

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))

Пояснювальна записка

до випускної роботи магістра

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

Андрєєв А.А.

« » 202 р.

на тему **"Дослідження ефективності енергетичної установки танкера типу
"YURI SENKEVICH» (Dw=100 869 т) при застосуванні палив метанольного
типу"**

Виконав: студент VI курсу, групи 6220м
спеціальності

135 "Суднобудування"

(шифр і назва спеціальності)

"Експлуатація, випробування та монтаж

(назва освітньо-професійної програми)

суднових енергетичних установок"

Перегибенко Віталій Ігорович

(прізвище та ініціали)

Керівник Пирисунько М.А.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Димо Б.В.

(прізвище та ініціали)

Миколаїв - 2023 рік

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 2023 року

З А В Д А Н Н Я
НА ВИПУСКНУ МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ

Перегибенко Віталій Ігорович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи "Дослідження ефективності енергетичної установки танкера типу "YURI SENKEVICH» (Dw=100 869 т) при застосуванні палив метанольного типу"

керівник роботи Пирисунько М.А., к.т.н.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені розпорядженням директора ХННІ НУК від " " 2023 року №

2. Термін подання здобувачем роботи " 05 " грудня 2023 року.

3. Вихідні дані до роботи танкер-прототип "YURI SENKEVICH" дедвейтом 100 869 т; район плавання - необмежений; головний двигун прототипу - MAN 7S60ME-C Mk8; проектний головний двигун - MAN 6G60ME-C9; розрахункова швидкість судна - 14,5 вуз.

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. Аналіз ефективності СЕУ при застосуванні палив метанольного типу.

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

Розділ 4. Розробка теплової схеми СЕУ. Обґрунтування та вибір допоміжних енергетичних комплексів, розробка схеми енергетичних потоків.

Розділ 5. Визначення основних параметрів систем СЕУ. Розробка, розрахунок і комплектація паливної системи.

Розділ 6. Розробка питань технічної експлуатації СЕУ та безпечного несення машинної вахти.

Розділ 7. Аналіз суднового електрообладнання, електронної апаратури та систем керування, діагностування й контролю СЕУ.

Розділ 8. Технологічна розробка елементів СЕУ.

Розділ 9. Розробка заходів із безпеки мореплавства та боротьби з тероризмом і піратством.

Розділ 10. Розробка програми випробувань головного двигуна.

Розділ 11. Оцінка ефективності проведеної модернізації СЕУ.

Висновки.

Список використаної літератури.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Креслення загального виду та характеристик судна і СЕУ - 1 аркуш.

Креслення з результатами аналізу застосування палив метанольного типу - 1 аркуш.

Креслення загального розташування устаткування у машинному відділенні судна - 1 аркуш.

Характеристики елементів пропульсивної установки судна - 1 аркуш.

Креслення теплової схеми СЕУ - 1 аркуш.

Принципова схема паливної системи СЕУ - 1 аркуш.

Принципова схема 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_ 2023 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів випускної магістерської роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
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)

ПЕРЕГРИБЕНКО В.І.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

ПІРИСУНЬКО М.А.
(прізвище та ініціали)

Анотація

У рамках дипломного проекту був розроблений концепт суднової дизельної енергетичної установки для танкера з дедвейтом $DW = 100869$ т, який призначений для транспортування нафтопродуктів, хімічних та харчових вантажів. З метою досягнення високої ефективності експлуатації були внесені модифікації, включаючи заміну основного двигуна на передовий малообертовий двигун 6G60ME-C9 від компанії "MAN". Додатково були вдосконалені суднова електростанція та інші системи, які обслуговують СЕУ.

Проект глибоко досліджує питання експлуатації, автоматизації та розташування енергетичної установки на судні, а також розглядає принципи діагностики технічного стану судових дизелів. Проведений аналіз роботи системи змащення основного двигуна, а також розроблені заходи з ремонту та усунення дефектів цих систем.

Технологічна частина проекту докладно описує процес монтажу поршня зі штоком головного двигуна, враховуючи також питання безпеки мореплавства та заходи безпеки в надзвичайних ситуаціях.

Заключний розділ проекту включає техніко-економічне обґрунтування прийнятих рішень, демонструючи позитивний економічний вплив від модернізації системи.

Ключові слова: суднова енергетична установка, метанольне паливо, енергоефективність СЕУ, головний судновий двигун, екологічні показники судна, модернізація енергетичної установки, паливо-повітряна суміш

Abstract

Within the framework of the diploma project, a concept of a marine diesel power plant was developed for a tanker with a deadweight of $DW = 100869$ tons, designed for transporting petroleum products, chemicals, and food cargoes. To achieve high operational efficiency, modifications were introduced, including the replacement of the main engine with an advanced slow-speed engine, the 6G60ME-C9, from the "MAN" company. Additionally, improvements were made to the ship's power station and other systems serving the power plant.

The project extensively explores issues related to the operation, automation, and placement of the power plant on the vessel. It also examines the principles of diagnosing the technical condition of marine diesel engines. An analysis of the main engine lubrication system was conducted, and measures for the repair and defect correction of these systems were developed.

The technological part of the project provides a detailed description of the piston assembly process with the rod of the main engine, taking into account maritime safety considerations and safety measures in emergency situations.

The concluding section of the project includes the technical and economic justification of the decisions made, demonstrating the positive economic impact of the system's modernization.

Key words: marine power plant, methanol fuel, marine energy efficiency, marine main engine, ship environmental performance, power plant modernization, fuel-air mixture

Зміст

АНОТАЦІЯ.....	5
ЗМІСТ.....	6
ПЕРЕЛІК ПРИЙНЯТИХ СКОРОЧЕНЬ.....	10
ВСТУП.....	11
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.....	14
1.1 Призначення.....	14
1.2 Клас судна.....	14
1.3 Основні характеристики судна.....	15
1.4 Суднова енергетична установка.....	15
1.4.1 Елементи головної енергетичної установки.....	15
1.4.2 Елементи допоміжної установки.....	16
1.5 Системи СЕУ.....	17
1.6 Міжнародний Кодекс управління безпекою (МКУБ).....	19
1.7 Розташування енергетичного обладнання у машинному відділенні судна. Комплектація судна технічними засобами для забезпечення вимог Конвенції SOLAS–74 і MARPOL–73/78.....	20
1.7.1 Розташування механізмів та обладнання в машинно–котельному відділенні в проектній модернізації.....	20
1.7.2 Розташування головного двигуна і допоміжного устаткування у машинному відділенні.....	21
1.7.3 Вимоги до розміщення устаткування систем.....	22
1.8 Комплектація судна технічними засобами для забезпечення вимог Міжнародних Конвенцій SOLAS–74 та MARPOL–73/78.....	24
1.9 Міжнародна Конвенція MARPOL–73/78.....	26
2. АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ СЕУ ПРИ ЗАСТОСУВАННІ ПАЛИВ МЕТАНОЛЬНОГО ТИПУ.....	29
2.1 Робота дизелів на спиртових паливах.....	29
2.2 Заїмання спиртів від запальної дози дизельного палива.....	31
2.3 Технічна пропозиція.....	38
2.4 Концепція суднового малообертового газового двигуна, що працює на метанолі.....	38
2.5 Система подачі метанолу.....	43

3 МОДЕРНІЗАЦІЯ ГОЛОВНОЇ ПРОПУЛЬСИВНОЇ УСТАНОВКИ. ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ПОКАЗНИКИ Й ОЦІНКА РОБОТИ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА.....	46
3.1. Модернізація головної пропульсивної установки.....	46
3.1.1 Вимоги, що висуваються до енергетичної установки судна.....	46
3.1.2 Аналіз різних типів і схем суднових енергетичних установок.....	46
3.1.3 Вибір числа гребних гвинтів, числа гребних валів і способу реверсування.....	48
3.1.4 Вибір типу рушія.....	49
3.1.5 Вибір головного двигуна.....	49
3.1.6 Рейсова лінія та гістограми гідрометеорологічних параметрів.....	57
3.1.7 Проектування головної пропульсивної установки.....	61
3.1.8 Початкові значення характеристик гребного гвинта.....	62
3.1.9 Розрахунок гвинтової характеристики.....	63
3.1.10 Побудова суміщених характеристик двигуна та рушія.....	65
3.1.11 Характеристики гребного гвинта.....	67
3.1.12. Визначення основних експлуатаційних характеристик двигуна 6G60ME-C9.....	68
3.1.13 Визначення основних елементів валопроводу.....	71
3.2. Розробка теплової схеми СЕУ. Обґрунтування та вибір допоміжних енергетичних комплексів, розробка схеми енергетичних потоків.....	72
3.2.1 Розробка теплової схеми суднової установки.....	72
3.2.2 Вибір суднової електростанції.....	73
3.2.3 Вибір елементів допоміжної котельної установки.....	74
3.2.4 Вибір аварійного дизель-генератора.....	80
3.2.5 Вибір опріснювальної установки.....	80
3.2.6 Енерговикористання в режимі повного ходу.....	82
3.3 Визначення основних параметрів систем СЕУ. Розробка, розрахунок і комплектація паливної системи.....	91
3.3.1 Система паливна.....	91
3.3.2 Система масляна.....	93
3.3.3 Система охолодження.....	102
3.3.4 Система пускового повітря.....	105
3.3.5 Система газовідведення.....	107
4 РОЗРОБКА ПИТАНЬ ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СЕУ ТА БЕЗПЕЧНОГО НЕСЕННЯ МАШИНОЇ ВАХТИ.....	111
4.1 Розробка заходів із безпеки мореплавства та боротьби з тероризмом і піратством.....	111
4.1.1 Вимоги міжнародних організацій безпеки мореплавства.....	111

4.1.2 Боротьба з тероризмом і піратством.....	113
4.2 Несення вахти у машинному відділенні під час стоянки судна.....	117
4.2.1 Несення вахти під час стоянки судна на якорі і у порту.....	117
4.2.2 Несіння вахти в особливих умовах плавання.....	117
4.2.3 Здача вахти.....	118
4.2.4 Порядок заповнення вахтового машинного журналу.....	118
4.2.5 Робота машинного відділення з безвахтовим обслуговуванням.....	118
4.2.6 Готовність до маневрів.....	119
4.3 Розробка питань технічної експлуатації паливної системи.....	121
4.3.1 Підготовка до пуску головного двигуна. Основні операції перед пуском.....	121
4.3.2 Пуск двигуна після ремонту.....	123
4.3.3 Несправності паливної системи двигуна.....	124
5 АНАЛІЗ СУДНОВОГО ЕЛЕКТРООБЛАДНАННЯ, ЕЛЕКТРОННОЇ АПАРАТУРИ ТА СИСТЕМ КЕРУВАННЯ, ДІАГНОСТУВАННЯ Й КОНТРОЛЮ СЕУ.....	136
5.1 Загальні положення.....	136
5.1.1 Автоматизовані головні механізми і рушії.....	136
5.1.2 Автоматизовані компресорні установки.....	138
5.1.3 Автоматизовані насосні установки.....	139
5.1.4 Автоматизовані осушувальні установки машинних приміщень.....	139
5.1.5 Автоматизовані холодильні установки.....	140
5.1.6 Устрої на ходовому містку.....	140
5.1.7 Устрої в машинних приміщеннях.....	140
5.1.8 Устрої у житлових приміщеннях механіків.....	141
5.1.9 Автоматизована система керування паливоподачею суднового дизеля.....	141
5.2. Розробка програми випробувань головного двигуна.....	144
5.2.1 Загальні вказівки.....	144
5.2.2 Технічна документація.....	145
5.2.3 Контрольно — вимірювальні прилади.....	145
5.2.4 Швартовні випробування.....	146
5.2.5 Ходові випробування.....	148
5.2.6 Швартовні і ходові випробування валопроводів.....	149
5.2.7 Вимір параметрів головної пропульсивної установки (ГЕУ).....	150
5.2.8 Місце і тривалість ходових випробувань.....	153
5.2.9 Ревізія.....	154
6. ТЕХНОЛОГІЧНА РОЗРОБКА ЕЛЕМЕНТІВ СЕУ.....	155

6.1. Технічне обслуговування та ремонт сальника штока поршня.....	155
6.2 Технологічний процес монтажу суднових дизель-генераторів на амортизаторах.....	158
6.2.1 Загальні технологічні вимоги.....	158
6.2.2 Вимоги до амортизаторів.....	159
6.2.3 Техніка безпеки при виконанні монтажних робіт.....	159
6.3. Системи діагностування двигунів та їх окремих вузлів.....	161
6.3.1. Основні поняття і термінологія технічної діагностики.....	161
6.3.2. Оптична інтроскопія.....	163
6.3.3 Засоби інтроскопії.....	163
6.3.4 Параметри ендоскопів.....	164
6.3.5 Типи ендоскопів.....	166
7. ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОВЕДЕНОЇ МОДЕРНІЗАЦІЇ СЕСУ.....	168
7.1 Загальні положення.....	168
7.2 Висновки з розділу.....	178
ВИСНОВОК.....	179
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	180

Перелік прийнятих скорочень

АДГ	—	аварійний дизель-генератор;
ВВП	—	високов'язке паливо;
ВМН	—	води, що містять нафту;
ВМТ	—	верхня мертва точка;
ВОД	—	високообертовий двигун;
ВОУ	—	водоопріснювальна установка;
ГД	—	головний двигун;
ГРК	—	гвинт регульованого кроку;
ГРЩ	—	головний розподільний щит;
ГУП	—	головний упорний підшипник;
ГФК	—	гвинт фіксованого кроку;
ДАК	—	дистанційне автоматичне керування;
ДВЗ	—	двигун внутрішнього згоряння;
ДГ	—	дизель-генератор;
ДД	—	допоміжний двигун;
ДДГ	—	допоміжний дизель-генератор;
ДК	—	допоміжний котел;
ДКУ	—	допоміжна котельна установка;
КАВ	—	котел автоматизований, водяний;
ККД	—	коефіцієнт корисної дії;
КН	—	конденсатний насос;
КСК ТЗ	—	комплексна система керування технічними засобами;
МВ	—	машинне відділення;
МВП	—	малов'язке паливо;
МОД	—	малообертовий двигун;
НМТ	—	нижня мертва точка
ПК	—	пропульсивний комплекс;
Р	—	рушій;
СДУ	—	суднова дизельна установка;
СОД	—	середньобертовий двигун;
СЕС	—	суднова електростанція;
СЕУ	—	суднова енергетична установка;
ТУК	—	теплоутилізаційний контур
УК	—	утилізаційний котел;
УКК	—	утилізаційний контур котла;
ЦПК	—	центральний пост керування.

