувань і вимог морського класифікаційного товариства.

Перед початком випробувань усі штатні контрольно-вимірювальні прилади повинні бути перевірені відповідно до ГОСТ 8.513–84 і мати клеймо держперевірника.

Швартовні випробування починаються після закінчення ремонтних робіт і закриття пунктів ремонтної відомості. Устаткування, яке в процесі випробувань перевіряється тільки при роботі за прямим призначенням, тобто для якого не передбачені спеціальні режими і перевірки на швартовних, перевіряються на відповідність технічних характеристик і приймаються остаточно.

У період випробувань здійснюється загальне спостереження за станом конструкції корпусу і устаткування, а також за дією за прямим призначенням механізмів, пристроїв, трубопроводів, систем, апаратів, приладів, харчодлоків, лазні, душових, гальюнів, рангоутів, такелажу, освітлення та іншого устаткування судна.

Швартовні випробування устаткування і випробування із застосуванням імітаційних методів вважаються повністю закінченими, якщо всі розділи програми випробувань виконані в повному обсязі і усі механізми, системи, пристрої і устаткування судна випробувані на всіх режимах, передбачених програмою, прийняті по приналежності та оглянуті Регістром.

ДДГ випробовують спільно з обслуговуючими механізмами, апаратами, приладами, трубопроводами і електричними пристроями. Час режимів швартовних випробувань ДДГ повинен відповідати значенням, указаним у табл. 10.1. При цьому навантаження на ДДГ створюється навантажувальним пристроєм при номінальному $\cos\varphi=0,8$. На відміну від усіх СДУ у дизель-генераторах додатково перевіряють дистанційне керування обертами з ГРЩ, а також захист генераторів при перевантаженні [46].

Таблиця 10.1 Режими швартовних випробувань дизельних установок, що працюють по навантажувальній характеристиці

Номер режиму	Потужність, % від номінальної	Час випробувань, годин, при потужності дизеля, кВт			
		до 150	151-750	751-4000	понад 4000
1	Холостий хід	0,5	0,5	0,5	0,5
2	25	0,5	0,5	0,5	0,5
3	50	0,5	0,5	0,5	0,5
4	75	0,5	0,5	0,5	0,5
5	100	1,0	3,0	4,0	6,0
6	110	0,5	1,0	1,0	1,0

Проводять і низку перевірок, пов'язаних із паралельною роботою генераторів. Включення дизель-генераторів у паралельну роботу здійснюють як через пристрій автоматичної синхронізації, так і за допомогою синхроскопа. При цьому перевіряють дію реле перевантаження і реле зворотної потужності кожного з паралельно працюючих генераторів відповідним підвищенням навантаження на генератор або дизель, можливість перекладу навантаження з одного ДДГ на інші і назад, статичну стійкість паралельної роботи дизель-генераторів і рівномірність розподілу активного і реактивного навантаження між ними при різній сумарній потужності, а також динамічну стійкість паралельної роботи дизель-генераторів і рівномірність розподілу навантаження між ними при різних накиданнях і скиданнях її. Під час випробувань по кожному ДДГ постійно фіксують напругу, силу струму, опір ізоляції генератора щодо корпусу до і після випробувань.

5.2.2 Випробування допоміжних дизель-генераторів

При випробуванні дизель-генераторів проводиться:

- 1) визначення можливої кількості пусків кожного підготовленого до дії дизель-генератора послідовно з подачею повітря, а також визначення мінімального тиску повітря, при якому можливий запуск двигуна;
- 2) триразова перевірка (на режимі холостого ходу (табл. 10.2)) роботи регулятора граничного числа обертів двигунів;
- 3) перевірку захисту кожного дизель-генератора від перевантаження;
- 4) перевірку системи сигналізації та захисту кожного дизель-генератора;
- 5) вимірювання параметрів первинних двигунів дизель-генераторів проводиться при сталому тепловому режимі на 100 % навантаженні.

Щодо генераторної частини:

- 1) проводиться перевірка опору ізоляції обмоток генератора щодо корпусу в холодному і гарячому стані, який повинен бути в межах норм Регістру відповідно не менше 3 мОм і 1,0 мОм;
- 2) проводиться випробування дизель-генераторів на навантаження при $\cos\varphi$, близькому до номінального, рівному 0,8, на режимах згідно табл. 10.2.

3) перевіряється перекидання навантаження з одного генератора на інший при 100 % навантаженні;

4) проводиться перевірка стійкої паралельної роботи, при цьому навантаження між ними повинне автоматично розподілятися з точністю $\pm 10\%$ від номінальної потужності кожного генератора при зміні сумарної потужності в межах від 20 % до 100 %;

Таблиця 10.2 Режими випробувань допоміжного дизель-генератора

Холостий хід	30 хв.
Навантаження 25 %	39 хв.
Навантаження 50 %	30 хв.
Навантаження 75 %	30 хв.
Навантаження 100 %	1 година
Навантаження 110 %	30 хв.

Примітка: Режим 100 % навантаження проводиться на автоматичному регулюванні.

5) проводиться перевірка роботи регуляторів обертів і системи самозбудження кожного дизель-генератора шляхом скидання і накидання навантаження.

Інтервал часу між накиданнями повинен бути не менше 5 с.

При скиданнях і накиданнях заміряється точність часу відновлення частоти.

Після випробувань проводиться вимірювання опору ізоляції обмоток генератора щодо корпусу в гарячому стані.

Висновок з розділу

Розділ містить інформацію по засобам автоматизації судна відповідно до вимог судна по автоматизації обладнання. Дане судно має клас автоматизації А1. В розділі приведено загальні положення та порядок проведення випробувань суднових автоматизованих дизель генераторів типу 7L27/38 Mk2 фірми MAN B&W.

6. Технологічна розробка елементів СЕУ

6.1 Системи і методи діагностування МОД

6.1.1 Основи технічного діагностування

Основні поняття і термінологія технічної діагностики

Технічна діагностика (ТД) — область знань про розпізнавання стану технічних систем (об'єктів), визначення норми проявлення технічного стану, які розробляють методи і засоби його визначення.

Технічне діагностування — процес контролю і прогнозування технічного стану об'єкта діагностування.

У якості об'єкта діагностування (ОД) розуміють суднові технічні засоби (СТЗ) і конструкції, стан яких підлягає визначенню. У поняття СТЗ включаються головні і допоміжні двигуни, допоміжні механізми і устрої.

Технічний стан (ТС) — сукупність ознак (параметрів), які характеризують зміну властивостей об'єкту у процесі експлуатації (також, іспитів після виготовлення, або ремонту), встановлених нормативно — технічною документацією (НТД).

Види ТС — справне (об'єкт відповідає усім вимогам, встановленим НТД); несправне (об'єкт не відповідає хоч одному з вимог НТД); працездатне (виконуються усі задані функції); непрацездатне (одна з заданих функцій не виконується); вірне функціонування.

До основних заданих функцій, які характеризують працездатність, наприклад, дизелів, відносяться потужність, ресурс, витрата палива. Приклади невірнього функціонування дизелів — незабезпечення заданих динамічних характеристик: приємності пускових і реверсивних якостей.

СТЗ може бути несправним, але працездатним. Наприклад, насосний агрегат може забезпечувати задану продуктивність і напір, але при значній вібрації і дефектах підшипників зойдання.

Види ТС можуть бути віднесені до СТЗ в цілому і до його окремим вузлам, системам і елементам.

Категорії (класи) ТС. У теорії діагностики прийнято, що об'єкт має багато станів (класів станів). Однак, у практиці технічної експлуатації морського флоту, та інших галузей промисловості і транспорту прийняті чотири класи (категорії) ТС. Це пов'язано з визначенням об'ємом робіт по контролю ТС, проведенню технічного обслуговування, та їх періодичності.

Контроль ТС — процедура ТД, яка включає в себе визначення виду ТС об'єкту і пошук місця і причин несправностей. Контроль ТС здійснюється періодично, але безперервно.

Прогнозування ТС — визначення виду ТС об'єкту, або параметрів, які характеризують ТС з деякої (інколи заданої) вірогідністю на майбутній інтервал часу (ресурс), або встановлення інтервалу часу з визначеною вірогідністю, в плинні якого зберігається працездатність об'єкту, або настає відмова.

Види несправностей — ушкодження, порушення функціонування і дефекти.

Ушкодження відносяться до порушень справного стану в експлуатації.

Невірне функціонування — це порушення алгоритмів функціонування в експлуатації і виготовленні.

Дефект відноситься до визначення якості виготовлення. Дефектація при ревізії після будівлі, або ремонту — пошук дефекту; перед ремонтом — пошук ушкоджень. В ряді посідачів.

В ряді посідачів по діагностуванню поняття „несправність” отожднюється з поняттям дефект.

Діагноз — результат контролю ТС — встановлення визначеної несправності у об’єкті діагностування, або віднесення об’єкта до визначеної категорії (класу) технічного стану.

Діагностична модель — формалізований опис ОД, які враховують можливості зміни його стану в часі. Моделі ОД необхідні для будівання алгоритмів діагностування формалізованими методами, для аналізу результатів на повноту виявлення і на глибину пошуку несправностей.

Діагностичні моделі представляються в аналітичній, табличній, векторній і графічній формах.

Структурні параметри — параметри, які визначають структуру об’єкту (розміри деталей об’єкту, зазори, невідповідності і інше).

Діагностичні параметри (признаки) — параметри робочого тіла (тиск, температура, витрата і інше), а також параметри фізичних полів, які виникають біля (на поверхні) об’єкту діагностування (електричні, магнітні, теплові, вібраційні і інші), які за кількістю, або якісно характеризують ТС об’єкту. Як правило, ТС визначається по сукупності діагностичних параметрів.

Контрольопридатність (діагностованість) пристосування ОД до заміру діагностичних параметрів (ознак) засобами діагностування.

Засоби діагностування — апаратура і програми за допомогою яких здійснюється діагностування.

Система технічного діагностування (СТД) — сукупність засобів, об’єкту діагностування і виконавців (людини — оператора), підготовлена до діагностування, або здійснює його по правилам, встановленим відповідною документацією (алгоритму технічного діагностування).

Розрізняють наступні види СТД.

По ступені участі людини — оператора у визначенні і класифікації діагностичних параметрів:

- ручні;
- автоматизовані;
- автоматичні.

По розташуванню:

- зовнішні (переносні)
- стаціонарно встановлені зовнішні вимірювальні пристрої;
- вбудовані (повністю вбудовані в об’єкт).

По охопленню типів об’єкту:

- спеціалізовані;
- універсальні.

По охопленню елементів об’єкта:

- локальні;
- загальні.

Задачі, які вирішуються при розробці СТД.

Люба система діагностування є специфічною системою управління, або контролю. Специфіка заключається в цілі управління (контролю), яка складається у визначенні технічного стану ОД. У відповідності з цим при розробці СТД повинні вирішуватись ті ж задачі, які зважаються при розробці інших систем управління, або контролю.

Це:

- вивчення об'єкту, його можливих дефектів і при знаків проявлення останніх;
- видір, або побудова математичного опису (моделі) поведінки справного об'єкту і його несправних модифікацій;
- аналіз математичної моделі з ціль'ю отримання системою алгоритму діагностування, яка реалізується;
- внесення при необхідності зміни в структуру і конструкцію ОД для забезпечення умов діагностування, які вимагаються;
- видір, або розробка засобів діагностування;
- розглядання і розрахунок характеристик СТД в цілому.

Методи технічного діагностування. Розрізняють дві основні групи методів — функціональне і тестове діагностування.

Функціональне діагностування здійснюється під час функціонування об'єкту, на який поступають тільки робочі впливи (до нього відносять також аналіз середовищ, які виходять з об'єкта — масла, води, продуктів згорання). Тестове діагностування здійснюється шляхом подачі на об'єкт тестової дії, утому числі контроль без розробки, що не руйнує, з частковою розробкою об'єкта діагностування.