Вступ

Сучасні судна обладнані різноманітними машинами і механізмами, які утворюють суднову енергетичну установку (СЕУ). Ця установка відповідає за рух і маневреність судна, безпеку плавання, збереження вантажу та інші функції, включаючи комфортні умови для екіпажу і пасажирів.

Більшість сучасних суден використовують дизельні двигуни як головний привід. Дизелі є економічно вигідними тепловими двигунами, які також легко механізують та автоматизують основні процеси на судні.

Останнім часом велика увага приділяється питанням паливної ефективності СЕУ та суден загалом. Для досягнення цієї мети застосовують різні заходи, такі як зменшення опору руху судна, регулювання швидкості та використання оптимальних режимів згинтів.

Також важливим є підвищення повноти використання енергії палива. Для цього використовують глибоку утилізацію теплоти випускних газів для одержання механічної енергії, електроенергії та інших видів енергії для опалювання, охолодження двигунів та інших потреб.

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

Налівні судна за своїм призначенням поділяються на кілька типів: танкери для перевезення нафти і різних видів нафтопродуктів, газовози для перевезення зріджених газів, хімовози для перевезення різноманітних хімікатів, таких як кислоти або розплавлена сірка, а також водовози, віновози і цементовози з відповідними назвами, що відповідають типам перевезених вантажів.

Танкери є одними з найпоширеніших видів суден, і танкерні перевезення становлять приблизно 40% тоннажу усього транспортного флоту. Танкери – це однопалубні судна, на верхній палубі яких розташовані безліч трюд і насосів для закачування і викачування вантажу в спеціальні відсіки танків. Трюми танкерів розділені поздовжніми і декількома поперечними перегородками, утворюючи відсіки для навантаження; частина відсіків призначається для водяного баласту, який судно обов'язково бере на порожньому ході без вантажу.

Танкери побудовані із спеціальним захистом від протікання вантажу – подвійне дно, подвійні борта та спеціальні вузькі відсіки між сусідніми танками, які називаються коффердамом. Завдяки такому захисту деякі види танкерів можуть одночасно перевозити до п'яти різних типів наливних вантажів. Танкери особливо небезпечні щодо пожежної безпеки, тому їх оснащують спеціальними протипожежними системами. Танкери розвантажуються далеко від берегових причалів, уздовж яких розташовані нафтопроводи. Вантажопідйомність танкерів має великий розкид від 1 тис. тонн у роздавальниках до 400 тис. у великих гігантських танкерах. Річкові танкери мають вантажопідйомність від 150 до 5 тис. тонн.

Газовози призначені для перевезення зріджених газів, таких як аміак, азот, пропан, метан і інші. Газу є найціннішим паливом і важливою сировиною для підприємств хімічної промисловості. Газу найчастіше перевозяться у зрідженому стані, в охолодженому або під тиском. Газовози обладнані спеціальними вкладними цистернами, на відміну від танкерів, де танки є частиною конструкції корпусу судна. Цистерни можуть мати циліндричну вертикальну, циліндричну горизонтальну, сферичну або прямокутну форму, залежно від перевозжених газів. Наприклад, метан перевозять у прямокутних цистернах при температурі -160 градусів, обладнаних надійною ізоляційною системою.



Рисунок 1. Типове зображення танкера

Газовози обладнані спеціальною системою насосів, трубопроводів і компресорів для безпечного завантаження і вивантаження газів. Оскільки транспортування газів пов'язане з великим ризиком, газовози оснащені ефективною вентиляцією, яка запобігає утворенню небезпечних газових сумішей. Крім того, на газовозах встановлені чутливі сигналізаційні системи, які повідомляють про небезпечні концентрації газоподібних речовин. Всі газовози також оснащені серйозними протипожежними заходами, і для гасіння загорянь використовується система на основі углекислого газу.

У сучасному суднобудуванні розробляються нові комбіновані газовози, які здатні перевозити кілька видів газів одночасно.

Прототипом такого судна є танкер "YURI SENKEVICH" (рис. 2), який був споруджений та введений в експлуатацію в 2005 році корейською компанією "Hyundai Heavy Industries Co., Ltd.". Цей танкер призначений для перевезення наливних нафтових вантажів та наливних продуктів. Він має конструкцію танкера з кормовим розташуванням надбудови і машинного відділення.

В останні роки виникли більш сучасні суднові малооборотіві та середньооборотіві двигуни, які відрізняються як економічністю, так і надійністю. У зв'язку з цим в цьому дипломному проекті поставлено завдання замінити головний двигун на більш економічний, що працює на високов'язких сортах палива, для покращення техніко-економічних показників порівняно з судном-прототипом.

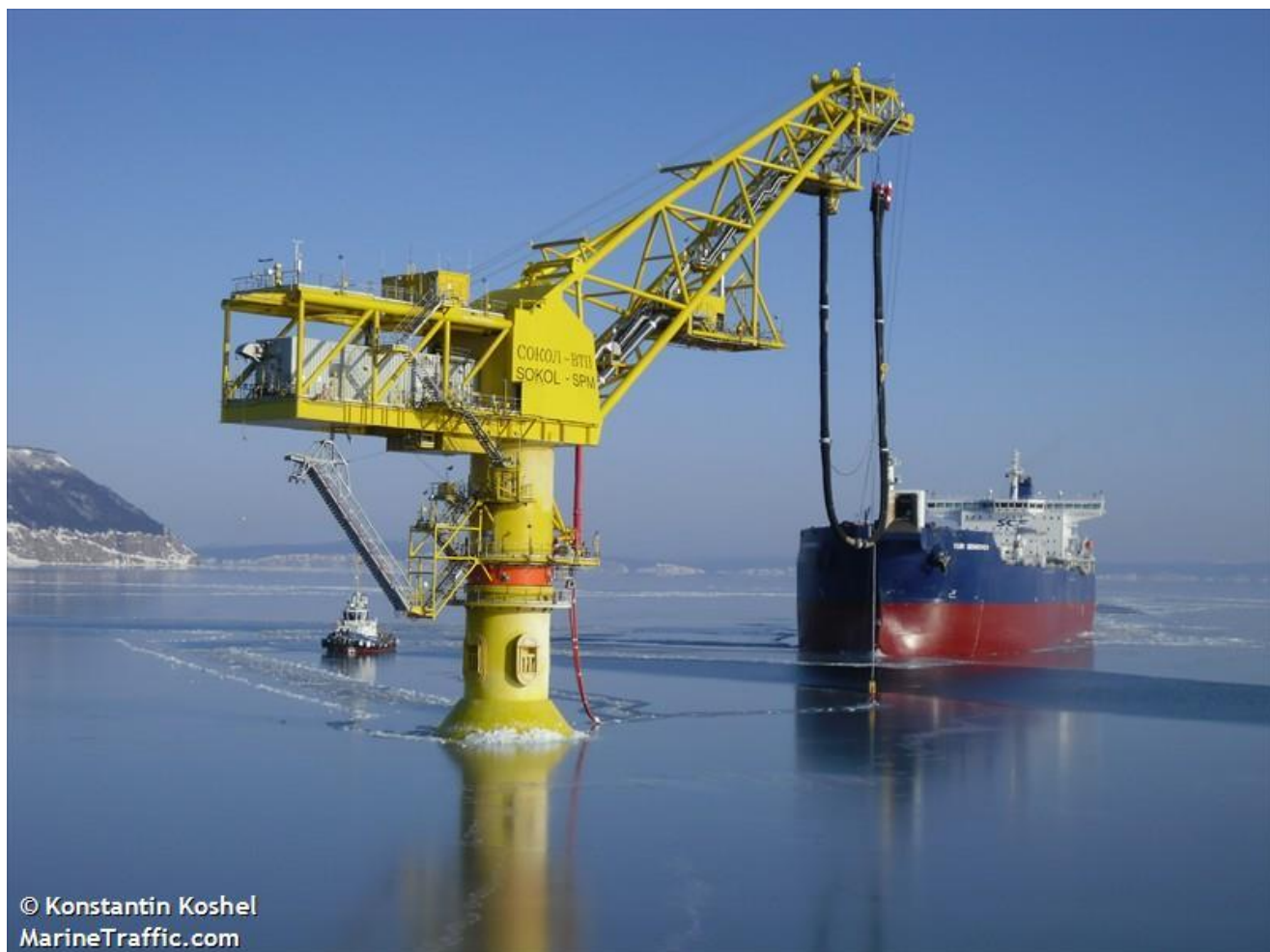


Рисунок 2. Танкер “YURI SENKEVICH”

Двигун внутрішнього згоряння є однією з найбільш надійних і економічних машин, що перетворюють хімічну енергію палива в механічну роботу. Ці якості, в поєднанні з автономністю, зумовили широке поширення ДВЗ в усіх галузях сучасного господарства України. Найбільш ефективними є малооборотових двигуни з ККД близько 51%, такі машини використовуються в судновій і стаціонарній енергетиці. Як правило, це потужні двотактні тихохідні дизелі, що працюють на різних сортах палива. В даний час малооборотових двигуни виробляють фірми, MAN Diesel (MC, ME серія), Wartsila SULZER (X, RT-flex серія), MITSUBISHI (UEC, LCE серія) і їх ліцензіати.

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 Призначення

Судно прототип — танкер “YURI SENKEVICH” (рис. 1.1) побудовано (IMO: 9301419) і введено в експлуатацію у 2005 році корейською компанією «Hyundai Heavy industries Co.,Ltd.», призначене для перевезення наливних нафтових вантажів та наливних продуктів.

Тип судна — танкер, з кормовим розташуванням надбудови і машинного відділення.

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.

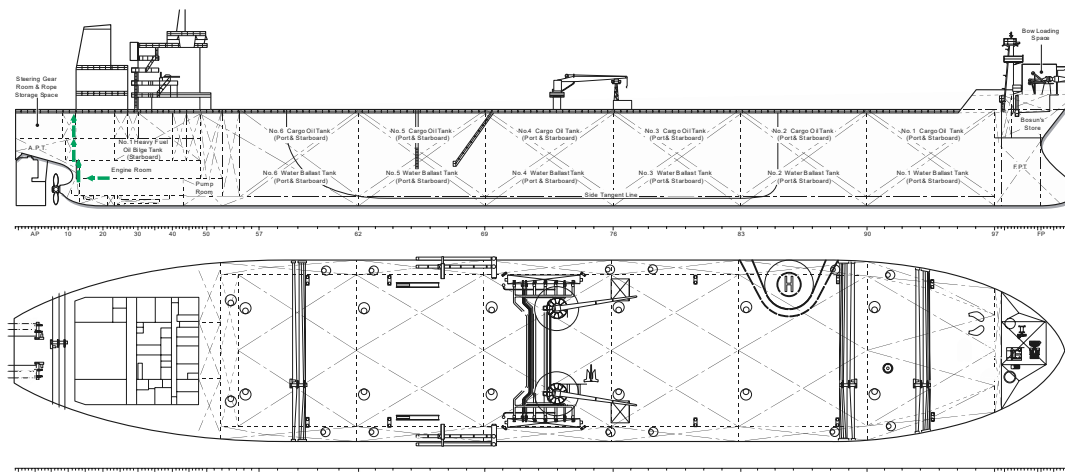


Рисунок 1.1 Загальний вигляд судна

1.2 Клас судна

Судно відповідає класифікації +1A1, Tanker for oil, ESP, NAUTICUS (Newbuilding), EO, BIS, SPM, TMON, BWM-E(S), VCS-2

Судно відповідає вимогам наступних морських 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;

					ВМР. 135. 6220м. 13. 11 ПЗ 01		
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	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		
Студент	Перезищенко В.І.						
Консульт.	Соломенцев О.І.						
Керівник	Пирисунько М.А.						
Н. Контр.	Андреев А.А.						
Зав.кафед.	Андреев А.А.				ХФ НУК		

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 Суецького каналу;
вимогам при проходженні Панамського каналу;
ILO Конвенції життєдіяльності екіпажу на борту судна номер 92;
ІЕС рекомендаціям обслуговування електричного устаткування;
вантажним правилам Solas 1974, включаючи IMD циркуляр MSC/циркуляр 323;
вимогам IMO у відношенні запобігання забруднення довкілля.