Алгоритм діагностування — сукупність розпоряджень, який визначає послідовність дій людини — оператора при проведенні ТД.

6.12 Принципи діагностування суднових технічних засобів.

Сутність технічного діагностування складається в розробці і практичній реалізації алгоритмів оцінки параметри технічних станів об'єктів діагностування без їх розробки в робочих умовах.

Структурні якості ОД. Якщо під технічним складом (ТС) об'єкту діагностування розуміти сукупність його властивостей, який міняються під час роботи, то для пошуку дефектів, прогнозування ТС необхідно виділити ті суттєві властивості об'єкту, які забезпечують його стійке функціонування і є у зв'язку з цим, характеристикою ТС. Крім того, необхідно знайти закономірності зміни цих властивостей і тим самим визначити види ТС, у яких може знаходитись об'єкт діагностування.

Першорядне значення мають структурні властивості об'єкта діагностування. Ці властивості визначаються сукупністю елементів і зв'язків між ними, формуються при створенні системи і проявляються у процесі його роботи. Головна роль у формуванні будь-якої системи, а тому, і в характеристиці її структурних властивостей належать між елементним зв'язкам, оскільки саме вони надають системі цільний характер і забезпечують взаємодію елементів. Виявлення виду зв'язку між елементами, дозволяє диференціювати систему на ряд рівнів з однаковою природою

зв'язку, знайти форму її використання через параметри, які вимірюють, визначити характер зміни останніх і сформулювати задачу діагностування, властиву підсистемі одного рівня.

Рівні аналізу технічного стану СЕУ. Розглянемо суднову енергетичну установку, як складну систему, яка представляє собою об'єкт діагностування. СЕУ можна підрозділити на три рівні взаємопов'язаних систем, які розрізняються між собою елементною властивістю і між елементними зв'язками.

Перший рівень — це СЕУ в цілому, яка складається з агрегатів, устроїв і механізмів, у яких послідовно відбувається закінчений цикл перетворень, або передачі енергії. Такі елементи системи представляють собою функціонально самостійні елементи (ФСЕ). Наприклад, в паротурбінній установці: паровий котел, турбозучастий агрегат, валопровід і гребний вал, конденсатор, конденсатний і живильний насоси, підігрівачі конденсату. Фізичною основою між цими ФСЕ СЕУ є процеси переносу робочого тіла. Ці зв'язки можуть бути названі енергетичними. Їх кількісною оцінкою є традиційно контрольовані параметри стану робочого тіла, або середовища (тиск, температура, витрата, склад). Порушення цих зв'язків може привести до зниження потужності СЕУ, зниженню теплової ефективності і експлуатаційної надійності.

На другому рівні аналізу СЕУ у якості об'єктів діагностування розглядаються ФСЕ, тобто, механізми, апарати і устрої, з яких складається СЕУ. Елементами підсистеми цього рівня є деталі, або вузли, а фізичною основою зв'язків впливає вважати процеси взаємодії деталей, які визначаються наявністю ступенів свободи. По своїй природі зв'язки між деталями є механічними. Вони типові для агрегатів, кінематичні пари яких мають число ступенів свободи 1 і більше. Це повністю характеризує положення і рух деталей агрегатів і кількість визначається узагальненою координатою механічної системи. Під нею приймають кожний з незалежних один від одного параметрів, однозначно визначальних, які відповідають положенню деталей відносно нерухомої системи координат. Ці параметри називають структурним, (зазор, міжцентрова відстань, прогинання і т.п.) вони є кількісною характеристикою механічних зв'язків. На третьому рівні аналізу будуть елементи ФСЕ — деталі, вузли. Їх структура характеризується молекулярними зв'язками. Порушення цих зв'язків призводить до появи у конструкційному матеріалі деталей устаткування тріщин, ерозійних і корозійних ушкоджень і т.п., розміри яких можна також врахувати структурними параметрами.

Таким чином, по параметрам можна визначити працездатність і технічний стан об'єктів діагностування.

6.13 Методи і властивості діагностування

Теплові методи діагностування

Сутність теплового (термодинамічного) методу: реалізація теплового методу припускає наявність функціонального зв'язку між зміною температури у деякій точці деталі і змінами структурного параметра. У загальному випадку теоретична оцінка точності зв'язку утруднена, але якісне визначення її можливе при постановці експерименту. Відомі данні дозволяють зробити висновок про монотонну зміну температури і, практично, лінійного зв'язку її зі структурним параметром.

У СЕУ теплові методи використовують для визначення стану підшипників електродвигунів, генераторів, насосів, ДВС, турбін, валопроводів і інших механізмів. Параметр „температура” використовується для контролю протікання робочих процесів у машинах і апаратах СЕУ.

Параметром теплового (термометричного) діагностування є температура, яка відображує протікання робочого процесу, появу і розвитку цілого ряду несправностей в суднових технічних засобах.

Основні групи теплових методів діагностування по виду використання засобів діагностування можуть бути контактні і безконтактні.

Оптична інтроскопія

Сутністю інтроскопії є огляд (при необхідності з фіксуванням зображення) внутрішніх поверхонь суднових технічних засобів — дизелів, редукторів і приводів розподільних валів, проточних частин турбін і турбокомпресорів, трубних поверхонь котлів і теплообмінників, трубопроводів і т. п. — без розбори через отвори за допомогою оглядових трубок з вбудованою системою освітлення об'єкту спостереження у видимій області спектра (0,38–0,78 мкм). Засоби інтроскопії — це ендоскопи, вони підрозділяються по типам оглядових трубок на: жорсткі (лінзові, інколи їх називають бороскопами), гнучкі (волоконно-оптичні, інколи їх називають віброскопами) і мікротелевізійні. У всіх типів ендоскопів пристосовують волоконно — оптичне освітлення, у деяких жорстких трубках використовуються лампи накаливання. Зображення розглядається за допомогою окуляра, або на екрані телевізійного монітора. Фіксація зображення — фотоапаратом, або відеомagnetофоном.

Діагностування по результатам аналізу складу речовин

Сутність методу діагностування по аналізу продуктів зносу у маслах: включення у масло відображують характер і інтенсивного зносу (руйнування) елементів СТЗ, які змащуються маслом і характеризуються розміром, числом, концентрацією часток і їх хімічним складом. Число часток вимірюється у одиницях, які приходяться на об'єм (од. мл.) При нормальному зносі СТЗ (процеси тертя і зрізу) виявляються частки розміром 0,15–15 мкм і товщиною 0,15–1 мкм. При терті — це гладкі круглі лусочки (чешуйки рос.).

Діагностування по характеру зміни показників якості масла — для визначення технічного стану машин і механізмів виконують наступні визначення показників якості масла:

- визначення в'язкості;
- наявність води;
- визначення загального лужного числа;
- визначення щільності масла;
- визначення наявності і змісту механічних домішок;
- визначення температури спалаху;
- визначення аерації масла;
- визначення змісту палива у маслі.

У табл. 7.3 показаний зв'язок несправностей дизеля з показниками якості масла:

Таблиця 7.3 Діагностування по результатах аналізу складу речовин

Несправність	Зміна показників якості масла
Значний прорив газів у картер	Різде збільшення в'язкості і високий зміст нерозчинного осаду
Неповне згорання палива	Різде збільшення в'язкості; потемніння центрального ядра і скорочення зони дифузії у крапельній пробі
Погано працюють масляні фільтри, погано працює повітряний фільтр; місцевий підігрів масла	Різде збільшення в'язкості; масляна пляма коричневого кольору; підвищений зміст S_i у маслі
Попадання палива з в'язкістю більше, ніж у масла	Різде збільшення в'язкості; велика різниця нерозчинного у толуолі і бензині осаду; різка зміна зміни щільності
Попадання палива з в'язкістю менше, ніж у масла	Різде зниження в'язкості; зниження в'язкості; зниження температури спалаху
Погано відрегульований сепаратор, масляний холодильник, який тече, нещільність системи охолодження циліндра	Підвищений зміст води; зниження загального лужного числа
Використання палив з великим змістом сірки; погана регулювання температури охолодження	Зниження загального лужного числа

По ступені аерації масла, тобто, по перетворенню масла у повітряно — масляну емульсію яку стискають, можна судити про вірне розташування зливних і приймальних отворів у картері СТЗ, підсосу повітря через нещільності і тп. Аерація масла порушує роботу підшипників і масляних насосів, призводить до негативних явищ і підвищеної вібрації. Ступінь аерації масла встановлюють по ступені зниження рівня відібраної проби керованого масла у мірній судині після відстою на протязі 4 годин.

6.14 Методи неруйнівного контролю

Принцип виміру товщини стінок ультразвуковим методом : у процесі експлуатації суднових енергетичних установок в результаті як зовнішніх факторів, так і факторів пов'язаних зі здійсненням процесів перетворень енергії, проходить зміна (зменшення) товщини стінок елементів енергетичних установок (трубки і колектори котлів, трубки теплообмінних апаратів, стінки корпусів різноманітних насосів, трубопроводів з агресивними середовищами і інші).

Внутрішні ушкодження стінок судин, трубопроводів, такі як корозія, ерозія, виїмки, вибоїни, тріщини і інші, можуть бути детектировані з зовнішньої поверхні. Для таких обстежень пристосовують портативні прибори і автоматичні комплекси.

Принцип дії товщиномірів оснований на вимірюванні швидкості проходження ультразвукових сигналів, які посилають випромінювачем, які проходять через стінку і відбиваючи от дефекту у стіни, або зовнішньої поверхні стінки знову повертаються до датчика. Товщиноміри автоматично переліковують час розповсюдження ультразвукових коливань від місця установки випромінювача до протилежної стінки виробу і назад, а на дисплеї приладу висвічується значення товщини стінки. При цьому завдячливо прилад настраюється на відповідний матеріал, з якого виконаний даний виріб.

Прибори для вимірювання товщини стінок постійно удосконалюються. Нижче у якості приклада приведено декілька модифікацій приборів і автоматизованих комплексів.

6.15 Вібраційні методи

Природа коливальних процесів: в теорії коливань використовується умовна класифікація коливальних процесів по коливальних процесів по їх природі. Це — вільні, примусові, автоматичні коливання, параметричні, або їх комбінації.

Колівальні процеси в залежності від їх характеру умовно можуть бути розділеними на детерміновані і випадкові.

Вібрацію класифікують по її джерелам: (механічна, аерозіродинамічна, електромагнітна, електродинамічна), або по конструктивному вузлу, її викликаючому (роторна, лопаточна, підшипникова, зубчаста і т. п.).

Механічна вібрація викликається дією сил через невірноваженість механізму (як правило, періодична вібрація), зіткнення часток (ударні імпульси), виникнення деформації через порушення кінематики. Аерозіродинамічна вібрація виникає через зрив потоку при обтіканні елементів СТЗ (лопаток, турбін, робочих коліс, насосів і т. п.), кавітаційних явищ, порушення гідродинаміки змащення. Цей вид вібрації носить характер випадкових коливань. Електромагнітна і електродинамічна вібрація виникає в електричних машинах і устроях при порушенні взаємодії провідників зі стоком, порушення магнітного поля.

Основні параметри вібраційних процесів, які використовують в діагностичних цілях.

Частота вібрації виражається у герцах (Гц), $f = 1/T$, де T — час повного циклу коливань, $\omega = 2\pi f$ — кругова частота.

Вібропереміщення S , мкм (мм) — складова переміщення, який описує вібрацію.

Віброшвидкість ν , мм/с — похідна вібропереміщення по часу.

Віброприскорення α , м/с² — похідна віброшвидкості по часу. Виражається також у одиницях нормалізованого прискорення сили ваги $lg = 9,807$ м/с².

Взаємозв'язок параметрів вібрації:

$$\begin{aligned}\nu &= 2\pi f S = a 10^3 / 2\pi f ; \\ S &= \nu / 2\pi f = a 10^3 / (2\pi f)^2 ; \\ \alpha &= (2\pi f)^2 S 10^{-3} = 2\pi f \nu 10^3\end{aligned}$$

де f — частота коливань, с⁻¹.

Параметри оцінки рівня вібрації: пікове значення вібрації визначається як найбільше відхилення коливальної величини X_n (амплітуда A). Розмах коливань — різниця між найбільшим і найменшим значеннями коливальної величини у розглянутому інтервалі часу (подвійна амплітуда). Середньоарифметичне миттєвих значень вібрації (без заліку знаку) характеризує загальну інтенсивність вібрації X_{cp} . Середнє квадратичне значення СКЗ коливальної величини — квадратний корінь з середнього арифметичного, або середнього інтегрального значення квадрату коливальної величини у розглянутому інтервалі часу $X_{скз}$.

Для гармонійної вібрації: $X_n = A$; $X_{скз} = 0,707A$, де A — амплітуда коливань.

6.16 Вимірювання тиску

У СТС вимірюють статичний і повний тиск. Останні використовуються при діагностуванні газоповітряного тракту дизеля і ГТД. Вимірювання повного тиску виконується за допомогою спеціальних насадок, які дають точні значення без тарування при врахуванні впливу куткових характеристик. При вимірюванні статичного тиску отвір діаметром 2 .. 5 мм для відбору тиску розташовують перпендикулярно до стінки і суцільно запаюють.

Для вимірювання постійного тиску в практиці діагностування застосовуються рідинні, деформаційні манометри і електричні перетворювачі з вимірювальними приладами. Рідинні манометри використовуються трьох типів: U-подібні, чашкові і мікроманометри (МТІ-250).

Розрізняють деформаційні показуючі манометри з чутливим елементом у вигляді трубчастої пружини (трубка Бурдона), мембранні, з сілфоном. Вони служать для вимірювання надлишкового тиску і вакууму (манометри, вакуумметри і мановакуумметри).

Електричні перетворювачі тиску дубують індуктивні і тензо-метричні. У вітчизняних системах діагностування застосовують датчики типів ЕДД і МДД, закордонних – ВІД-17 («Лутроніка»).

Максиметри. Прилади, призначені для вимірювання контролю максимального тиску згоряння і тиску стиснення в циліндрах дизелів, називаються максиметрами. Їх широко використовують для дизелів, що не мають індикаторного приводу. У порівнянні з механічним індикатором максиметр дає більш точне значення тиску.

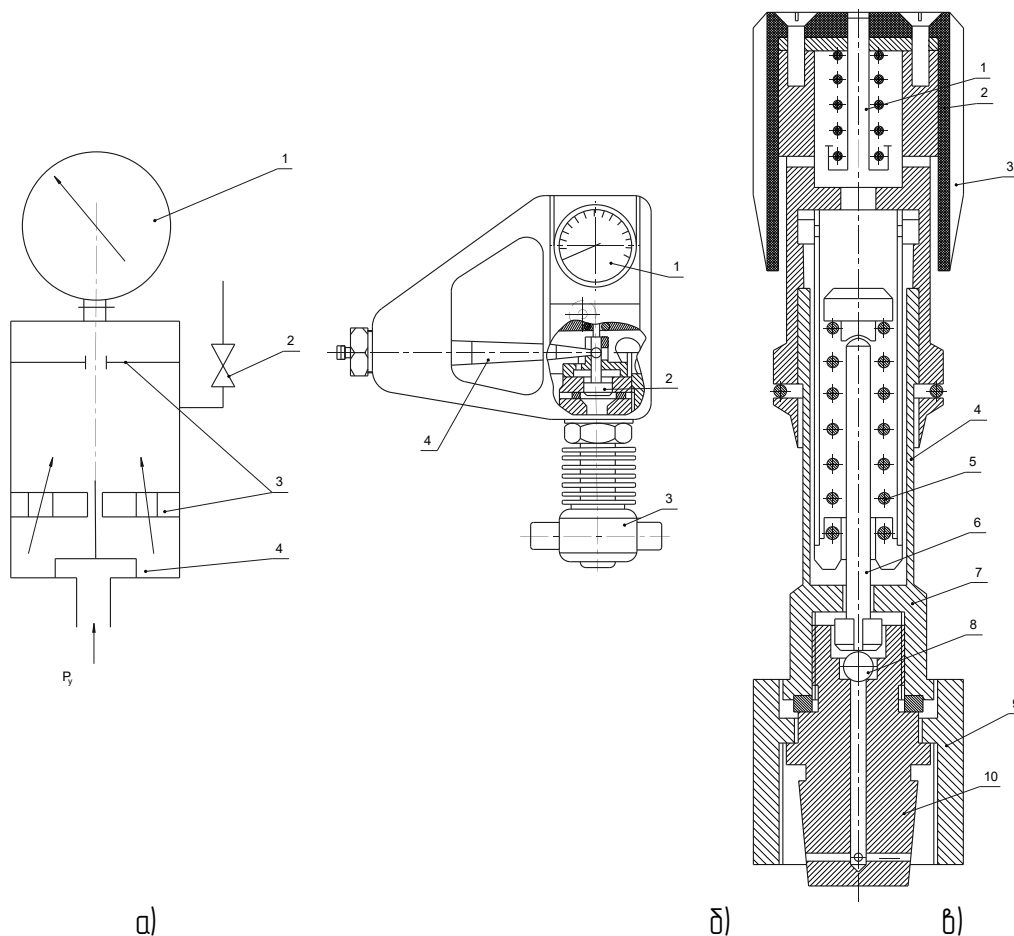


Рисунок. 7.2. Максиметр

а – гідравлічний (схема дії: 1 – манометр; 2 – підбурюючий клапан; 3 – діафрагма; 4 – безповоротний клапан); б – пружинний з поворотною головкою (1 – сигнальний шток; 2 – головка; 3 – натискний циліндр; 4 – ноніус; 5 – пружина; 6 – шток; 7 – корпус; 8 – безповоротний кульковий клапан; 9 – натискна гайка; 10 – штуцер); в – зі стрижневою пружиною (1 – індикатор; 2 – безповоротний клапан; 3 – накидну гайку; 4 – стрижнева пружина)

6.2 Технологічне обслуговування та ремонт рамових підшипників

Огляд рамових підшипників підрозділяється на три частини (рис. 8.1):

- рамові підшипники (відмічені буквою А),
- кінцевий опорний підшипник упорного валу (відзначений буквою В),
- кінцевий у демфера поздовжніх коливань (відзначений буквою С).

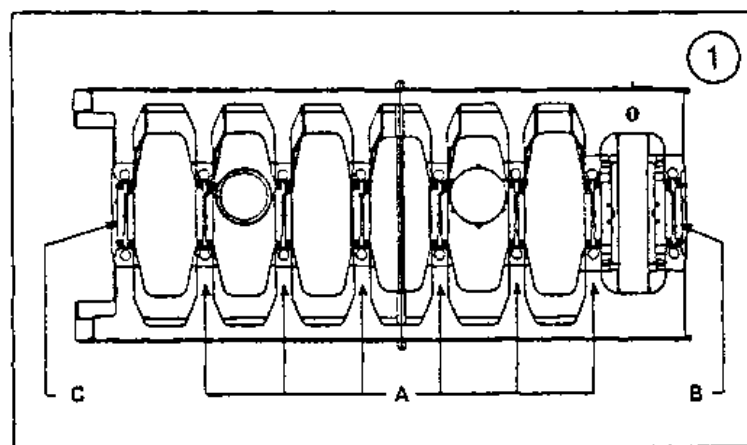


Рисунок 8.1 Схема розташування підшипників

Огляд рамових підшипників (зазначених буквою А) (рис. 8.2).

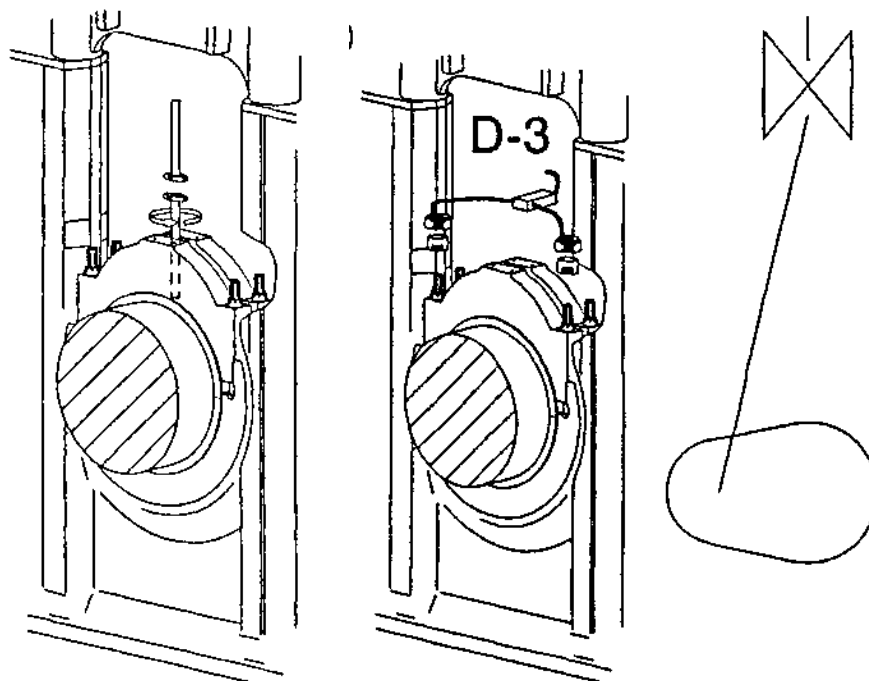


Рисунок 8.2 Схема положення кривошипів та кріплень

Від'єднайте трубу мащення від магістралі.

Поверніть коліно так, щоб його щоки були звернені на сторону випуску двигуна.

Перевірте зазор перед демонтажем і запишіть для подальшого використання.

Встановіть гідравлічні домкрати, відпустіть і зніміть гайки (рис. 8.3).

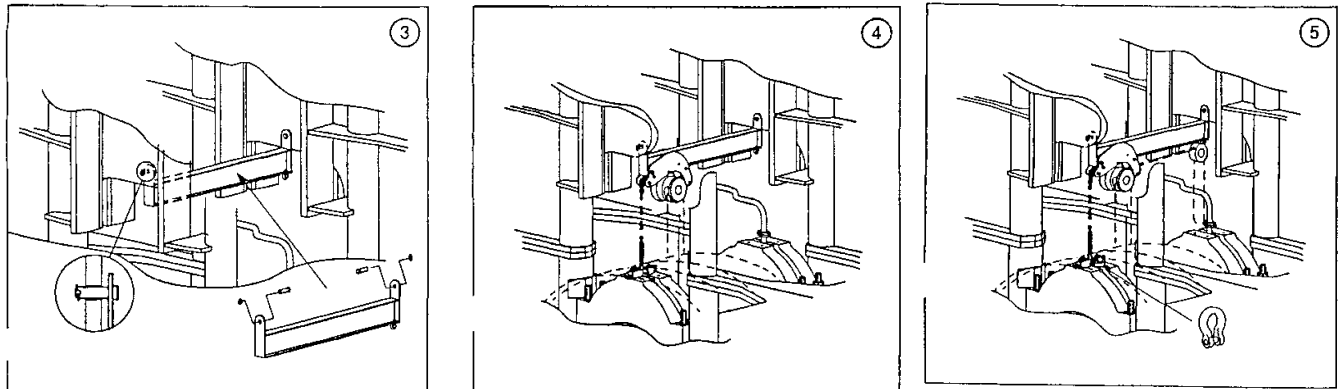


Рисунок 8.3 Схема встановлення балки

Встановіть підкранові балки на листи картера. Або в самий нижчий, або в самий верхній отвір балки в залежності від отворів в листі картера. Використовуйте циліндричні штифти і закріпіть їх стопорними штифтами.