1.3 Основні характеристики судна

Головні розміри:

Довжина найбільша..... 247 м;

Ширина..... 42 м;

Проектована осадка..... 14,5 м.

Дедвейт судна у морській воді густиною $1,025 \text{ т/м}^3$, при осадці по літню вантажну марку 14,5 м, складає 100 869 т;

Морехідні якості

Плавучість судна при прийнятій формі корпусу і розподіл навантажень забезпечується у всіх експлуатаційних випадках. Остієність судна у всіх експлуатаційних випадках завантаження задовольняє вимогам класифікаційного товариства “Lloyd’s Register of Shipping” для суден необмеженого району плавання.

Непотоплюваність забезпечується у відповідності з діючими вимогами класифікаційного суспільства „Lloyd’s Register of Shipping” при затопленні двох сумісних автономних відсіків.

Гарантована швидкість судна при осадці 14,5 м складає 14,5 вузлів з головним двигуном 7S60ME-C Mk8, працюючому на специфікаційній потужності ($N_e^C=14\ 972 \text{ кВт}$, $n^C=101,4 \text{ хв}^{-1}$) на спокійній воді.

1.4 Суднова енергетична установка

1.4.1 Елементи головної енергетичної установки

У якості головного двигуна встановлений двигун фірми MAN 7S60ME-C Mk8 (табл 1.1), який має наступні характеристики і параметри: двотактний, простої дії, крейцкопфний, реверсивний, морського виконання з ізодарним наддувом.

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

Волопровід

У склад волопровода входять:

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

Таблиця 1.1 Характеристики головного двигуна

Параметр	Значення
Число циліндрів	7
Діаметр циліндра, хід поршня, мм	600 x 2400
Номінальна потужність, кВт	16660
Номінальна кількість обертів, хв^{-1}	105
Параметр	Значення
Середній ефективний тиск, МПа	2,0
Середня швидкість поршня, м/с	8,4
Питома ефективна витрата палива, $\text{г}/(\text{кВт год})$	171
Витрата циркуляційного масла, $\text{г}/(\text{кВт год})$	0,15
Витрата циліндрового масла, $\text{г}/(\text{кВт год})$	1,0
Вага двигуна, т	414
Розміри, мм	9162x3770x9725

1.4.2 Елементи допоміжної установки

У якості основних джерел живлення встановлені 3 дизель-генератори Hyundai Himsen з наступними характеристиками (табл. 1.2):

Таблиця 1.2 Характеристики дизель-генераторів

Параметр	Значення
Потужність двигуна, кВт	1045
Потужність генератора, кВт	1000
Частота обертання колінчастого валу хв^{-1}	720
Питома ефективна витрата палива, $\text{г}/(\text{кВт-годину})$	194

Аварійний дизель-генератор Scania Nordhavn GASC 12-06E (табл. 1.3):

Таблиця 1.3 Характеристики аварійного дизель-генератора

Параметр	Значення
Потужність двигуна, кВт	270
Потужність генератора, кВт	250
Число обертів хв^{-1}	1800
Питома ефективна витрата палива, $\text{г}/(\text{кВт-годину})$	205

Допоміжна парова установка

У якості парового джерела встановлені два допоміжних вертикальних, циліндричних, вогне-водотрубних котла та один утилізаційний котел з наступними характеристиками (табл. 1.4):

Таблиця 1.4 Характеристики парової установки

Параметр	Значення
Допоміжний котел Aalborg MISSION OL	
Паропроductивність, кг/год	35 000
Температура живильної води, °C	60
Тиск пари, МПа	1,6
Утилізаційний котел Kangrim EM20DC22A2	
Паропроductивність, кг/год	2 000
Температура живильної води, °C	60
Тиск пари, МПа	6...1,6

1.5 Системи СЕУ

Паливна система

Система прийому, збереження, перекачки та сепарації палива складається з:

трубопроводу прийому і перекачки важкого палива яке забезпечує прийом палива в цистерни основного запасу, перекачку палива з лубих цистерн запасу у відстійну, видачу палива з судна;

трубопроводу прийому і перекачки дизельного палива;

трубопроводу сепарації палива, який забезпечує прийом важкого палива з відстійної цистерни, очистку його в сепараторах і подачу у витратні цистерни;

Паливна система ГД складається з:

витратно-паливного трубопроводу ГД;

дренажного трубопроводу.

Витратно-паливний трубопровід ГД забезпечує подачу важкого, або дизельного палива з витратних цистерн підкачувальними електричними насосами агрегатами на підігрів важкого палива (дизельне без підігріву) і подачу його через фільтр до ПНВТ.

Масляна система

Масляна система складається з:

системи прийому, перекачки та сепарації масла;

системи циркуляційного змащування ГД;

системи змащування турбокомпресора надувного повітря ГД;

системи змащування приводів;

системи змащування циліндрів;

системи збору протікань від сальників штоків поршнів.

Системи прийому, перекачування і сепарації масла забезпечує:

заповнення стічно-циркуляційних цистерн, цистерн основного запасу циліндрового масла, цистерн запасу масла ГД не судновими засобами, або переносними електропровідними маслоагрегатами через приймальні клапани з верхньої палуби;

передачу масла самопливом з цистерни запасу у стічно-циркуляційну цистерну системи циркуляційного змащення ГД;

перекачку відродженого масла в цистерну відродженого масла;

подачу циліндрового масла з видаткової цистерни до лубрикаторів ГД;

сепарації масла з стічно-циркуляційної цистерни ГД, цистерни продувки масляного фільтру і подачу від сепарованого масла у стічно-циркуляційну цистерну ГД;

сепарацію протікань масла від сальників штоків поршня;

сепарації масла ДГ;

відвід шлему самопоотоком від сепараторів;

відвід повітря з масляних цистерн через повітряні труди.

Система циркуляційного змащування ГД забезпечує:

прийом масла кожним з двох масляних електронасосних агрегатів ГД з стічно-циркуляційної цистерни і подачу його на змащування і охолодження двигуна через маслоохолоджувачі і масляні фільтри;

злив масла самопоотоком з двигуна у стічно-циркуляційну цистерну.

Система змащування турбокомпресора забезпечує:

прийом масла кожним з двох масляних електронасосних агрегатів зі стічно-циркуляційної цистерни;

подачу його через масляний фільтр і маслоохолоджувач до підшипників ТК;

злив масла від підшипників ТК у стічно-циркуляційні системи.

Систему змащення приводів забезпечує:

прийом масла кожним з двох масляних електронасосних агрегатів зі стічно циркуляційної цистерни;

подачу його до двигуна на змащення управління випускних клапанів, приводів паливних насосів і розподільного валу;

злив масла у стічно-циркуляційну систему;

подача масла до гідроприводу випускних клапанів.

Система змащування циліндрів забезпечує подачу масла для змащування циліндрів лубрикаторами, з автоматичним наповненням.

Система збору протічок від сальників штоків поршнів забезпечує збір протічок, подачу їх на сепарацію і перекачку у стічно-циркуляційну систему.

Система охолодження

Система охолодження прісною водою забезпечує:

подачу води на охолодження ГД від охолоджуючих насосів прісної води;

поповнення витoku у системі охолодження від розширювальної цистерни;

поповнення розширювальної цистерни від системи постачання прісною водою;

увведення антикорозійної присадки в систему охолодження;
подачу води, яка є зріючим середовищем на вакуумну випарникову установку;
збір охолоджувальної води в цистерну;
подачу води через підігрівач для підігріву ГД.

Система охолодження забортною водою забезпечує:

прийом забортної води;
подачу на водоохолоджувач надувного повітря ГД;
охолоджувачі прісної води, циркуляційного масла ГД, турбінного масла системи мащення ТК,
масла системи змащування приводів, конденсату котельної установки;
подачу води на охолодження дизель-генераторів і компресорів установки стиснутого повітря;
подачу води до системи інертних газів і до насосів охолодження суднового устаткування.

Система пускового повітря:

Система пускового повітря забезпечує:
подачу стиснутого повітря для пуску ГД;
подачу стиснутого повітря на продувку ТК;
відвід повітря від ресиверу продувного повітря у цистерну.
Стиснуте повітря поступає від балонів пускового повітря, які заповнюються електричними компресорами.

1.6 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 й жити 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 конструкції 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-7M);
- Міжнародна Конвенція по запобіганню забруднення з суден у морі (МАРПОЛ – 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.

1.7 Розташування енергетичного обладнання у машинному відділенні судна. Комплектація судна технічними засобами для забезпечення вимог Конвенції SOLAS-74 і MARPOL-73/78

1.7.1 Розташування механізмів та обладнання в машинно-котельному відділенні в проектній модернізації

Всі механізми та обладнання енергетичного комплексу розташовані відповідно вимогам міжнародних морських документів для забезпечення безпеки мореплавства під час їх експлуатації.

Головний двигун з максимальною кормовою прив'язкою до транцевої передорки, встановлено з розрахунком мінімальної довжини валопроводу, відповідно розрахункам крутильних коливань та необхідними габаритами з переднього фронту ГД для забезпечення технічного обслуговування. Механізми та обладнання які забезпечують роботу головного двигуна встановлено з розрахунком логічного зв'язку з двигуном та мінімізацією енергокомунікації. Електроенергетична установка розташована з урахуванням раціонального виведення крупно габаритних газовипускних трубопроводів з найменшим аеродинамічним опором та раціональною прокладкою електротрас від генераторів до ГРЩ. Над головним двигуном та дизель—генераторами встановлено вантажно—підйомні технічні засоби для виконання ремонтних робіт під час екстремальних ситуацій. Аварійний дизель—генератор з необхідними механізмами та обладнанням, з аварійним розподільчим щитом розташовані в окремому приміщенні на верхній палубі.

Допоміжна котельна установка розташована теж з урахуванням найоптимальнішої прокладки крупно габаритних трубопроводів газовипускних та значної висоти котлоагрегатів. Одночасно проведено розміщення крупно габаритних каналів вентиляції МКВ.

Підведене повітря для роботи установок та витяжної вентиляції із зони генераторів, від приміщень палива підготовки.

Для проведення ремонтних робіт у МВ передбачено спеціально обладнанні майстерні. Компресорна установка для постачання стисненого повітря, встановлена в найбільш доступному місці з можливістю управління в аварійних режимах з місця. (Форватерні режими, маневрування, передача вантажів з судна на судно.)

В розробці використана блочно—агрегатна технологія суднобудування. Ця технологія не тільки дасть змогу перенесення великої кількості монтажних робіт в цех, а ще й покращить умови експлуатації. Забезпечення необхідної площі біля механізмів з використанням підйомно—транспортних засобів підвищить ремонтпридатність. Логічне розташування входів і виходів, трапів з кожної платформи, ув'язування їх в систему руху в багатоярусних машинних відділеннях значно підвищить рівень безпеки в екстремальних випадках особливо при втраті енергоживлення. Мінімізація довжини трубопроводів, панельна прокладка, групове розміщення арматури, зменшить матеріаломісткість під час суднобудування і підвищить ефективність експлуатації.

1.7.2 Розташування головного двигуна і допоміжного устаткування у машинному відділенні

Устрій машинних відділень і розміщення у них устаткування повинні відповідати вимогам Lloyds Register, 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 заварити установки, 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 пристроїв.

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 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 і розподільних щитів. Дизель — генератори, які є джерелами вібрації і шуму, доцільно встановлювати на амортизаторах у трюмі паралельно діаметральній площині.

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 людих механізмів необхідно врахувати також і зручність їх обслуговування мінімальним числом людей. Це особливо важливо при низькій ступені автоматизації установки.

При розміщенні допоміжних механізмів у МВ необхідно враховувати наступні обставини: який агрегат вони обслуговують і від роботи якого агрегату залежать; з якої сторони і на якій висоті механізм проводить робоче тіло (енергію); де забирається робоче тіло, яке подається (енергія).

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 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.

Розташування компресора відносно пульту управління визначається ступінню автоматизації установки. При малій ступені автоматизації компресори ставлять поблизу ПУ, щоб зручно було спостерігати за їх роботою. При наявності ЦПУ і відповідній ступені автоматизації треба встановлювати компресор, виходячи зі зручності загального розміщення механізмів. 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 тієї ж платформі, або нижче у трюмі під балконом. В установках невеликої потужності і на допоміжних двигунах балони можуть бути встановлені поряд з дизелем, а компресори — у трюмі.

1.7.3 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 відаткові цистерни, у тому випадку вони можуть мати з ним тільки одну загальну стінку. По висоті МВ їх розташовують на рівні платформах.

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 судах, 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 забортних патрубках. Приймальні забортні 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 дитий 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 площини, або вертикально. На багатотоннажних судах 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 труб, 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

подвійного 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 причальній стінці 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 талями і тельферами, обухи 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 судах з великою висотою МВ в доповнення до трапів передбачені ліфти.

1.8 Комплектація судна технічними засобами для забезпечення вимог Міжнародних Конвенцій SOLAS-74 та MARPOL-73/78

Конвенція SOLAS-74

Міжнародна Конвенція з охорони людського життя на морі SOLAS (від англ. Safety of Life at Sea) в її послідовно виданих формах є, мабуть, найбільш важливою з усіх міжнародних угод з безпеки торгівельних суден. Кожне судно, яке здійснює міжнародний рейс і підпадає під дію цього нормативного документу, повинно виконувати його вимоги. В іншому випадку воно може бути затримано, а за деякими позиціями ї не допущено в порт. Поточна версія документа відома як SOLAS-74.

Головною метою даного нормативного документа є встановлення мінімальних стандартів, що відповідають вимогам із безпеки при будівництві, обладнанні та експлуатації суден.

Держави прапора повинні забезпечити, щоб судна, що плавають під їхнім прапором, виконували вимоги SOLAS. Для доказу їх виконання Конвенцією передбачено велику кількість сертифікатів. Подібні документи видаються або самою Адміністрацією прапора, або від її імені – за наявності відповідного доручення.

Умови контролю також дозволяють Договірним урядам інспектувати судна, що ходять під прапорами інших держав, особливо якщо є вагомі підстави для сумнівів, що судно та/або його обладнання суттєво не виконують вимоги Конвенції. Ця процедура отримала назву "контроль держави порту" (Port State Control, PSC).

Чинний текст Міжнародної Конвенції SOLAS включає Статті, які викладають загальні зобов'язання, процедури внесення змін тощо, і супроводжується Додатком, розділеним на 12 Глав:

Глава I. Загальні положення;

Глава II-1. Конструкція – поділ на відсіки і остійність, механічні та електричні установки;
Глава II-2. Конструкція – протипожежний захист, виявлення і гасіння пожежі;
Глава III. Рятувальні засоби і пристрої;
Глава IV. Радіозв'язок;
Глава V. Безпека мореплавання;
Глава VI. Перевезення вантажів;
Глава VII. Перевезення небезпечних вантажів;
Глава VIII. Ядерні судна;
Глава IX. Управління безпечною експлуатацією суден;
Глава X. Заходи безпеки для високошвидкісних суден;
Глава XI. Спеціальні заходи щодо підвищення безпеки на морі;
Глава XII. Додаткові заходи безпеки для суден, що перевозять навалочні вантажі.

Відповідно до цієї Конвенції на морському танкері “YURI SENKEVICH” встановлено як індивідуальні рятувальні засоби, так і колективні.

Індивідуальні рятувальні засоби

Індивідуальні рятувальні засоби – це засоби, розраховані на використання однією людиною. На даному танкері встановлені такі індивідуальні рятувальні засоби.

Рятувальні круги

Рятувальний круг – це плавучий круг еліптичної форми в перетині з прикріпленням до нього в чотирьох точках рятувальним леєром. Рятувальний круг повинен мати: зовнішній діаметр не більше 800 мм і внутрішній – не менше 400 мм; рятувальний леєр, який міститься на зовнішньому периметрі круга і закріплений в чотирьох рівновіддалених один від одного місцях, утворюючи чотири однакових петлі; нашиті смуги зі світловідбивного матеріалу; вагу не менше 2,5 кг. На судні встановлено по два рятувальних круга з кожного борта.

Рятувальні жилети

Рятувальний жилет – засіб для підтримання людини на воді. На судні має бути як мінімум по одному жилету на кожного члена екіпажу. Конструкція рятувального жилета повинна забезпечувати: спливання людини, що знаходиться в несвідомому стані, та її перевертання обличчям вгору не довше ніж за 5 с; підтримання людини в такому положенні, щоб тіло було відхилено назад не менше ніж на 20°, а рот знаходився на висоті не менше ніж 12 см над рівнем води; при стрибку у воду з висоти 4,5 м жилет не повинен завдавати ушкоджень (для цього необхідно схрестити руки і утримувати верхній край жилета, який при торканні ним води різко зміщується вгору і наносить травму обличчю людини).

Гідрокостюми та теплозахисні засоби

Гідрокостюм – костюм із водонепроникного матеріалу, що забезпечує плавучість людини і служить для запобігання переохолодження людини в холодній воді. На судні має бути як мінімум по одному гідрокостюму на кожного члена екіпажу. Гідрокостюм повинен задовольняти наступні вимоги: щоб будь-який член екіпажу міг самостійно надіти костюм протягом не більше 2 хв. разом з одягом і рятувальним жилетом, якщо гідрокостюм вимагає носіння жилета; щоб температура тіла людини не знижувалася більше ніж на 2 °C протягом 6 годин при температурі води 0 – 2 °C; щоб він не підтримував горіння і не плавився, якщо буде охоплений відкритим полум'ям; щоб він володів міцністю, яка забезпечує стрибок з висоти 4,5 м; щоб він забезпечував свободу переміщення

при спусканні рятувальних засобів, при підйомі вертикальним трапом на висоту до 5 м, а також щоб людина могла пропливти невелику відстань і звернутися в шлюпку або пліт.

Теплозахисний засіб виготовлений з водонепроникного матеріалу з низькою теплопровідністю у вигляді пакетів чи мішків і призначений для відновлення температури тіла людини, що перебувала в холодній воді, або для зігрівання при знаходженні в рятувальній шлюпці або надувному плоту.

Колективні рятувальні засоби

Колективні рятувальні засоби – це засоби, які можуть використовуватися групою людей. На даному судні встановлені такі колективні рятувальні засоби.

Рятувальна шлюпка

Рятувальна шлюпка – це шлюпка, здатна забезпечити збереження життя людей, що терплять лиха, з моменту залишення ними судна. Незалежно від конструктивних відмінностей усі рятувальні шлюпки повинні: мати хорошу остійність і запас плавучості навіть при заповненні водою, високу маневреність; забезпечувати надійне самовідновлення на рівній кіль при перекиданні; мати механічний двигун з дистанційним керуванням з рубки, що забезпечує швидкість шлюпки на тихій воді при повному комплекті людей не менше 6 вуз., та захищений від випадкових ударів гребний звинт. Рятувальна шлюпка повинна бути пофарбована у помаранчевий колір.

На судні встановлені (див. п. 1.6.4): чотири рятувальні танкерні моторні самовідновлювальні шлюпки типу 00305, що вміщують 42 особи кожна; робоча моторна шлюпка типу РШП-5,5; катер корабельний робочий типу 338М. Спускання та піднімання рятувальних шлюпок здійснюється шлюпбалками ШБЧШВ за допомогою електричних шлюпочних лебідок ЛШВ11 з тяговим зусиллям (з повною кількістю пасажирів) – 100 кН (10 тс). Спускання та піднімання робочої шлюпки та корабельного катеру здійснюється за допомогою суднових кранів типу КЕ-34М.

Надувні рятувальні плоти

Рятувальний пліт – це пліт, здатний забезпечити збереження життя людей, що терплять лиха, з моменту залишення ними судна.

На судні встановлені (див. п. 1.6.4): один рятувальний пліт типу ПСН6М місткістю 6 осіб та п'ять рятувальних плотів типу ПСН10М – місткістю 10 осіб кожний. Також на судні є один робочий пліт із легкого сплаву.

1.9 Міжнародна Конвенція MARPOL-73/78

Кожне морське судно є джерелом забруднення довкілля нафтопродуктами, СВ, сміттям, харчовими відходами, ВГ. Міжнародною Конвенцією MARPOL-73/78 встановлено правові, організаційні та нормативно-технічні вимоги, спрямовані на запобігання забруднення довкілля із суден.

Міжнародна Конвенція із запобігання забрудненню з суден MARPOL-73/78 (International Convention for the Prevention of Pollution from Ships) – міжнародна конвенція, яка передбачає комплекс заходів щодо запобігання експлуатаційного та аварійного забруднення моря із суден нафтою; рідкими речовинами, які перевозяться наливом; шкідливими речовинами, які перевозяться в упаковці; СВ; сміттям; а також забруднення повітряного середовища із суден. Ця Конвенція має 6 додатків.

Додаток I – Правила запобігання забрудненню нафтою

Для цілей Додатка нафта означає нафту в будь-якому вигляді, включаючи сиру нафту, рідке паливо, нафтові залишки і очищені нафтопродукти.

Додаток передбачає жорсткі обмеження на скидання нафти, нафтових залишків тощо з суден валовою місткістю більше 400 т і повну заборону на скидання в особливих районах, які вказуються в Додатку, – в районах Чорного, Середземного, Балтійського, Північного і Червоного морів, а також районах Перської затоки, Північно-Західної Європи, Антарктики і Карибського моря.

Додаток I також встановлює правила огляду суден валовою місткістю більше 400 т і видачі Міжнародного свідоцтва про запобігання забрудненню нафтою, норми ведення Журналу нафтових операцій, а також контроль держави порту за виконанням експлуатаційних вимог, що висувуються до суден.

У льялах МВ суден скупчується ВМН, яку іноді називають льяльна, трюмна або підсланева. Причинами скупчення ВМН є: запотівання корпусу судна; протікання в системах; протікання через сальники; продування котлів, балонів стиснутого повітря та інших механізмів; нещільності люків, картерних кришок тощо. ВМН, що скупчилася, збирають у спеціальні місткості для подальшого здавання на спеціальні судна або берегові місткості або для очищення від нафтопродуктів безпосередньо на судні.

Згідно з вимогами Додатка I Міжнародної Конвенції MARPOL-73/78 судно обладнане технічним засобом очищення ВМН, який має багатоступінчастість очищення і автоматичну роботу сепараторів. Для очищення ВМН передбачена сепараторна установка очисною здатністю не більше 15 г/млн, що складається із сепаратора СК-4М, очисного фільтру ФДМ-4М та електронасоса 2ВВ 2,5/16-2,5/4Б продуктивністю 4 м³/годину.

Додаток II – Правила запобігання забрудненню шкідливими рідкими речовинами, які перевозяться наливом

Додаток III – Правила запобігання забрудненню шкідливими речовинами, які перевозяться морем в упаковці

Додаток IV – Правила запобігання забрудненню стічними водами з суден

Додаток IV присвячено правилам скидання СВ із суден, устаткуванню суден, призначеному для контролю скидання СВ, і прийомним спорудам для прийому СВ у портах і терміналах, а також правилам огляду суден і видачі Міжнародного свідоцтва про запобігання забрудненню СВ. Згідно з Додатком IV Конвенції СВ означають: стоки та інші відходи з усіх видів туалетів, пісуарів і унітазів; стоки з медичних приміщень через розташовані в них раковини, ванни і шпігати; стоки з приміщень, в яких утримуються живі тварини; інші СВ, якщо вони змішані з раніше перерахованими стоками. До СВ також відносяться господарсько-побутові води: стоки з умивальників, душових, пралень, ванн і шпігатів; стоки з мийок та обладнання камбуза та інших приміщень харчоблоку.

Додаток V – Правила запобігання забрудненню сміттям із суден

Сміття, яке вказується в Додатку V, означає всі види продовольчих, побутових і експлуатаційних відходів, які утворюються в процесі нормальної експлуатації судна і підлягають постійному або періодичному видаленню.

Сміття, що скидається з суден, є стійким і, в більшості випадків, найбільш небезпечним забруднювачем, який порушує природний процес самоочищення водного середовища. Сміття утворюється на суднах в процесі експлуатації і пов'язане з перевезенням вантажів, технічним

обслуговуванням і ремонтом суднових технічних засобів і корпусних конструкцій, життєдіяльністю членів екіпажу.

Додаток V встановлює жорсткі обмеження на скидання сміття в море в прибережних водах і особливих районах і повністю забороняє скидання сміття з пластику. Додаток також передбачає забезпечення державами-учасниками приймальних споруд для сміття в портах і терміналах. Особливими районами для цілей Додатка є Чорне, Середземне, Балтійське, Північне і Червоне моря, а також райони Персидської затоки, Антарктики, Карибського моря тощо.