Встановіть пересувний візок на підкрановій балці.

Підвісьте таль на візку і покладіть ланцюг навколо зірочки ланцюга.

Прикріпіть підйомне пристосування до кришки підшипника і натягніть таль. Використовуйте балку для підйому обох кришок підшипників.

Підвісьте таль в протилежному кінці підкранової балки і підвісьте таль на візку.

Встановіть скобу на пристосуванні для підйому.

Підніміть кришку підшипників, не зачіпаючи шпильок і щік кривошипа.

За допомогою талі підтягніть візок і кришку підшипника до середини підкранової балки.

Встановіть таль поза двигуном, іншу – всередині картера (рис. 8.4).

Зачекуйте таль зовні двигуна і, піднімаючи кришку підшипника, виведіть її з двигуна.

Поміняйте таль на візку на нормальну таль.

Встановіть спеціальне підйомне пристосування для верхнього вкладиша рамового підшипника.

Закріпіть таль і, піднявши верхній вкладиш підшипника, виведіть його з двигуна (рис. 8.5).

Примітка:

Якщо колінчастий вал провертається при знятті кришки підшипника, використовуйте два стопори, які допоможуть запобігти викочування нижнього вкладиша.

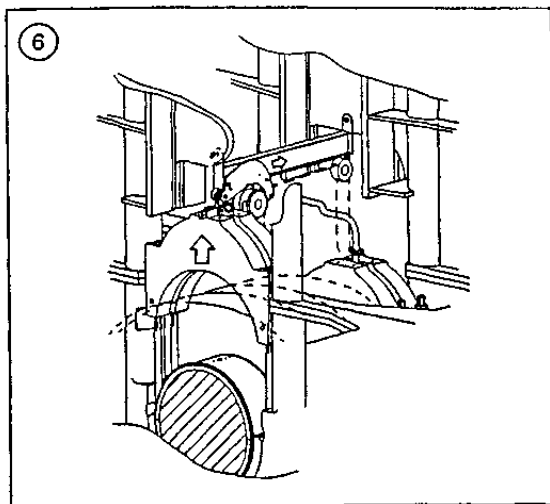


Рисунок 8.4 Зняття верхнього вкладиша

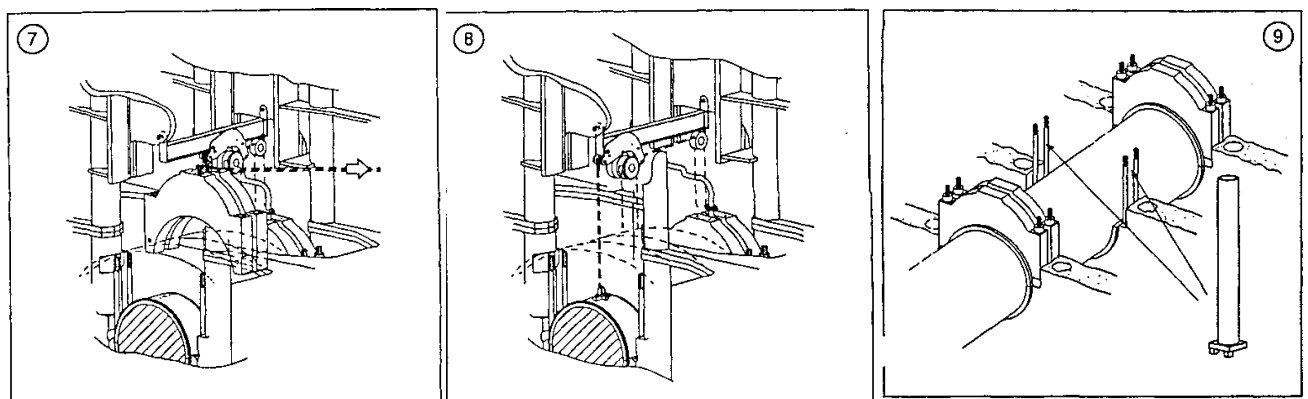


Рисунок 8.5 Схема зняття верхнього вкладиша

(Заміряйте зазор в сусідньому підшипнику).

Двигун можна також провертати без встановленого нижнього вкладиша.

Видаліть гвинти з поперечки (вони закручуються тільки для їх безпечного зберігання) і вкрутити їх в різьбові отвори гідродомкратів (для затягування шпильок рамових підшипників).

Замініть замкові з'єднання гідродомкратів на кутові замкові з'єднання (рис. 8.6).

Встановіть поперечину в фундаментну раму кінцями на поперечні балки і встановіть гідродомкрати під щок криивошипа, як показано.

Підключіть гідравлічні домкрати до насоса високого тиску і піднімайте тиск до тих пір, поки колінчастий вал не підніметься відповідно до зазором в сусідньому підшипнику.

Запишіть тиск для подальшого використання.

Якщо потрібно підняти вище (макс. 0,5 мм), звільніть кришки сусідніх рамових підшипників.

Перевірте після підйому, що зазор між шийкою і підшипником, а також між підшипником і постіллю рамового підшипника однаковий на обох сторонах, щоб бути впевненим, що колінчастий вал піднято строго вертикально. Якщо це не так, зафіксуйте його домкрата, щоб колінчастий вал піднімався правильно (рис. 8.7).

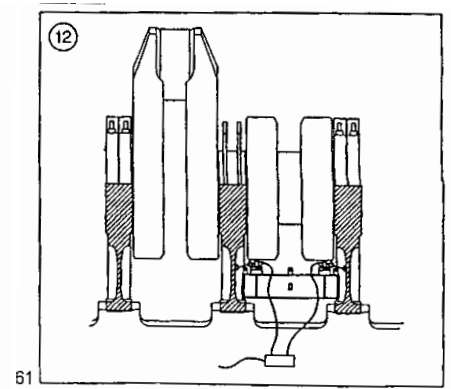
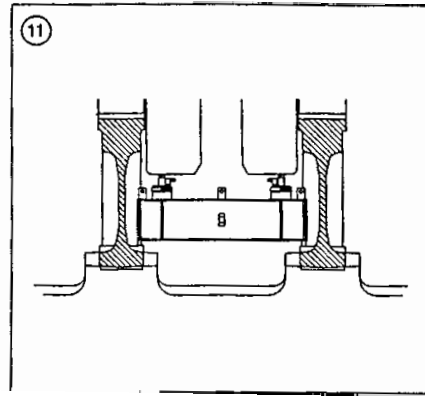
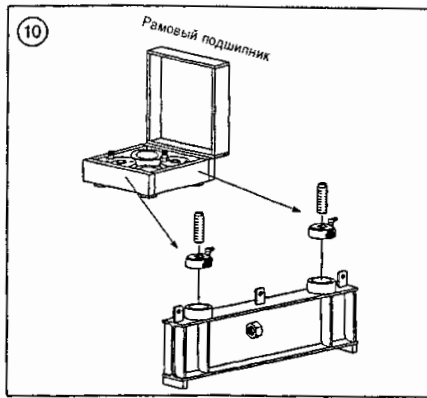


Рисунок 8.6 Встановлення гідродомкратів

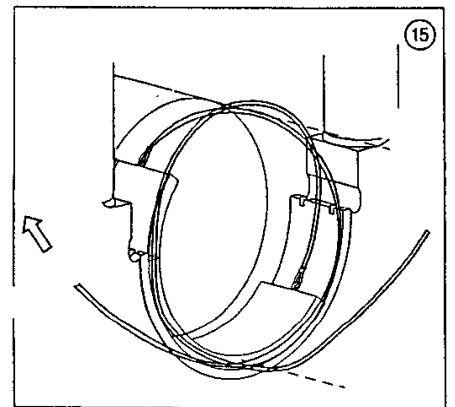
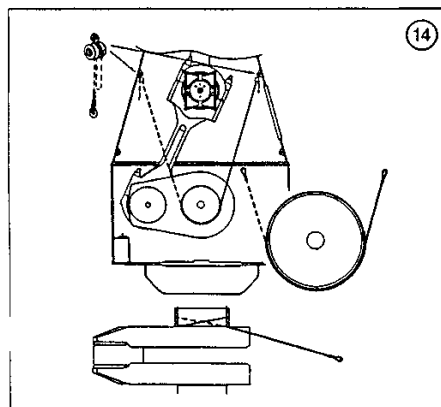
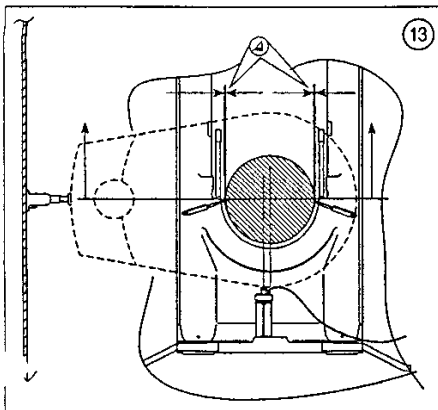


Рисунок 8.7 Фіксування положення колінчастого валу

Якщо переміщення домкратів недостатньо для забезпечення вертикального підйому, розмістіть 5-тонний домкрат між бічною стінкою і кривошипом і подкорректируйте таким чином підйом.

Щоб уникнути засмоктування повітря, переконайтеся, що циліндр насоса звернений вниз.

Прикріпіть два каната до верхньої частини вкладиша, один—для виїмання, інший—для установки, якщо вкладиш застряє в ліжку рамового підшипника. Канат розмістіть як показано.

Викочуйте нижній вкладиш вгору, поки він не ляже поверх шийки рамового підшипника.

Виводите нижній вкладиш з двигуна тим же способом, що і верхній, тобто із застосуванням підйомального пристрою.

Перед установкою:

Перевірте кромки на наявність пошкоджень і задирок, особливо вкладиша і ліжку підшипника.

При необхідності очистіть за допомогою прямолінійного шабера і/або спеціального полірувального пристосування.

Переконайтеся, що всі деталі чисті, використовуйте непушістую тканину для чищення між шийкою і постіллю рамового підшипника.

Встановіть два спеціальних каната.

Змастіть шийку підшипника, ліжку рамового підшипника і зовнішню поверхню вкладиша (рис. 8.8).

Переконайтеся, що маркування звернена вперед.

Перевірте, щоб вкладиш не застряг в канатах.

Перед викочування нижнього підшипника перевірте, щоб він міг вільно рухатися між шийками і фундаментної рамою в обох сторони.

Для запобігання провертання вкладиша при демонтажі підйомного пристрою використовуйте спеціальні канати, щоб утримати вкладиш.

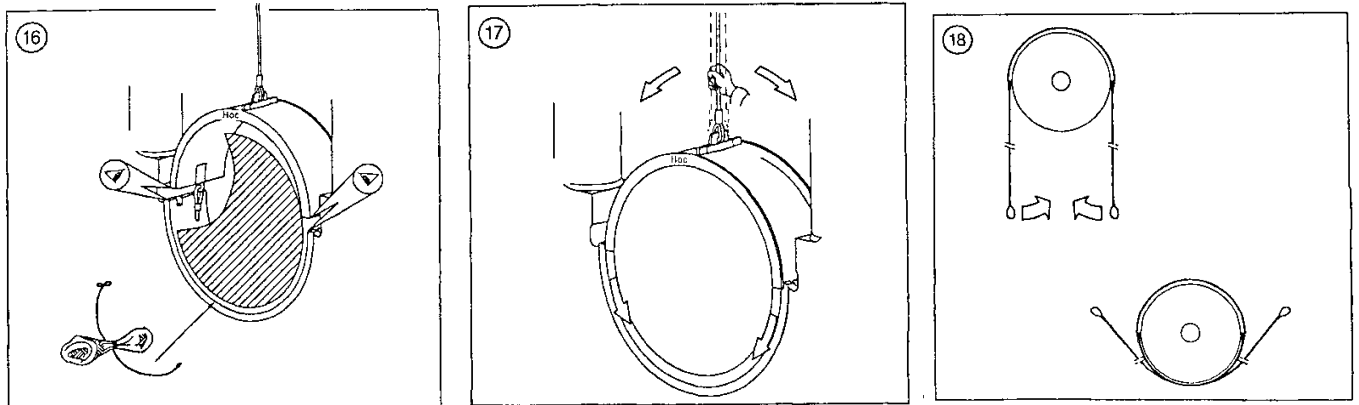


Рисунок 8.8 Схема встановлення нижнього рамового підшипника

Натягніть канати і використовуйте їх, щоб підтримувати і встановити вкладиш на місце. Перевірте, що вкладиш підшипника встановлено з однаковими відстанями по обидва боки.

Щоб забезпечити однакові відстані по обидва боки, використовуйте для регулювання стопори вкладишів рамових підшипників (рис. 8.9).

Після передирання чи припасування нового підшипника виїміть або встановіть необхідну кількість прокладок для отримання зазору, зазначеного на аркуші Даних.

Після складання підшипника перевірте цей зазор щупом «Кіаез».

Встановіть кришку підшипника і затягніть гайки за допомогою гідравлічних домкратів.

Це робиться в три стадії:

перша:

- затягніть гайки двох носових шпильок до 400 бар.

друга:

- затягніть дві кормові гайки до 900 бар.

третя:

- перезатягніть гайки двох носових шпильок до 900 бар.

Встановіть труду підведення масла.

Огляд кінцевого рамового підшипника (С) у демпфера повздовжніх коливань.

Відключіть труду мастила від магістралі.

Поверніть коліно валу так, щоб його точки дули звернені в бік випуску двигуна.

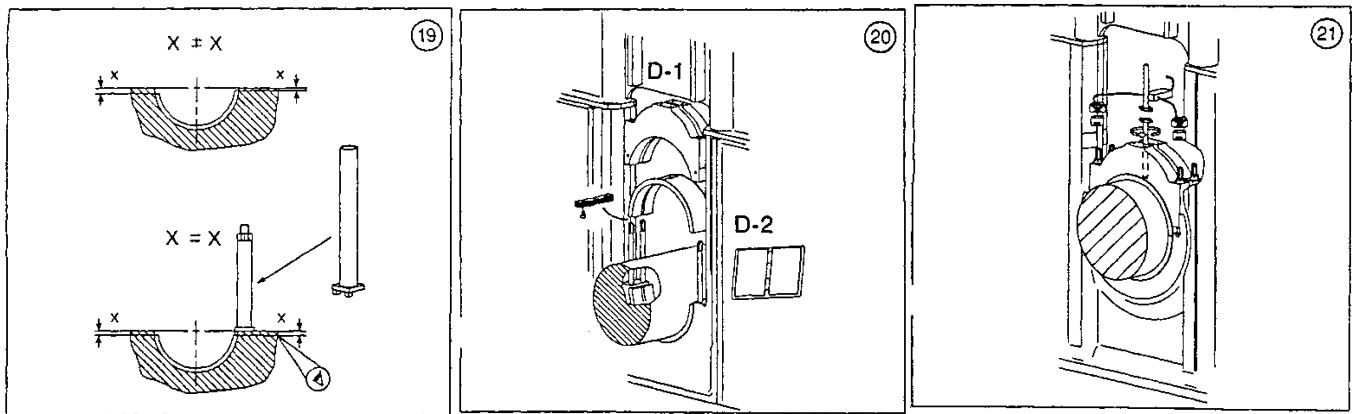


Рисунок 8.9 Встановлення верхнього рамового підшипника

Встановіть «склянки» і гідравлічні домкрати на шпильки. За допомогою гідравлічних домкратів звільніть гайки шпильок рамових підшипників (рис. 8.10).

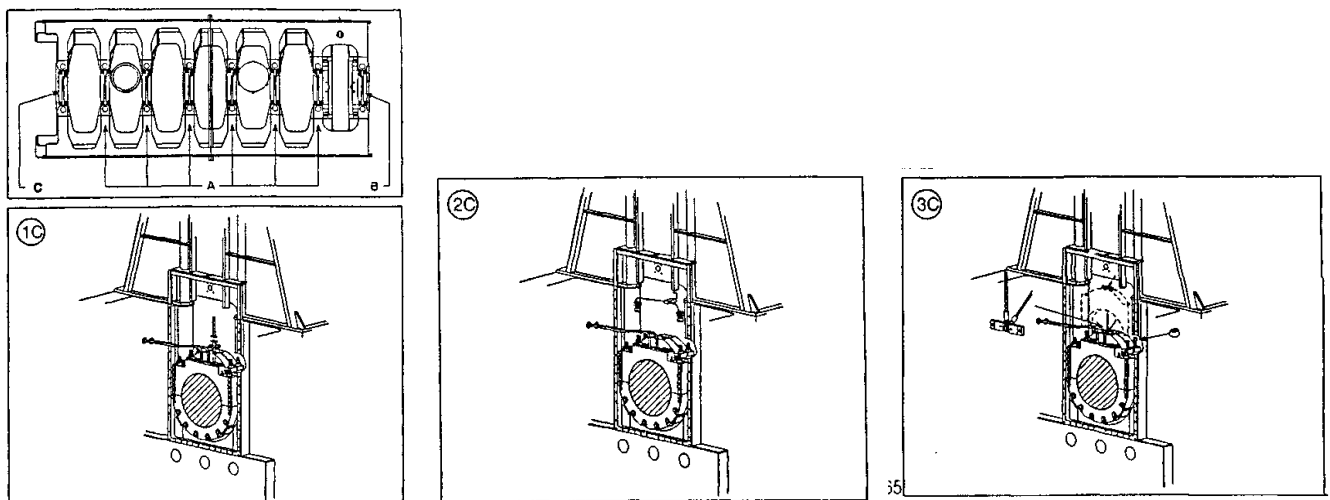


Рисунок 8.10 Огляд кінцевого рамового підшипника (С) та демфера повздовжніх коливань

Встановіть направляючий шків з підйомним канатом і пристосуваннями на стінку картера.

Встановіть підйомне пристосування на кришку носового підшипника. Встановіть таль.

Встановіть захисні ковпачки на шпильки сусіднього підшипника (рис. 8.11).

Підніміть кришку підшипника без шпильок і опустіть її на сусідні шпильки.

Зніміть кришку, по черзі використовуючи талі.

Увага!

Ні в якому разі не знімайте пристосування для підйому колінчастого валу до установки нижнього вкладиша рамового підшипника на місце (тільки підшипник С).

Підніміть колінчастий вал і викотите вкладиші підшипників.

Примітка:

Зазор між демпером подовжніх коливань і шийкою може бути вирішальним фактором для визначення висоти підйому колінчастого валу.

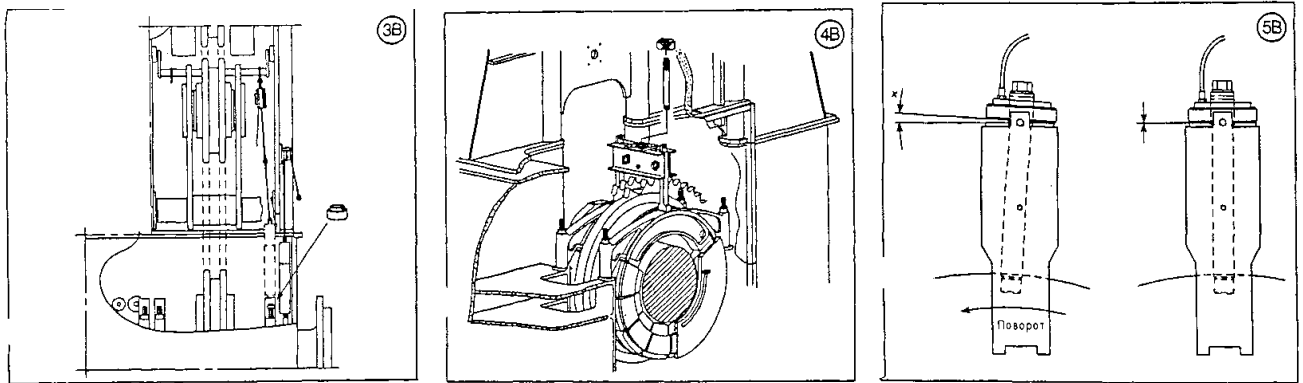


Рисунок 8.11 Огляд рамового підшипника в кінці упорного валу

Огляд рамового підшипника в кінці упорного валу (В).

Зніміть велику кришку з кормового кінця картера. Від'єднайте трубу мастила від магістралі (рис. 8.12).

Встановіть «склянки» і гідравлічні домкрати на шпильки. За допомогою гідравлічних домкратів відпустіть гайки шпильок рамових підшипників. Поверніть коліно валу так, щоб його щокі були звернені в бік випуску двигуна.

Встановіть поперечину в відсік ланцюгового приводу і захисні ковпачки на шпильки кормового підшипника (рис. 8.12).

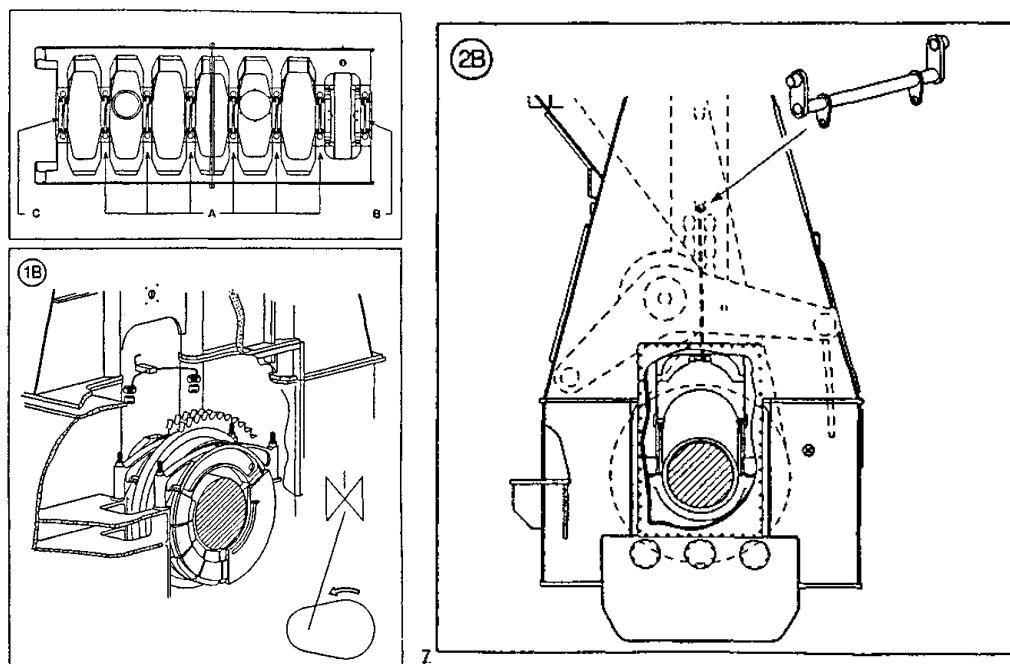


Рисунок 8.12 Фіксація положення рухомих елементів КШМ

Встановіть підйомні пристосування з двома канатами на кришку підшипника і, по черзі користуючись таями, зніміть кришку з двигуна.

Повторіть цю операцію для кришки кормового підшипника.

Проверніть двигун так, щоб встановити отвір для гвинта ланцюгової зірочки в ВМТ.

Встановіть поперечину для підйому кінця упорного валу так, щоб опори лягли на стопори упорного підшипника.

Укрупніть шпильку для виїмання в зірочку.

Наверніть гідравлічний домкрат (для болтів крейцкопфа) на шпильку для виїмання і перевірте, щоб гідравлічний домкрат упирався в поперечину по всій поверхні, інакше становище поперечини шпильки виїмання слід відкоригувати.