Додатком V Міжнародної Конвенції MARPOL-73/78 регулюються процеси збирання, зберігання, обробки та знищення сміття на борту і видалення його із суден, а також встановлені вимоги до відповідних технічних засобів. На даному судні знаходиться допоміжне обладнання, що забезпечує збирання і переробку сміття: пресування – за вимогами Конвенції пристрій для пресування забезпечує зменшення його об'єму в середньому в 5 разів; дроблення – подрібнювачі сміття (млинові пристрої) забезпечують роздріднення сміття до часток, що не перевищують 25 мм; спалювання в спеціальних печах – інсінераторах, які відповідають "Стандартним технічним вимогам IMO".

На танкері "YURI SENKEVICH" передбачається автоматизована установка для спалювання суднових відходів і нафтозалишків – інсінератор СП-10, а також 2 контейнера для збирання сміття та відходів.

Додаток VI – Правила запобігання забрудненню повітряного середовища з суден

Додаток VI приписує заходи щодо запобігання забрудненню із суден повітряного середовища, в тому числі озоноруйнуючими речовинами, оксидами азоту, окислами сірки, летючими органічними сполуками; заходи щодо огляду суден і видачі Міжнародного свідоцтва про запобігання забрудненню повітряного середовища; заходи щодо забезпечення портів і терміналів прийомними спорудами і контролю державами порту за відповідними експлуатаційними вимогами.

Газоочищення – це уловлювання з ВГ пилу, оксидів селену, телуру, свинцю та інших елементів.

Скрубер – пристрій, що використовується для очищення твердих або газоподібних середовищ від домішок у різних хіміко-технологічних процесах. Очищення газів від домішок за допомогою скруберів відноситься до мокрих способів очищення. Цей спосіб заснований на промиванні газу рідиною (зазвичай водою) при максимально розвиненій поверхні контакту рідини з частками аерозолі і найбільш можливого інтенсивному перемішуванні очищуваного газу з рідиною. Даний метод дозволяє видалити з газу частки пилу, диму, туману і аерозолів (зазвичай небажані або шкідливі) практично будь-яких розмірів.

Висновок з розділу

В розділі приведено опис судна "YURI SENKEVICH", елементів його СЕУ, а також основні вимоги Міжнародного Кодексу управління безпекою (МКУБ). Дане судно побудовано на китайському суднобудівному підприємстві та являє собою танкер дедвейтом 100 869 т. Розділ містить інформацію про основні засади розміщення механізмів у машинному відділенні. Також увагу приділено комплектації судна згідно до вимог Конвенції SOLAS-74 і MARPOL-73/78.

2. Аналіз ефективності СЕУ при застосуванні палив метанольного типу

2.1 Робота дизелів на спиртових паливах

Метанол і етанол за своїми фізико-хімічними властивостями близькі до бензинів. Зокрема, вони мають підвищену випаровуваність, порівняно невисокі щільність і в'язкість, прийнятні для двигунів з примусовим займанням октанові числа (91–92 одиниці по моторному методу).

Позитивною властивістю спиртів є наявність в їх молекулах атомів кисню. Тому спирти використовуються в якості оксигенатів (кисневісних компонентів), що підвищують детонаційну стійкість бензинів і сприяють зниженню викидів сажі і монооксиду вуглецю як в бензинових двигунах, так і в дизелях.

Одним з найбільш перспективних спиртових палив для дизелів є метанол. Його виробництво можливо практично з будь-якої сировини, що містить вуглець. Для виробництва метанолу є великі сировинні ресурси, його вартість в порівнянні з іншими альтернативними паливами порівняно невисока. Крім того, метанол як паливо для дизелів дозволяє вирішити проблему зниження викидів оксидів азоту і, особливо, твердих. Це пояснюється тим, що при згорянні метанолу не виділяються проміжні продукти, з яких потім утворюються ароматичні і ацетиленові вуглеводні, які сприяють зародженню і росту часток сажі. У продуктах згорання метанолу практично немає і сірчистих сполук.

Метанол може змішуватися з бензином в будь-яких пропорціях і служити основою для ефірної добавки — метилтретбутиловий ефір (МТБЕ). Дослідженню роботи бензинових двигунів на сумішах бензину з метанолом (М15 — 15 % метанолу, М85 — 85 % метанолу та ін.), а також на чистому метанолі (М100) проведено найбільшими американськими і європейськими двигунобудівними фірмами — Ford, General Motors, Pontiac, Chrysler, Mercedes-Benz Volkswagen, Fiat, Chevrolet, Volvo. В Японії роботи в даному напрямку проведено фірмами Mitsubishi, Honda, Toyota, Hyundai, Hino Motors. Позитивні якості метанолу — можливість його отримання з будь-якого вуглеводневої сировини (природний газ, вугілля, відходи міського сміття, біомаса і ін.), низька пожежонебезпека, а недолік — його висока токсичність.

У 1998 р. в США вироблено близько 12,5 млрд. літрів наймасовішого оксигенату — метилтретбутилового ефіру (МТБЕ), вироблених з метанолу. При цьому бензин з МТБЕ становить приблизно 30 % від усього обсягу продажів бензину в США. В результаті в даний час МТБЕ заміщає в США більше кількості бензину і сирої нафти, ніж всі інші альтернативні палива разом узяті.

Останнім часом в якості одного з найбільш перспективних палив для дизелів розглядається діетанол, що пояснюється можливістю перекладу дизелів на палива з відновлювальних джерел енергії та зниження парникового ефекту. Проведені численні дослідження особливостей його згорання в камері згорання дизелів, вимірювання показників токсичності відпрацьованих газів дизелів, що працюють на цьому виді палива.

					ВМР. 135. 6220м. 13. 11 ПЗ 02			
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Аналіз ефективності СЕУ при застосуванні палив метанольного типу	Лист.	Аркуш	Аркушів
Студент		Перезищенко В.І.						
Консульт.		Пирисунько М.А.						
Керівник		Пирисунько М.А.						
Н. Контр.		Андрєєв А.А.						
Зав.кафед.		Андрєєв А.А.						
						ХФ НУК		

Позитивними якостями етанолу є простота його отримання з відновлюваних ресурсів: для отримання діоетанолу використовуються цукрова тростина, цукрові буряки, кукурудза, зернові, картопля, деревина, біомаса.

Початок масового використання дензинів, що містять 5...10% етанолу, 15 % етанолу (E15) і 22 % етанолу відноситься до 1980-х років, коли в Бразилії, США, Швеції, Голландії, Франції, Канаді та Колумбії автомобілі стали заправляти цим видом палива. Проведено дослідження по використанню в дензинових двигунах суміші E85 (85 % етанолу). Найбільш широке використання етанолу відзначено в Бразилії, де немає нафти, але є можливість виробництва етанолу з цукрової тростини.

Етанол характеризується високим октановим числом і в деяких країнах широко застосовується в якості моторного палива на транспорті. Так, Бразилія в період з 70-х по 90-і роки минулого століття щодня заміняла етанолом до 250 тис. барелів нафти, що імпортується. Починаючи з 1976 р в цій країні етанолом було заміщено близько 140 млрд, л дензину, що дало економічний ефект в розмірі 50 млрд. дол. США. У 90-х роках в Бразилії чистий етанол в якості моторного палива використовували в понад 7 млн. автомобілів і ще в 9 млн. транспортних засобів — його суміш з дензином. Однак в останні роки намітився спад у використанні етанолу як моторного палива.

Другим світовим лідером по широкомасштабному використанню етанолу для потреб автотранспорту є США, де для виробництва 3,8 млрд, літрів етанолу на рік збирають урожай технічних культур з 2 млн. га. У 1994 р виробництво етанолу оцінювалося в 5,3 млрд, л і додатково будувалися нові підприємства для його виробництва в розмірі ще 900 млн. л на рік. Етанол використовується як «екологічно чисте» паливо в 21 штаті, а етанол-дензинова суміш становить 10% паливного ринку США і використовується більш ніж в 100 млн. двигунів. Вартість етанолу до недавнього часу була вища за вартість дензину. Однак, за деякими оцінками, етанол стає конкурентноздатним при ціні нафти в 60 дол. США за барель. У зв'язку з цим, а також з урахуванням податкових пільг на продаж етанолу для автотранспорту, що діють у ряді країн, знову зріс інтерес до використання етанолу в якості моторного палива.

Наведені дані свідчать про перспективність використання спиртових палив в двигунах з примусовим займанням. Слід, однак, відзначити, що спалювання спиртових палив, причому з кращою паливною економічністю, можливо і в дизелях. З даних, наведених на рис. 2.1 випливає, що дизельні двигуни з нерозділеними камерами згоряння, що працюють на метанолі і етанолі, мають термічний ККД η_t 1 на 20...35% вище, ніж дензинові двигуни.

Подача метанолу і етанолу в дизель можлива декількома способами: вони можуть впорскуватися в чистому вигляді або в суміші з дизельним паливом в безпосередньо в циліндри, подаватися у впускний трубопровід в рідкій фазі або у вигляді пари. Безпосереднє впорскування спирту в камеру згоряння може здійснюватися за допомогою штатного ПНВТ дизеля. Використовується також з безпосереднім впорскуванням спирту в камеру згоряння у вигляді емульсії з дизельним паливом. Ефективними є системи з роздільним уприскуванням спирту і запальної дози дизельного палива в циліндри дизеля.

При організації процесу згоряння спиртів в циліндрах дизеля виникає проблема їх займання, оскільки спиртові палива мають низькі цетанові числа. Займання спиртів в умовах камери згоряння дизеля можливо за допомогою додатково встановленої свічки запалювання або розжарювання.

					ВМР. 135. 6220зм. 08. 31. ПЗ. 02	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Ефективне займання спиртових палив в дизелях досягається при подачі в камеру згорання запальної дози дизельного палива.

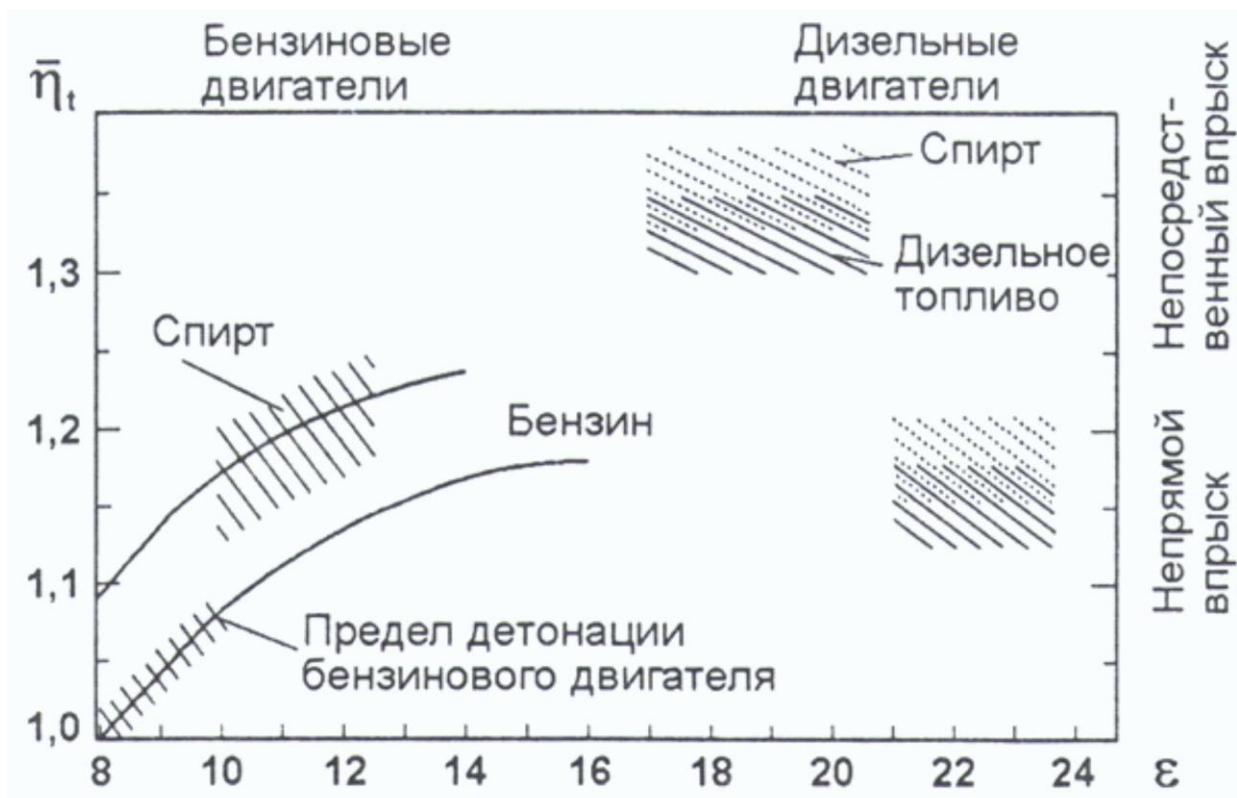


Рисунок 2.1 Відносна термічна ефективність використання нафтових палив і спирту в бензинових і дизельних двигачах: $\bar{\eta}_t$ — відносний термічний ККД (за одиницю прийнятий термічний ККД бензинового двигача зі ступенем стиснення $\epsilon = 8$)

Дослідницькі роботи з адаптації дизелів для роботи на метанолі і етанолі проведені найбільшими двигачобудівними фірмами – Ford, General Motors, Detroit Diesel, Navistar, MAN, Daimler-Benz, Deutz, MWM, Volkswagen, Fiat, Volvo, Nissan Diesel, Mitsubishi, Isuzu, Hino Diesel, Toyota. В СРСР і Росії роботи в даному напрямку проведено в МАДИ, НАМИ, Кіровському Сільськогосподарському інституті, МІІТ, МГТУ ім. Баумана, РУДН, Волгоградському політехнічному інституті]. Ряд досліджень виконано на Україні. Розглянемо деякі результати зазначених досліджень.

2.2 Займання спиртів від запальної дози дизельного палива

При переводі дизеля повітряного охолодження Д-21А1 (2410,5/12) трактора Т-25 А на метанол використана система подачі палива, схема якої представлена на рис. 2.2. У цій схемі подачі палива дизельний двигач працює одночасно на двох видах палива (дизельному і альтернативному), тобто стає двопаливним. Причому, відмінність фізичних властивостей дизельного і альтернативного палива змушують застосовувати подвійну систему подачі палива, що містить дві автономні паливоподаючі системи.

Метанол з бака 11 (рис. 2.2) через паливopрoвід 10 надходить до ПНВТ 8, який через паливopрoвід 6 подає спирт до форсунки 5. Така ж паливopодаюча система, що містить бак 12, ПНВТ 2, паливopрoводи 13, 3 і форсунку 4, використана для подачі запальної дози дизельного палива.

Спочатку в камеру згоряння через форсунку 4 впорскується запальне дизельне паливо. Після його займання факел розпорошеного дизельного палива через форсунку 5 впорскується метанол. Причому, потужність дизеля регулюється зміною подачі метанолу, а подача дизельного палива постійна і на швидкісному режимі з $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$ і повним навантаженням (при $p_e = 0,69 \text{ МПа}$) становить 1 кг/год або близько 10 % від загальної подачі палива. Така організація робочого процесу забезпечує надійне запалення метанолу в камері згоряння дизеля.

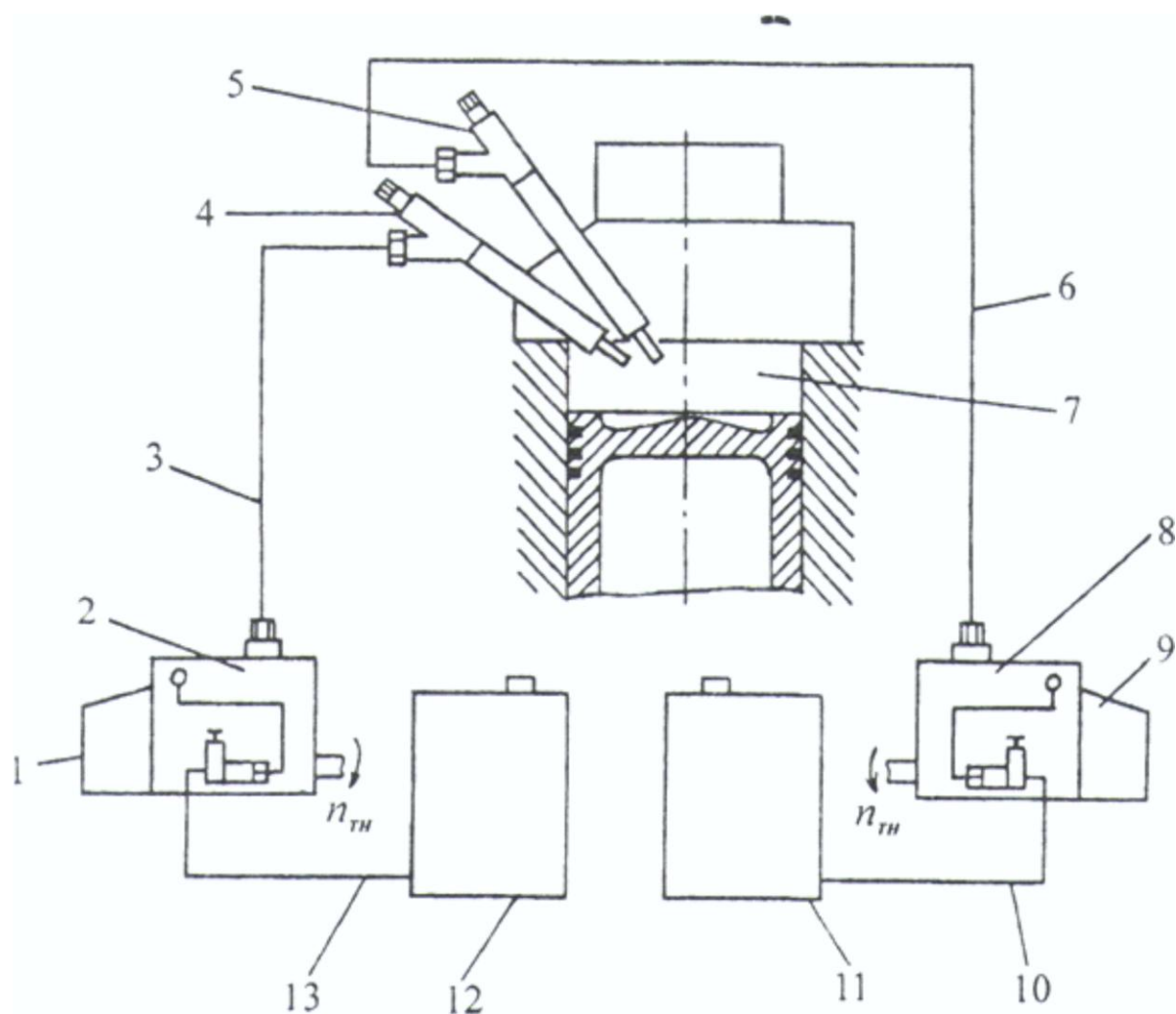


Рисунок 2.2 Схема системи подачі в камеру згоряння дизеля метанолу і запальний дози дизельного палива: 1, 9 — автоматичні регулятори; 2, 8 — ПНВТ для подачі дизельного палива і метанолу; 3, 6 — трубопроводи високого тиску; 4, 5 — форсунки для впорскування дизельного палива і метанолу; 7 — камера згоряння; 10, 13 — трубопроводи низького тиску; 11, 12 — баки з метанолом і дизельним паливом.

Результати досліджень дизеля Д-21А1 з описаною системою подачі палива представлені на рис. 2.3. Слід зазначити значно менші концентрації у відпрацьованих газах оксидів азоту NO_x при роботі дизеля на метанолі. У широкому діапазоні навантажувальних режимів утримання NO_x в

відпрацьованих газах знижується в 3–4 рази, що пояснюється істотно меншими швидкостями тепловиділення і наростання тиску в дизелі, який працює з даною системою подачі палива.

Для згоряння метанолу характерно і істотне зниження димності відпрацьованих газів, до рівня 40...50 % на режимах з повним навантаженням. Крім зазначених вище причин це обумовлено також меншим вмістом в метанолі вуглецю і великим вмістом кисню.

У той же час слід зазначити, що при роботі дизеля на метанолі на режимах з неповним навантаженням спостерігається деяке збільшення емісії інших токсичних компонентів — вуглеводнів $\text{C}_\text{H}_\text{x}$ і монооксиду вуглецю CO . Однак в кількісному відношенні збільшення концентрацій $\text{C}_\text{H}_\text{x}$ і CO незначно. Підвищується і вміст у відпрацьованих газах вуглекислого газу CO_2 і альдегідів. Відзначається також збільшення питомої ефективної витрати де спиртового палива. На режимі найкращої економічності перехід з дизельного палива на метанол супроводжується підвищенням g_e з 240 до 470 г/(кВт·год), що пов'язано з низькою теплотою згоряння метанолу (19670 проти 42500 кДж/кг у дизельного палива Л).

Дослідження щодо вдосконалення робочого процесу в автомобільних дизелях, які працюють на спиртових паливах, проведені фірмою Volvo (Швеція). В роботі представлені результати експериментальних досліджень автомобільного дизеля фірми Volvo з двома системами впорскування для роздільної подачі основного спиртового палива і запального дизельного палива.

Випробуваний шестициліндровий рядний дизель з турбонаддувом типу TD100A з робочим об'ємом $V_\text{h} = 10$ л і ступенем стиснення $\epsilon = 15$. Для впорскування запального дизельного палива використаний ПНВТ розподільного типу і одностопові форсунки. Впорскування основного спиртового палива проводився рядним плунжерним ПНВТ через чотирьохстопові форсунки. Оптимальна циклова подача запального палива і момент його впорскування по відношенню до спиртовому паливу були визначені з умови отримання мінімальної концентрації вуглеводнів $\text{C}_\text{H}_\text{x}$ в відпрацьованих газах і їх димності. На режимах холодного пуску і прозріву двигун працював тільки на дизельному паливі, а велика частина випробувань проводилася на метанолі. Встановлено, що при роботі на спирті знижуються димність і температура відпрацьованих газів перед турбіною.

Підвищена інтенсивність згоряння метанолу призводить до збільшення максимального тиску згоряння p_z і індикаторний ККД η_i . Максимальна подача палива на режимі M_e тах не обмежується підвищеною димністю відпрацьованих газів, як в звичайному дизелі. При роботі на режимах зовнішньої швидкісної характеристики у всьому швидкісному діапазоні викид $\text{C}_\text{H}_\text{x}$ з відпрацьованих газів виявився нижчим, ніж в звичайному дизелі. Додавання до метанолу 15 % води не впливає на потужність дизеля, проте для досягнення максимальної потужності необхідно збільшення циклової подачі палива з метою компенсації зниження теплоти згорання суміші. Випробування на етанолі з додаванням різної кількості води показали, що потужність дизеля зберігається на одному рівні при вмісті води в етанолі до 50 %, а при більшому вмісті води потужність дизеля знижувалася. При вмісті води близько 80 % заїмання етанолу ставало неможливим. Тривалі стендові випробування дизеля на метанолі, проведені в два етапи (кожен по 1000 год), показали, що знос деталей двигуна і паливної апаратури відповідає зносам, характерним для серійних дизелів, а знос гільз циліндрів був менше. Для зменшення зносу паливної апаратури до метанолу додавалося касторове масло в кількості 1 % (об). Вирішити проблему зносу плунжерних пар шляхом підведення до них масла під тиском не вдалося. Експлуатаційні випробування описаної двопаливної системи проведені на великовантажному автомобілі з причепом загальною масою 42

					ВМР. 135. 6220зм. 08. 31. ПЗ. 02	Арк.
Змн.	Арк.	№ документи	Підпис	Дата		33

т. Витрата метанолу складала 65 л на 100 км, запального дизельного палива — 13 л. Знос деталей дизеля і паливної апаратури протягом 30000 км пробігу автомобіля не перевищив звичайний.