Встановіть мікрометричний індикатор так, щоб можна було виміряти підйом упорного валу (рис. 8.13).

Підніміть завзятий вал на 0,5 мм або на величину зазору, заміряного в сусідньому підшипнику.

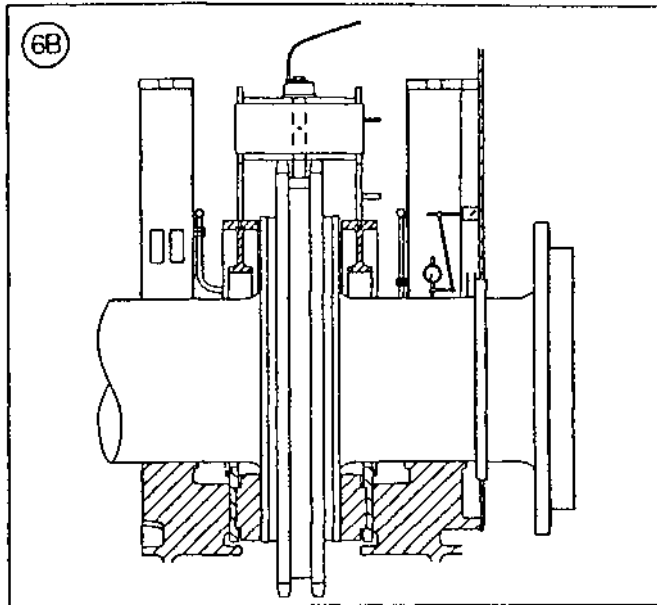


Рисунок 8.13 Приклад встановлення мікрометричний індикатор так, щоб можна було виміряти підйом упорного валу

Викотите вкладиш підшипника.

Змонтуйте в зворотному порядку, звертаючи увагу на рада про очищення.

6.3 Технологічний процес монтажу пластинчастого холодильника

6.3.1 Стислий опис механізму, що монтується

До складу пластинчастого теплообмінного апарату-холодильника входять:

- теплообмінні пластини;
- несуча балка;
- ущільнюючі прокладки;
- напрямляючі опори;
- нерухома плита;
- прижимна плита;
- стискаючі елементи кріплення.

Пластини і прокладки стиснуті в пакет і закріплені в рамі, утвореній плитами, балкою, опорою та елементами кріплення (шпильками або болтами з гайками). У пакеті пластин з стиснутими між ними прокладками створюються проточні канали. Вхід і вихід з цих каналів здійснюється через отвори, розміщені в кутах пластин. При наявності кільцевої прокладки навколо

напроти розміщених отворів пластин теплоносії переходить через канал, не попадаючи між пластини. При відсутності кільцевої прокладки теплоносії проходить по каналу. Подача теплоносії в канали і відведення з них здійснюється через з'єднувальні патрубки або фланці.

6.3.2 Загальні технічні вимоги до монтажу холодильника

Під час монтажу холодильника необхідно керуватися документацією заводу-виробника, затвердженими технологічним процесом та монтажним кресленням.

Завантаження холодильника на судно слід здійснювати на попередньо підготовлений фундамент.

Перед завантаженням холодильника на судно представник відділу технічного контролю повинен перевірити наявність технічної документації зовнішнього приймання.

Завантаження холодильника необхідно здійснювати за допомогою пристосувань у відповідності зі схемою строповки підприємства-постачальника або підприємства-будівельника.

Завантажувальні пристосування повинні виключати деформацію і обрив двигуна.

Завантаження холодильника необхідно здійснювати в період відсутності атмосферних опадів.

Після завантаження на судно холодильник до початку його монтажу не повинен бути розчохлений для запобігання від ушкоджень.

Кріплення холодильника до суднового фундаменту здійснюється на вирівнюючих шайбах.

Відхилення від горизонталі не повинне перевищувати 3 мм/м і 6 мм на всю довжину холодильника.

Перевірка щільності прилягання до фундаменту кріплення лап холодильника здійснюється щупом при незатягнутих болтах кріплення. Пластина щупа 0,5 мм не повинна проходити на 2/3 периметра лапи.

6.3.3 Розрахунок нерухомості змонтованого апарату

Після закріплення холодильника до суднового фундаменту необхідно перевірити його нерухомість від дії експлуатаційних навантажень, що здвигують апарат.

Навантаження, які виникають:

1) при зіткненнях, тобто в нестандартних ситуаціях, і враховуються коефіцієнтом перенавантаження $k_g = 1,8$

$$P_1 = m \cdot k_g \cdot g = 458 \cdot 1,8 \cdot 9,81 = 8087 \text{ Н},$$

де m – маса механізму, кг;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення сили тяжіння;

2) при крені судна на кут до 45°

$$P_2 = m \cdot \cos 45^\circ \cdot g = 458 \cdot 0,707 \cdot 9,81 = 3177 \text{ Н};$$

3) при хитах судна з періодом T , с, у залежності від проекції відстані l , см, між центром ваги механізму та центром ваги судна на площину мідель-шпангоута.

Навантаження визначається за формулою Шуманського

$$P_3 = \frac{4 \cdot m}{T^2} \cdot (0,008 \cdot l + 1,75) \cdot g = \frac{4 \cdot 458}{30^2} \cdot (0,008 \cdot 705 + 1,75) \cdot 9,81 = 1443 \text{ Н}.$$

Сумарне експлуатаційне навантаження $P_{\text{сум}}$

$$P_{\text{сум}} = \sqrt{P_1^2 + (P_2 + P_3)^2} = \sqrt{8087^2 + (3177 + 1443)^2} = 9314 \text{ Н.}$$

Сумарному експлуатаційному навантаженню $P_{\text{сум}}$ має протидіяти сила тертя $F_{\text{тер}}$, яка виникає в стикі "механізм-фундамент" від тиску маси m та осьового зусилля затягування болта $V_{\text{зат}}$:

Осьове зусилля затягування болта $V_{\text{зат}}$

$$V_{\text{зат}} = 0,8 \cdot \sigma_{\text{тек}} \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{бн}}^2}{4} = 0,8 \cdot 360 \cdot \frac{\pi \cdot 19^2}{4} = 81656 \text{ Н,}$$

де $\sigma_{\text{тек}} = 360 \text{ МПа}$ – межа текучості матеріалу (Ст45) болта;

$d_{\text{бн}} = 19 \text{ мм}$ – розмір шпильки по внутрішньому діаметру різьби.

Тоді сила тертя

$$F_{\text{тер}} = \left(V_{\text{зат}} + \frac{m \cdot g}{z} \right) \cdot \mu \cdot z = \left(81656 + \frac{458 \cdot 9,81}{3} \right) \cdot 0,3 \cdot 3 = 74838 \text{ Н,}$$

де $\mu = 0,3$ – коефіцієнт тертя в стикі "механізм-фундамент" (сталь по сталі);

$z = 3$ – кількість болтів, які закріплюють механізм до фундаменту.

Для компенсації припущень, прийнятих у розрахунку, та підвищення надійності нерухомості сила тертя має бути відвічі більше сумарного експлуатаційного навантаження, тобто умову нерухомості можна записати у вигляді виразу

$$F_{\text{тер}} \geq 2 \cdot P_{\text{сум}} \text{ або } 74838 \text{ Н} > 2 \cdot 9314 = 18628 \text{ Н.}$$

Умова нерухомості дотримується.

6.3.4 Вимоги безпеки праці

При організації та проведенні робіт із монтажу повинні виконуватися вимоги ОСТ 5.0241-78 [32; 33].

До виконання робіт повинен допускатися виробничий персонал не молодше 18 років, що пройшов відповідне профілю виконуваних робіт навчання, атестацію та інструктаж із техніки безпеки, виробничої санітарії, протипожежної безпеки з реєстрацією у відповідному журналі під розпис і не має медичних протипоказань.

Виробничий персонал повинен бути забезпечений спецодягом, спецвзуттям і засобами індивідуального захисту відповідно до діючих галузевих норм.

При виконанні робіт повинні застосовуватися оснащення, пристосування та інструмент, які передбачені технологічною документацією та знаходиться в справному стані.

Освітленість, вентиляція, рівень шуму на робочих місцях монтажників повинні відповідати нормам.

Небезпечні місця проведення робіт повинні мати знаки безпеки згідно ГОСТ 12.4.026-76.

Завантаження механізмів, а також технологічного обладнання повинне здійснюватись відповідно до схем, вказаних у конструкторській документації та технологічних процесах.

Завантажувально-розвантажувальні роботи повинні виконуватися відповідно до ОСТ 5.0330-84.

При необхідності виконання робіт, пов'язаних з поєднанням професій, керівник роботи зобов'язаний проінструктувати робітників з питань техніки безпеки при виконанні цих робіт.

Переносні світильники повинні бути розраховані на напругу не більше 12 В і захищені запобіжними сітками, які повинні кріпитися тільки до корпусу світильника.

Приміщення, в яких виконуються монтажні роботи, повинні відповідати вимогам "Санітарних норм проектування промислових підприємств" (СН 245–71).

Розконсервування механізмів повинне проводитися на спеціальних ділянках, обладнаних протипожежними засобами.

Для проведення робіт із розконсервування механізмів на судні повинен бути оформлений дозвіл пожежної охорони підприємства.

Робочі місця на судні, де застосовуються вогненебезпечні та легкозаймисті речовини і матеріали, а також проводяться роботи з нагріванням, повинні бути обладнані протипожежними засобами за вказівкою представників пожежної охорони підприємства. Одночасна робота в приміщеннях із застосуванням вогненебезпечних матеріалів і відкритого полум'я забороняється.

Адміністрація підприємства зобов'язана розробити інструкції згідно вимог безпеки праці при виконанні монтажних робіт стосовно місцевих умов, затвердити її у відповідному порядку, видати на руки працюючим і систематично контролювати виконання правил, наведених в інструкції.

6.3.5 Технологічний процес монтажу пластинчастого холодильника

Технологічний процес монтажу пластинчастого холодильника на вирівнюючих шайбах представлений нижче на технолого–нормувальних картах.

Висновок з розділу

В розділі приведено розробку технології монтажу пластинчастого холодильника з вказаним нормуванням робіт та розрахунком фундаменту. Також розділ містить інформацію по ремонту рамових підшипників суднових малообертових двигунів.

7. Оцінка ефективності проведеної модернізації СЕУ.

7.1 Загальні положення

Техніко-економічне обґрунтування проведеної у дипломному проекті модернізації СЕУ виконується на підставі методичних вказівок, розроблених на кафедрі СЕУ ХФ НУК [1]. У зв'язку з тим, що в проекті модернізації СЕУ розрахунки базуються тільки на зіставленні СЕУ базового судна і СЕУ після модернізації обсяг розрахунків значно скорочуються, оскільки немає потреби враховувати дані в цілому по судну (корпус, суднові пристрої, тощо). Вибір вихідних даних до техніко-економічного обґрунтування модернізації СЕУ здійснено у табл. 12.1 та 12.2, а розрахунки наведені у табл. 12.3.