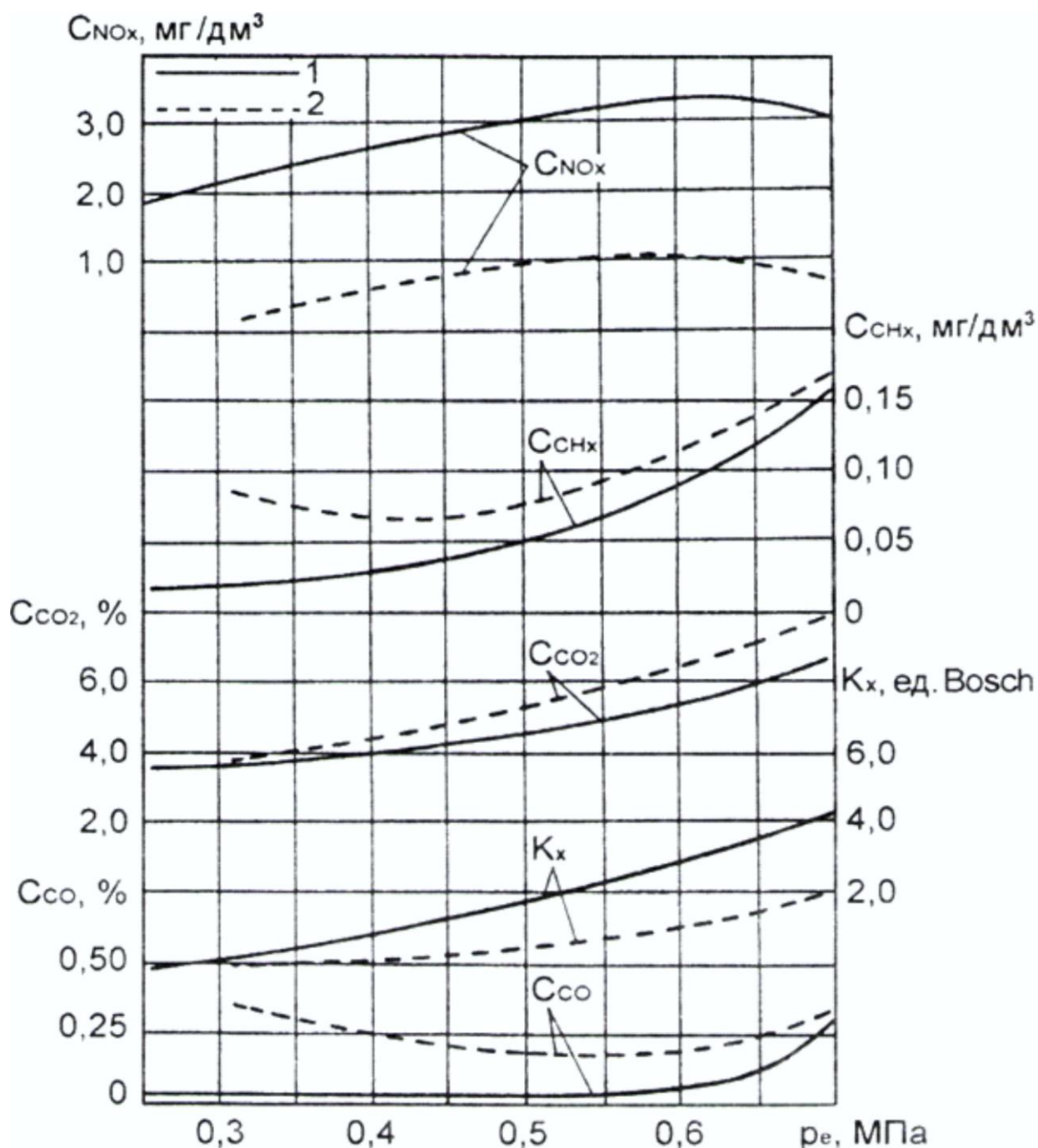


Рисунок 2.3 Залежність змісту в відпрацьованих газах оксидів азоту C_{NOx} , монооксиду C_{CO} і діоксиду C_{CO_2} вуглецю, вуглеводнів C_{CHx} , димності K_x від навантажувального режиму (середнього ефективного тиску p_e) дизеля Д21А1, що працює на дизельному паливі (1) і на метанолі з запальною дозою дизельного палива (2) на режимі з $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$

Випробовувався дизель з турбонаддувом моделі ТМ101Е з робочим об'ємом $V=9,6$ л, ступенем стиснення $\epsilon=14,3$, потужністю $N_e=200$ кВт. Попередні дослідження показали, що саме схема паралельного впорскування двох палив незалежними форсунками забезпечує максимальне заміщення

дизельного палива спиртом, деяке підвищення економічності та ресурсу дизеля в порівнянні з іншими схемами. При цьому пуск дизеля і робота на режимі холостого ходу здійснюється тільки на дизельному паливі. Зі збільшенням навантаження електронна система управління забезпечує поступовий перехід до переважного використання спиртового палива. На всіх режимах кут випередження впорскування спирту на $5...15^\circ$ п.к.в. менше ніж для дизельного палива. Відзначено, що на режимах з повним навантаженням заміна дизельного палива метанолом або етанолом з коригуванням показників подачі палива не призводить до помітної зміни показників потужності і паливної економічності. У той же час, для роботи на спиртах характерно зниження викидів у відпрацьованих газах оксидів азоту NO_x , твердих частинок і димності відпрацьованих. Лімітуючим фактором при визначенні максимальної подачі спиртових палив є концентрація в відпрацьованих газах монооксиду вуглецю CO . При переході на спирти розрахунковий інтегральний за випробувальний цикл викид незгорілих вуглеводнів C_nH_m практично не змінився. Серед найбільш гострих проблем, виявлених при визначенні ресурсу досліджуваного дизеля, виділено явище кавітації в магістралях високого тиску паливоподаючої системи в період роботи з підвищеними температурами навколишнього повітря. Дослідна експлуатація 20-ти транспортних засобів проведена в Стокгольмі і деяких містах Бразилії і Нової Зеландії. Загальний пробіг всіх автомобілів склав 1,8 млн. км.

Роботи по застосуванню спиртів в якості палива для дизелів проведені фірмою Deutz (Німеччина). Досліджено різні способи подачі метанолу в камеру згоряння. Спільно з вищою технічною школою в м Аахен фірма Deutz створила дослідний зразок автодуса з дизелем, що працює на метанолі з запальний дозою дизельного палива. На режимі з повним навантаженням в камеру згоряння впорскується тільки 5 % дизельного палива від загальної подачі палива, що забезпечує стійкий малощумний процес згоряння зі зниженим викидом токсичних компонентів. На режимі холостого ходу робота двигуна здійснюється практично на одному дизельному паливі. На дизелі встановлені дві роздільні паливні системи, в тому числі дві форсунки. Причому, початок впорскування обох палив збігається, але уприскування метанолу триває довше. Відзначається, що при організації серійного виробництва дизелів, що працюють на метанолі, не очікується жодних ускладнень.

Використання двох ПНВТ для подачі метанолу та дизельного палива і їх уприскування в камеру згоряння через різні соплові отвори однієї форсунки пропонується в роботі.

Подвійна система подачі палива дизельного та спиртового палив для дизеля транспортного засобу, подібна описаній вище, досліджена в роботі. Для поліпшення показників дизеля, що має таку подвійну систему подачі палива, доцільна організація регулювання кута випередження впорскування, як основного спиртового палива, так і запальний дози дизельного палива. Недоліком описаної системи подачі палива є ускладнення головки циліндрів, в якій необхідно розмістити дві форсунки.

Японська фірма Isuzu розробила систему подачі дизельного палива і етанолу однією форсункою в нерозділену камеру згоряння дизеля легкового автомобіля (рис. 2.4). При використанні схемою процесу подачі палива займання етанолу відбувається від теплоти згорання дизельного палива.

Система подачі палива працює таким чином. Дизельне паливо подається до форсунки 9 (див. рис. 2.4) від ПНВТ 1 через нагнітальний клапан 2, паливопровід 12 і впливає на запірну голку 10 форсунки, піднімаючи її. При посадці нагнітального клапана на сідло відбувається відсічення палива,

					ВМР. 135. 6220зм. 08. 31. ПЗ. 02	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

а розвантажений поясок клапана створює відсмоктувальний ефект і викликає розрідження в порожнині нагнітання. Це розрідження відкриває клапан 8, і спирт з ємності 3 по магістралі 4 насосом, що підкачує 5, через фільтр 7, подається в канал 11 форсунки 9.

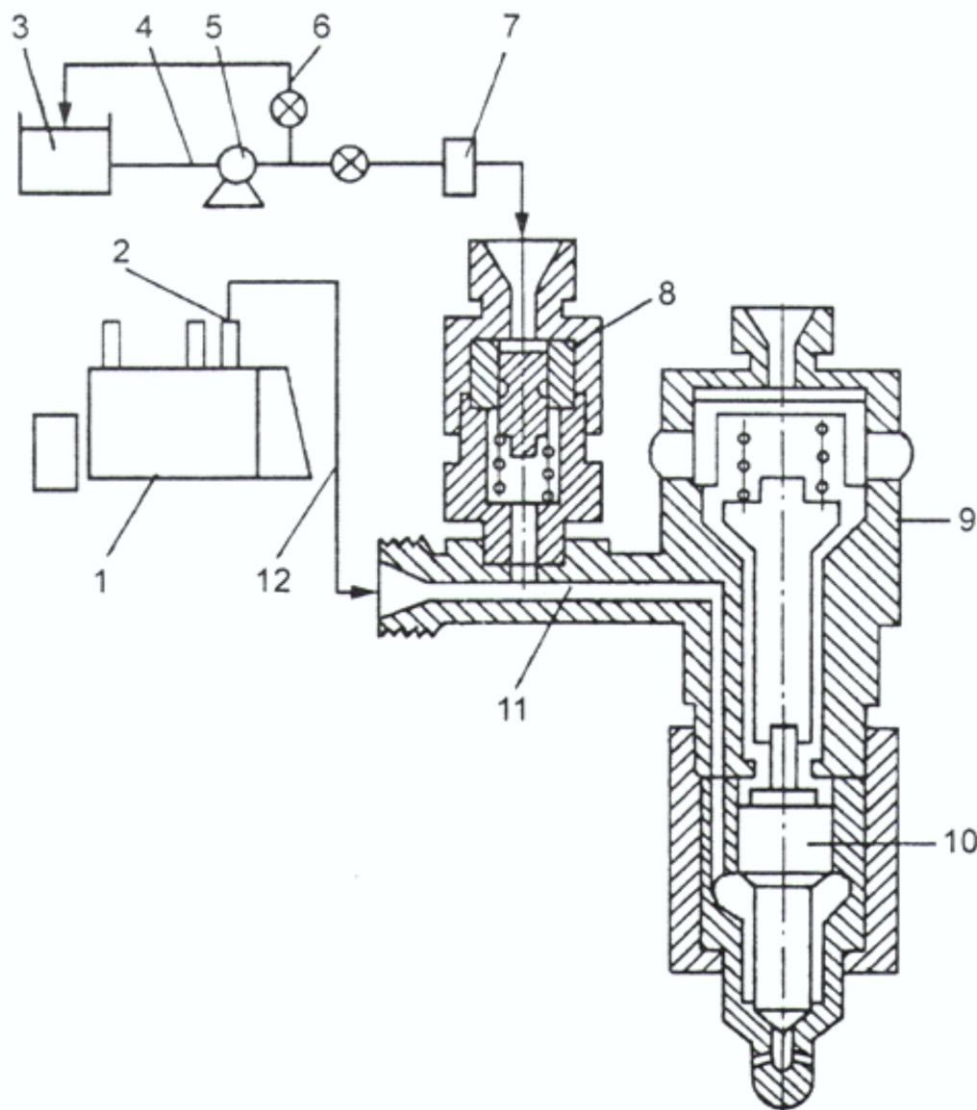


Рисунок 2.4 Схема системи подачі спиртового і дизельного палив в дизель легкового автомобіля фірми Isuzu: 1- ДНВТ; 2 – нагнітальний клапан; 3 – ємність із спиртовим паливом; 4,6 – магістралі; 5 – насос, що підкачує; 7 – фільтр; 8 – клапан; 9 – форсунка; 10 – запірна голка; 11 – канал; 12 – паливопровід

Спиртове паливо знаходиться під надлишковим тиском в магістралі між насосом 5 і клапаном 8, визначеним перепускним клапаном в магістралі 6. Змішування палив відбувається в каналі 11 форсунки 9, тому ДНВТ захищений від роботи на малов'язкому спиртовому паливі. У розглянутій системі подачі клапан виконаний з розвиненим розвантажувальним паском для створення великого розрідження, що забезпечує збільшену подачу спирту через форсунку 9. Таким чином, на відміну від розглянутих раніше систем, змішування двох палив здійснюється вже в самій форсунці. Розробники

описаної системи подачі палива стверджують, що вона дозволяє здійснити подачу будь-якого рідкого альтернативного палива, включаючи рослинні масла.

Проведені експериментальні дослідження представленої на рис. 2.8 системи подачі палива показали, що частка етанолу в суміші з паливом в значній мірі залежить від режиму роботи дизеля і змінюється, в основному, в діапазоні $C_{ЭТ} = 25...50\%$ (рис. 2.5, а, б). При цьому слід зазначити недолік цієї системи, що полягає в тому, що частка спирту в суміші з паливом не регулюється і збільшується зі зниженням швидкісного режиму роботи дизеля. У той же час, для підвищення якості робочого процесу дизеля частка спиртового палива з ростом частоти обертання повинна зростати. Управління складом сумішевого палива в представленій системі може бути досягнуто шляхом установки елементів управління витратою спирту через клапан 8 (див. рис. 2.5).

За результатами випробувань відзначено значне зниження димності відпрацьованих газів при переведенні двигуна з дизельного на сумішне паливо. На режимах з повним навантаженням (при $p_e = 0,7...0,8$ МПа) димність відпрацьованих газів знизилася в два рази, що пояснюється поліпшенням якості процесу сумішоутворення при роботі на суміші дизельного і спиртового палив, а також вмістом в молекулах спиртового палива значної кількості кисню (34,7%, див. табл. 2.1).