Таблиця 12.1. Вибір та обґрунтування вихідних даних для розрахунків по устаткуванню, яке демонтується та встановлюється в процесі модернізації СЕУ

Найменування устаткування та його характеристика		Позначення	Одиниці вимірювання	Джерело	Базове судно	Після модернізації
1	2	3	4	5	6	7
Головний двигун	Марка	–	–	приймається	7S60MC-C7	6X62
	Потужність	N_e^e	кВт		15820	15960
	Частота обертання колінчастого вала	n	хв^{-1}	приймається	105	103
	Питома витрата умовного палива	g_{ey}	$\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{годину})$	приймається	0,171	0,166
	Питома витрата циркуляційного масла	$g_{mc}^{2\partial}$	$\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{годину})$	приймається	0,00015	0,00012
	Питома витрата циліндрового (лубрикаторного) масла	$g_{ml}^{2\partial}$	$\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{годину})$	приймається	0,001	0,0007
	Вартість двигуна	$C_{2\partial}$	у.о.		3575000	3900000
	Марка високов'язкого палива (ВВП)	RNK	–	приймається	RNK ($\rho=991 \text{ кг}/\text{м}^3$)	RNK ($\rho=991 \text{ кг}/\text{м}^3$)
	Марка малов'язкого палива (МВП)	ГОСТ 305-82	–	приймається	«/»	«/»
	Вартість ВВП	$C_{ввп}$	тис. у.о./т		0,8	0,8
	Вартість МВП	$C_{мвп}$	тис. у.о./т		1,1	1,1
	Вартість циркуляційного масла	C_{mc}	тис. у.о./т		4	4
	Вартість циліндрового (лубрикаторного) масла	C_{ml}	тис. у.о./т		6,5	6,5

Продовження табл. 12.1

1	2	3	4	5	6	7
Дизель-генератор	Марка первинного двигуна дизель-генераторів	–	–	приймається (по проекту)	3*7L27/38	3*7L27/38
	Електрична потужність дизель-генераторів та їх кількість	P	кВт	по документації	3x2275	3x2218
	Потужність первинного двигуна у складі дизель-генератора	$N_e^{дд}$	кВт	по документації	3x2310	3x2310
	Питома витрата умовного палива	$g_{ey}^{дд}$	кг/(кВт.годину)	по документації	0,188	0,187
	Питома витрата циркуляційного масла	$g_{мц}^{дд}$	кг/(кВт.годину)	по документації	0,002	0,002
	Вартість дизель-генератора	$\text{Ц}_{дзр}$	тис. у.о.	[30]	175	3*175
	Навантаження електричної станції на ходовому режимі	P_x	кВт	Розділ 3 ДП	2275	2218
	Навантаження електростанції на стоянці з вантажними операціями	P_{cm1}	кВт	Розділ 3 ДП	4550	4436
	Навантаження електростанції на стоянці без вантажних операцій	P_{cm2}	кВт	Розділ 3 ДП	2275	2218
	ККД електричних генераторів	η_z	–	приймається	0,95	0,95
Допоміжний котел	Марка	–	–	приймається	SAAKE	Aalborg Mission OS 3.0
	Тиск	P_s	МПа	по документації	0,6	1.0
	Температура пари	t_s	°C	по документації	185	165
	Годинна витрата палива допоміжним котлом	$g_{обп}^{дк}$	кг/годину	специфікація	375	320
	Вартість допоміжного котла	$\text{Ц}_{д.к}$	тис. у.о.		127	148

Продовження табл. 12.1

1	2	3	4	5	6	7
Утилізаційний котел	Марка	–	–	приймається	SAAKE	Aalborg Mission XC 2,5
	Тиск	P_s	МПа	по документації	0,6	0,7
	Температура пари	t_s	°C	по документації	185	165
	Вартість утилізаційного котла	C_{yk}	тис. у.о.		38	45
Опріснювальна установка	Марка	–	–	приймається	–	QDDS-SW-35
	Продуктивність	$G_{оп}$	м³/добу	по документації	36	35
	Вартість	$C_{оп}$	тис. у.о.		–	52

Таблиця 12.2 Вихідні дані, пов'язані з особливостями судна та умовами його експлуатації

	Найменування	Позначення	Одиниця вимірювання	Джерело	Числове значення	
					до модернізації	після модернізації
1	Водотонажність судна	D	тис. т.	Специфікація	34.6	34.6
2	Дедвейт судна	D_w	тис. т.	Із технічної документації по судну	29.75	29.75
3	Вантажопідйомність судна	P_{bn}	тис. т.	Із технічної документації по судну	22.5	22.5

4	Експлуатаційна швидкість ходу судна	V_s^e	вуз.	Технічна документація по проекту	19,5	21,6
5	Довжина рейсової лінії	l_p	милі	приймається	1200	1200
6	Час стоянки судна з вантажними операціями	τ_{cm1}	дід		65	65
7	Час стоянки судна без вантажних операцій	τ_{cm2}	дід		65	65
8	Тривалість маневрів	$T_{ман}$	дід		0,25	0,25
9	Питома фрахтова ставка	(ΦC)	у.о./т.милі		0,003	0,003
10	Нижча теплота згоряння палива	Q_H	кДж/кг	Для палива RNK	39000	39000
11	Середньоексплуатаційна кількість робочих дід за рік	n_{ce}	дід/рік		335	335
12	Норматив екологічного збору	$H_{e.з.}$	у.о. /т		4,5	4,5
13	Коефіцієнт, враховуючий чисельність населення в районі	$K_{нас}$	–		1,2	1,2
14	Коефіцієнт, враховуючий тип населеного пункту	K_{ϕ}	–		1,25	1,25

Продовження табл. 12.2

1	2	3	4	5	6	7
15	Окупність судна	$T_{ок}$	рік	приймається	7	7
16	Час, відпрацьований судном до модернізації	T_m	рік	приймається	0	0

Таблиця 12.3 Розрахунок змін доходу, витрат та прибутку при експлуатації суден з різними СЕУ

№ п/п	Найменування	Позначення	Одиниці вимірювання	Розрахункова формула або джерело	Числове значення	
					базовий варіант	після модернізації
1	2	3	4	5	6	7
1	Тривалість ходового режиму	τ_x	діб	$\frac{l_p}{V_s^e 24}$	2,56	2,31
2	Тривалість рейсу	T_p	діб	$\tau_x + \tau_{см 1} + \tau_{см 2} + \tau_{ман}$	132,8	132,56
3	Провозоспроможність судна за рейс	$(ПС)^p$	тис. т.	$(ПС)^p = P_{бп}$	22,5	22,5
4	Дохід, отриманий при експлуатації судна за рейс	D^p	тис. у.о./рейс	$(ПС)^p (\Phi C) \cdot l_p$	81	81
5	Питома ефективна витрата високов'язкого палива головним двигуном	g_e^{zd}	кг/(кВт.годину)	$(42700/Q_H) g_{ey}^{zd}$	0,187	0,181
6	Витрата палива головним двигуном за ходовий час	G_x^{zd}	т/рейс	$g_{ey}^{zd} N_e^e \tau_x 10^{-3} 24$	163,2	142,6
7	Питома ефективна витрата малов'язкого палива допоміжними двигунами	$g_{емп}^{zd}$	кг/(кВт.годину)	Специфікація судна	0,188	0,184

Продовження табл. 12.3

1	2	3	4	5	6	7
8	Кількість та потужність допоміжних двигунів на ходовому режимі	$N_{e\ x}^{\partial\partial}$	кВт	2х	4620	4620
9	Кількість та потужність допоміжних двигунів на стояночному режимі без вантажних операцій	$N_{e\ cт. 2}^{\partial\partial}$	кВт	1х	2310	2310
10	Кількість та потужність допоміжних двигунів на стояночному режимі з вантажними операціями	$N_{e\ cт. 1}^{\partial\partial}$	кВт	2х	4620	4620
11	Питома ефективна витрата високов'язкого палива допоміжними двигунами	$g_{e\partial\partial n}^{\partial\partial}$	кг/(кВт.годину)	$(42700/Q_H) g_e^{\partial\partial}$	0,206	0,201
12	Витрата малов'язкого палива допоміжними двигунами за ходовий час	$G_{x\ м\partial n}^{\partial\partial}$	т/ход. час	$g_{e\partial\partial n}^{\partial\partial} \cdot N_{e\ x}^{\partial\partial} \cdot \tau_x \cdot 10^{-3} \cdot 24$	53,45	46,7
13	Витрата високов'язкого палива допоміжними двигунами за ходовий час	$G_{x\ в\partial n}^{\partial\partial}$	т/ход. час	$g_{e\ в\partial n}^{\partial\partial} \cdot N_{e\ x}^{\partial\partial} \cdot \tau_x \cdot 10^{-3} \cdot 24$	58,52	51,1
14	Витрата малов'язкого палива допоміжними двигунами на стоянці з вантаж. операціями	$G_{cт1\ м\partial n}^{\partial\partial}$	т	$g_{e\partial\partial n}^{\partial\partial} \cdot N_{e\ cт. 1}^{\partial\partial} \cdot \tau_{cт1} \cdot 10^{-3} \cdot 24$	741,75	1498,3
15	Витрата високов'язкого палива допоміжними двигунами на стоянці з вантаж. операціями	$G_{cт1\ в\partial n}^{\partial\partial}$	т/рейс	$g_{e\ в\partial n}^{\partial\partial} \cdot N_{e\ cт. 1}^{\partial\partial} \cdot \tau_{cт1} \cdot 10^{-3} \cdot 24$	1483,5	1640,4
16	Витрати малов'язкого палива допоміжними двигунами на стоянці без вантаж. операцій	$G_{cт2\ м\partial n}^{\partial\partial}$	т/рейс	$g_{e\partial\partial n}^{\partial\partial} \cdot N_{e\ cт. 2}^{\partial\partial} \cdot \tau_{cт2} \cdot 10^{-3} \cdot 24$	1483,5	749
17	Витрата високов'язкого палива допоміжними двигунами на стоянці без вантаж. операцій	$G_{cт2\ в\partial n}^{\partial\partial}$	т/рейс	$g_{e\ в\partial n}^{\partial\partial} \cdot N_{e\ cт. 2}^{\partial\partial} \cdot \tau_{cт2} \cdot 10^{-3} \cdot 24$	741,75	820
18	Витрати палива допоміжними котлами за ходовий час	$G_{\partial\partial n}^{\partial\kappa}$	т/ход. час	$g_{\partial\partial n}^{\partial\kappa} \cdot \tau_x \cdot 10^{-3} \cdot 24$	9,23	8,3
19	Витрати палива допоміжними котлами на стоянці з вантажними операціями	$G_{cт1\ \partial\partial n}^{\partial\kappa}$	т	$g_{\partial\partial n}^{\partial\kappa} \cdot \tau_{cт1} \cdot 10^{-3} \cdot 24$	234	234
20	Витрати палива допоміжними котлами на стоянці без вантажних операцій	$G_{cт2\ \partial\partial n}^{\partial\kappa}$	т	$g_{\partial\partial n}^{\partial\kappa} \cdot \tau_{cт2} \cdot 10^{-3} \cdot 24$	234	234

Продовження табл. 12.3

1	2	3	4	5	6	7
21	Витрата високов'язкого палива за рейс	$G_{\text{ввн}}^p$	т/рейс	$G_x^{z\partial} + G_x^{\partial\partial} + G_{\text{см1}}^{\partial\partial} + G_{\text{см2}}^{\partial\partial} + G_x^{\partial k} + G_{\text{см1}}^{\partial k} + G_{\text{см2}}^{\partial k}$	2996	3197
22	Витрата малов'язкого палива за рейс	$G_{\text{мвн}}^{p1}$	т/рейс	$G_x^{\partial\partial} + G_{\text{см1}}^{\partial\partial} + G_{\text{см2}}^{\partial\partial}$	2278	2294
23	Витрати на високов'язке паливо за рейс	$B_{\text{ввн}}^p$	тис. у.о./рейс	$G_{\text{ввн}}^p \cdot \zeta_{\text{ввн}}$	2397	2557
24	Витрати малов'язкого палива за рейс на загально-суднові потреби	$G_{\text{мвн}}^{p2}$	т/рейс	$0,05 \cdot G_{\text{ввн}}^p$	149,8	159,85
25	Витрати на малов'язке паливо за рейс	$B_{\text{мвн}}^p$	тис. у.о./рейс	$(G_{\text{мвн}}^{p1} + G_{\text{мвн}}^{p2}) / \zeta_{\text{мвн}}$	2671	2699
26	Витрати циркуляційного масла головним двигуном за рейс	$G_{\text{цм}}^{z\partial}$	т/рейс	$N_e^{z\partial} \cdot g_{\text{цм}}^{z\partial} \cdot \tau_x \cdot 10^{-3} \cdot 24$	0,146	0,106
27	Витрати на циркуляційне масло для головного двигуна за рейс	$B_{\text{цм}}^{z\partial}$	тис. у.о./рейс	$G_{\text{цм}}^{z\partial} \cdot \zeta_{\text{цм}}^{z\partial}$	0,584	0,4256
28	Витрати циліндрового масла головним двигуном за рейс	$G_{\text{лм}}^{z\partial}$	т/рейс	$N_e^{z\partial} \cdot g_{\text{лм}}^{z\partial} \cdot \tau_x \cdot 10^{-3} \cdot 24$	0,973	0,62
29	Витрати на циліндрове масло для головного двигуна за рейс	$B_{\text{лм}}^{z\partial}$	тис. у.о./рейс	$G_{\text{цм}}^{z\partial} \cdot \zeta_{\text{цм}}^{z\partial}$	6,328	4
30	Витрати циркуляційного масла допоміжними двигунами за рейс	$G_{\text{цм}}^{\partial\partial}$	т/рейс	$g_{\text{цм}} (N_{\text{ex}}^{\partial\partial} \tau_x + N_{\text{есм1}} \tau_{\text{есм1}} + N_{\text{есм2}} \tau_{\text{есм2}}) \cdot 10^{-3} \cdot 24$	13,31	14,96
31	Витрати на циркуляційне масло для допоміжних двигунів за рейс	$B_{\text{цм}}^{\partial\partial}$	тис. у.о./рейс	$G_{\text{цм}}^{\partial\partial} \cdot \zeta_{\text{цм}}$	53,25	59,85
32	Експлуатаційні витрати на паливо за рейс	$B_{\text{пл}}^p$	тис. у.о./рейс	$B_{\text{ввн}}^p + B_{\text{мвн}}^p$	5068	5257
33	Експлуатаційні витрати на масло за рейс	$B_{\text{мс}}^p$	тис. у.о./рейс	$B_{\text{цм}}^{z\partial} + B_{\text{лм}}^{z\partial} + B_{\text{цм}}^{\partial\partial}$	60	64
34	Кількість рейсів за рік	$\begin{matrix} n_{\text{др}} \\ n_{\text{мр}} \end{matrix}$	–	$n_{\text{се}} / \tau_p$	2,52	2,527
35	Зміна доходу судна при модернізації СЕУ	ΔD	тис. у.о./рік	$(\text{ПС})^p \cdot (\overline{\Phi \text{С}}) \cdot 10^{-3} \cdot L_p \cdot (n_{\text{др}} - n_{\text{мр}})$	0,128	
35	Зміна витрат на паливо при модернізації	$\Delta B_{\text{пл}}$	тис. у.о./рік	$B_{\text{ввн}}^p \cdot n_{\text{др}} - B_{\text{мвн}}^p \cdot n_{\text{мр}}$	500,1	
36	Зміна витрат на масло при модернізації	$\Delta B_{\text{мс}}$	тис. у.о./рік	$B_{\text{ввн}}^p \cdot n_{\text{др}} - B_{\text{мвн}}^p \cdot n_{\text{мр}}$	10,75	

Продовження табл. 12.3

1	2	3	4	5	6	7
37	Годинна витрата палива СЕУ до модернізації	$G_{п\delta}$	т/годину	$(g_{e\delta}^{z\partial} \cdot N_{e\delta}^{z\partial} + g_{e\delta}^{\partial\partial} \cdot N_{e\delta}^{\partial\partial} + G_{\delta}^{\partial k}) \cdot 10^{-3}$	3,8	
38	Годинна витрата палива СЕУ після модернізації	$G_{пм}$	т/годину	$(g_{em}^{z\partial} \cdot N_{em}^{z\partial} + g_{em}^{\partial\partial} \cdot N_{em}^{\partial\partial} + G_m^{\partial k}) \cdot 10^{-3}$	3,656	
39	Зміна витрат на екологічний збір за рахунок модернізації СЕУ за рік	$\Delta B_{e.з.}$	тис. у.о./рік	$\frac{[(G_{п\delta} - G_{пм}) \cdot H_{e.з.} \cdot K_{коз} \cdot K_{\phi} \cdot \tau_{e.з.}]}{3} \cdot 10^{-3}$	0,025	
40	Зміна капітальних витрат при модернізації	ΔK_m	тис. у.о./рік	$\begin{aligned} & \Pi_m^{z\partial} + \Pi_m^{\partial z\partial} + \Pi_m^{\partial k} + \Pi_m^{yk} + \Pi_m^{oy} - \Pi_{\delta}^{z\partial} - \\ & \Pi_{\delta}^{\partial z\partial} - \Pi_{\delta}^{\partial k} - \Pi_{\delta}^{yk} - \Pi_{\delta}^{oy} \end{aligned}$	500	
41	Зміна витрат на відрахування на окупність при модернізації	ΔK_m	тис. у.о./рік	$\frac{\Delta K_m}{T_{ок} - T_m}$	71,4	
42	Загальна зміна балансового прибутку за рахунок модернізації	$\Delta П_m$	тис. у.о./рік	$\Delta Д - \Delta B_{пл} - \Delta B_{мс} - \Delta B_{e.з.} - \Delta K_m$	582	
43	Загальна зміна чистого прибутку з урахуванням податків	$\Delta П_{\varphi}$	тис. у.о./рік	$0,7 \cdot \Delta П_m$	336	

7.2 Висновки з розділу

Як показали проведені розрахунки у разі заміни головного (7S60MC-C7 на двигун 6X62) на більш сучасний та економічний, який працює на дешевих сортах палива, підвищується ефективність роботи СЕУ, що підтверджено зростанням річного прибутку після модернізації енергетичної установки.

Таким чином проведена модернізація виправдана.

Висновок

У дипломному проекті вирішується задача заміни на контейнеровозі «Rickmers Antwerp» дефактним $D_w=24250$ т. головного двигуна 7S60MC-C7 виробництва "MAN B&W" на двигун 6x62 фірми "Wartsila", що має номінальну потужність 15960 кВт, частоту обертання 103 хв.⁻¹; питому витрату палива 166 г/(кВт-годину).

У зв'язку із заміною головного двигуна були виконані розрахунки пропульсивного комплексу, в результаті чого були побудовані звинтові характеристики роботи двигуна у пропульсивному комплексі, визначена експлуатаційна довгострокова потужність і відповідна їй кількість обертів вала. При вибраних і розрахованих параметрах зредного звинта і головного двигуна розрахована експлуатаційна швидкість.

У даній роботі описано схему морської SCR-системи для використання на сучасних суднах з ДВЗ. Проведено детальний опис сучасного стану проблеми забруднення навколишнього середовища відхідними газами ДВЗ. Наведено основні складові забруднень, такі як сажа, CH_x, SO_x, NO_x тощо, та методи боротьби з ними. Особливу увагу приділено боротьбі з NO_x, так приведено систему SCR. Сутність системи полягає у використанні каталізатора з сумішним впорскуванням сечовини до газопотоку двигуна, що дозволяє на виході отримувати воду та молекулярний азот.

В розділі наведено різні типи форсунок для впорскування сечовини, опис каталізаторів та системи автоматики. Окремо в розділі містяться результати реальних досліджень використання системи SCR на судні.

Скомплектований новий склад допоміжної енергетичної установки. Розроблені принципи схеми систем, які обслуговують двигун.

Розраховані теплові потоки та показники ефективності СЕУ на різних режимах її роботи.

У дипломному проекті детально розглянуті питання автоматизації роботи СЕУ, принципи розташування енергетичної установки у МВ судна, діагностування технічного стану судових дизелів.

Розроблені питання ремонту та дефектації вклядишів корінних шийок колінчастого валу.

Технологічна частина проекту присвячена розробці процесу монтажу пластинчастого теплообмінника.

Розроблені заходи щодо безпеки мореплавства та цивільної оборони.

Розроблена програма ходових випробувань допоміжного двигуна.

В економічній частині проекту приведені висновки про доцільність передбачених у дипломному проекті заходів, які пов'язані з модернізацією судової енергетичної установки.

Список використаної літератури

1. Heywood J. B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. 2nd ed. New York : McGraw-Hill Education, 2018. 1056 p.
2. Stone R. *Introduction to Internal Combustion Engines*. 4th ed. London : Palgrave Macmillan, 2012. 641 p.
3. Ferguson C. R., Kirkpatrick A. T. *Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences*. 3rd ed. Hoboken : Wiley, 2015. 768 p.
4. Guzzella L., Onder C. *Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems*. 2nd ed. Berlin : Springer, 2010. 394 p.
5. Bosch. *Automotive Handbook*. 10th ed. Stuttgart : Robert Bosch GmbH, 2018. 1168 p.
6. Robert Bosch GmbH. *Diesel Engine Management: Systems and Components*. 5th ed. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2014. 504 p.
7. Watson N., Janota M. *Turbocharging the Internal Combustion Engine*. London : Palgrave Macmillan, 2012. 607 p.
8. Dixon S. L., Hall C. A. *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*. 7th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2014. 538 p.
9. Kuiken K. *Diesel Engines for Ship Propulsion and Power Plants*. London : Adlard Coles Nautical, 2012. 392 p.
10. Woodyard D. *Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines*. 9th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2010. 912 p.
11. Moran M. J., Shapiro H. N. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 8th ed. Hoboken : Wiley, 2014. 928 p.
12. Zengel Y. A., Boles M. A. *Thermodynamics: An Engineering Approach*. 8th ed. New York : McGraw-Hill Education, 2015. 1024 p.
13. Bergman T. L., Lavine A. S. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 7th ed. Hoboken : Wiley, 2011. 1048 p.
14. Payri F., Desantes J. M. *Engine Testing: Theory and Practice*. London : Professional Engineering Publishing, 2011. 800 p.
15. Budynas R. G., Nisbett J. K. *Shigley's Mechanical Engineering Design*. 10th ed. New York : McGraw-Hill Education, 2015. 1104 p.
16. Juvinall R. C., Marshek K. M. *Fundamentals of Machine Component Design*. 5th ed. Hoboken : Wiley, 2012. 910 p.
17. MAN Energy Solutions. *S50ME-C Project Guide* [Електронний ресурс]. URL: <https://www.man-es.com> (дата звернення: 31.05.2025).
18. MAN Energy Solutions. *Marine Engine Programme* [Електронний ресурс]. URL: <https://www.man-es.com> (дата звернення: 31.05.2025).
19. Wärtsilä Corporation. *Marine Solutions and Products* [Електронний ресурс]. URL: <https://www.wartsila.com> (дата звернення: 31.05.2025).
20. Mitsubishi Heavy Industries. *UE Marine Diesel Engines* [Електронний ресурс]. URL: <https://www.mhi.com> (дата звернення: 31.05.2025).
21. Alfa Laval. *Marine Boilers and Heat Exchangers* [Електронний ресурс]. URL: <https://www.alfalaval.com> (дата звернення: 31.05.2025).

22. SAACKE GmbH. *Composite Marine Boiler Systems* [Електронний ресурс]. URL: <https://www.saacke.com> (дата звернення: 31.05.2025).
23. DNV. *Rules for Classification: Ships*. Huvik : DNV, 2024.
24. International Maritime Organization. *SOLAS Consolidated Edition*. London : IMO, 2020.
25. International Maritime Organization. *MARPOL Consolidated Edition*. London : IMO, 2022.
26. International Maritime Organization. *STCW including Manila Amendments*. London : IMO, 2017.
27. International Maritime Organization. *ISM Code and Guidelines*. London : IMO, 2018.
28. Жидецький В. Ц. *Основи охорони праці*. Львів : Афіша, 2011. 376 с.
29. ДБН В.2.5-28:2018. *Природне і штучне освітлення*. Київ : Міністерство України, 2018.
30. Кодекс цивільного захисту України : Закон України №5403-VI від 02.10.2012.