Аналіз експериментальних даних показав, що на режимах з частотою обертання $n = 2100$ хв^{-1} виділилася при згорянні сумішевого палива енергія Обид трохи нижче енергії, одержуваної при згорянні дизельного палива (див. рис. 8.11,6), а на режимах з $n = 1000$ хв^{-1} , навпаки, спалювання сумішевого палива призводить до виділення більшої енергії (див. рис. 2.5, а). Це, мабуть, пояснюється недостатньо високою якістю процесу сумішоутворення в двигуні, що працює на дизельному паливі на режимах зі зниженою частотою обертання (при $n=1000$ хв^{-1}), і значним поліпшенням якості цього процесу при перекладі двигуна на сумішне паливо за рахунок вибухового випаровування спирту з струменів розпилюють палива в умовах високих температур в камері згорання і, як наслідок, додаткової турбулізації цих струменів.

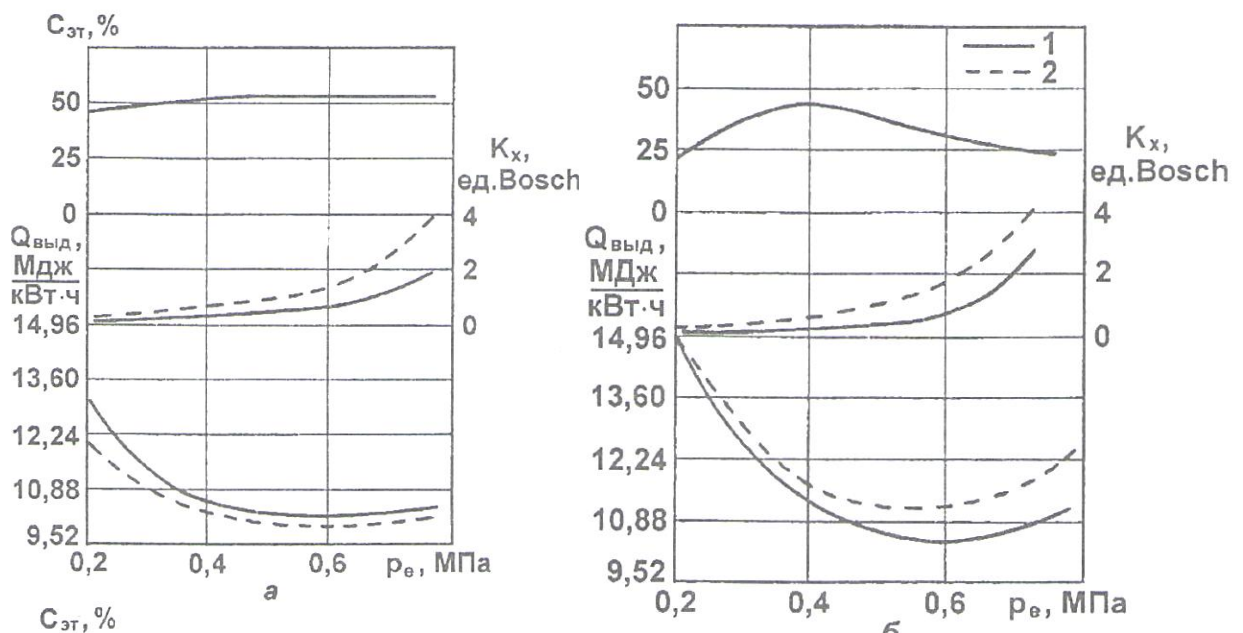


Рисунок 2.5 Залежність об'ємного вмісту етанолу в сумішевих паливі $C_{ЭТ}$, димності відпрацьованих газів K_x , і енергії, що виділилася при згоранні палива Q від навантаження (середнього ефективного тиску p_e) на швидкісних режимах $n=1000$ хв^{-1} (а) і $n=2100$ хв^{-1} (б) дизеля легкового автомобіля фірми Isuzu (1 – сумішне паливо; 2 – дизельне паливо)

Аналогічна подача етанолу і дизельного палива в КС дизеля через одну форсунку здійснюється і паливною системою, розробленою в ГТУ «МАДІ». Ця система на початку впорскування забезпечує переважну подачу дизельного палива (до 80 %), а закінчення подачі сумішевого палива в КС відбувається з переважним вмістом етанолу (до 60 %). Випробування дизеля Д-120 (24 10,5/12), укомплектованого цієї паливною системою, підтвердили її ефективність при поліпшенні показників токсичності відпрацьованих газів. Зокрема, на режимі максимального крутного моменту димність ОГ знизилася в 1,5–2,0 рази в порівнянні з роботою на чистому дизельному паливі.

Зазначені вище тенденції зміни економічних і екологічних показників при перекладі двигуна на метанол і етанол відзначені і в ряді досліджень дизелів, мають систему займання паливо-повітряної суміші свічок запалювання.

2.3 Технічна пропозиція

Необхідність застосування палив, альтернативних нафтовим, обумовлена спостережуваним в останні роки різким подорожчанням традиційних моторних палив і помітним виснаженням сировинних ресурсів для їх виробництва – нафтових родовищ. У такій ситуації використання спиртових палив в двигунах внутрішнього згоряння стає економічно виправданим. Крім того, в ряді випадків таке застосування дозволяє помітно знизити токсичність відпрацьованих газів двигунів і поліпшити екологічну ситуацію в районах активного судноплавства.

Метанол в якості суднового палива цікавий судновласникам, оскільки він не містить сірки та є рідким у навколишньому середовищі, що дозволяє легко зберігати його на борту суден. Для суден, що працюють в районах з контролю за викидами (ЕСА) з використанням міжнародних морських організацій (International Maritime Organization (IMO)), метанол може бути прийнятним рішенням для задоволення вимог що до вмісту сірки. При використанні метанолу скорочення викидів подібні до переваг, отриманих при використанні рідкого природного газу (LNG).

2.4 Концепція суднового малообертового газового двигуна, що працює на метанолі

Вже сьогодні малообертовий двигун, що працює на метанолі MAN ME-LGI користується попитом у замовників. Перші компанії, які замовили цей тип двигуна (що мають позначення S50ME-LGI і G50ME-LGI) Mitsui O.S.K. Lines, Marinvest та Westfall Larsen.

Фірма MAN розробила двигун ME-LGI для задоволення попиту, що виник з боку судновласників, які працюють на альтернативах палива. Нафтогазові і газоподібні двигуни вже багато років експлуатувалися у морі, а в даний час будуються ще більше танкерів LPG, оскільки розвивається світова інфраструктура LPG терміналів.

Завдяки життєздатному, зручному та економічному паливу, що вже знаходиться на борту, використання частки вантажу для руху судна має сенс разом з іншим важливим фактором, таким як зменшення шкідливого впливу на навколишнє середовище. MAN Diesel & Turbo розробив версією ME-LGI, відповідаючого рівню викидів Tier III, який вже сьогодні можна замовити.

Подальший аналіз ринку також говорить, що інтерес до метанолу від суден, що працюють у віддалених районах, де складно організувати доставку та відсутні термінали LNG, є важливим

					ВМР. 135. 6220зм. 08. 31. ПЗ. 02	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		38

фактором. Широкомасштабне використання LNG є економічно обґрунтованим, але невеликі об'єми LNG стають дорогим через досить великі інвестиційні витрати на дункерні термінали. Тодто логістична складова призводить до суттєвого здорожчення газового палива, чим нівелює одну з основних переваг газового палива.

Метанол може зберігатись у звичайних резервуарах без надмірного тиску, його легко транспортувати. Поїзди, вантажівки та судна-перевізники вже існують у багатьох місцях, тому інфраструктуру використання метанолу можна легко поширити та здійснити дункерування судна у віддаленій місцевості.

Доцільно використовувати метанол у зоні контролю за викидом сірки (SECA), для руху по річках у віддалених районах з суворим контролем викидів (наприклад, на озерах або в арктичній зоні) та у внутрішніх водоїмах.

Важливо зазначити, що метанол токсичний, корозійний і займає вдвічі більше місця, ніж морське дизельне паливо (MDO), див. табл. 2.1. Тому слід враховувати особливі вимоги експлуатації двигунів, здатних працювати на метанолі, як при проектуванні, під час технічного обслуговування так і у випадку витоків.

У 2012 році MAN Diesel & Turbo вирішив розширити номенклатуру малообертових двигунів, використавши паливо з низькою температурою спалаху, і в результаті було запроваджено серію двигунів ME-LGI. Двигун MAN B & W ME-LGI є двопаливним, розробленим для рідкого палива з низькою температурою спалаху, на відміну від двигуна ME-GI, де паливо вводиться в газоподібному стані. Метанол характеризується низьким цетановим числом, див. табл. 3.1, і тому якість самозаймання є поганою. Незважаючи на цю різницю, принцип експлуатації та концепція безпеки двигунів моделей ME-LGI подібні до вже прийнятої концепції ME-GI.

Однак через різницю у властивостях палива компоненти моделей ME-LGI та допоміжні системи відрізняються від моделей ME-GI. Двигун ME-LGI може поставлятися в різних версіях залежно від типу рідини з низьким рівнем спалаху, що використовується (low flashpoint liquid (LFL)).

Паливо для двигуна ME-LGI класифікується за типом пари при 60 °C. Приклади палива, див. табл. 3.2. Впорскування палива здійснюється за допомогою паливної форсунки (Booster Fuel Injection Valve (BFIV)) з використанням зідравлічного тиску 30 МПа для підняття тиску палива до тиску впорскування, роботу такої форсунки показано на рис. 2.6.

Таблиця 2.1 Властивості палива

Параметр	DME	Methanol	Ethanol	Diesel	HFO 45	Gasoline
Хімічна формула	$\text{CH}_3\text{-O-CH}_3$	$\text{CH}_3\text{-OH}$	$\text{C}_2\text{H}_5\text{-OH}$	$\text{C}_8\text{-C}_{25}$		$\text{C}_4\text{-C}_{12}$
Вміст вуглецю (% од.)	52,2	38	52	85		86
Вміст водню (% од.)	31	12	13	15	–	14
Вміст кисню (% од.)	34,8	50	35	0	–	0

Продовження табл. 2.1

Параметр	DME	Methanol	Ethanol	Diesel	HFO 45	Gasoline
Молярна маса, кг/моль	46	32	46	183	-	0
Щільність, кг/м³	660	798	794	840	982	740
Нижча теплота згоряння, МДж/кг	22,8	20,1	27,0	42,7	40,9	-
Параметр	DME	Methanol	Ethanol	Diesel	HFO 45	Gasoline
Температура кипіння (°C при тиску 0,1 МПа)	-24,9	65	78	180-360	-	27-245
Тиск пари, МПа при 20 °C	0,530	0,130	0,006	1	-	0,025-0,045
Критичний тиск, МПа	53,7	8,1	6,3	3,0	-	-
Критична температура, °C	127	239,4	241	435	-	0,6
Кінематична в'язкість, cSt при 20 °C	0,19-0,25	0,74	1,2	2,5-3,0	-	0,6
Поверхневий натяг, Н/м при 20 °C	0,012	0,023	0,022	0,027	-	-
Цетанове число	55	<5	8	38...53	-	-
Октанове число		109	109	15-25	-	900-100

BFIV — це інтеграція конструкції масляного запірною клапана та класичної форсунки для впорскування рідкого нафтового палива при 60 °C, яка була у використанні більше десяти років, і тепер працює на більш ніж тисячі двигунів. Обидві конструкції добре перевірені, і комбіноване рішення має перевагу в тому, що воно мінімізує загальну вагу і знімає труди високого тиску між ними. Використовуючи цю конструкцію, загальна інерція зменшує час відгуку клапана, а тести виробів, що експлуатуються, демонструють краще контрольовані профілі впорскування.

Метанол має температуру спалаху 11 °C, що не відповідає безпечі мореплавства на морі (SOLAS). Однак, використовується подвійна конструкція стін всіх метанольних компонентів, і всі витіки контролюються і збираються в подвійному бар'єрі. Обробляти метанол у процесі паливопідготовки набагато легше, ніж LNG.

					ВМР. 135. 6220зм. 08. 31. ПЗ. 02	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		40

Щоб мати можливість використовувати метанольне паливо на двигунах типу ME-LGI, кришки циліндрів оснащені інжекторними клапанами для підігріву палива, розробленими спеціально для роботи з метанолом. Для 50-см циліндра двигуна це означає, що кожна кришка оснащена двома додатковими метанольними форсунками. Блок впорскування рідкого газу (LGI) встановлений на кришці циліндра.

Цей блок містить регулюючий клапан для впорскування палива (метанолу), клапан активації герметизуючого підсилювача, клапан активації примусового відсмоктування, клапан продувки LGI та впускні/випускні клапани для метанольного палива. Всі труди для гідравлічного масла та палива двостінні. Крім того, подвійні стінки для метанольного палива вентилуються вентиляційним повітрям, див. рис. 2.7.

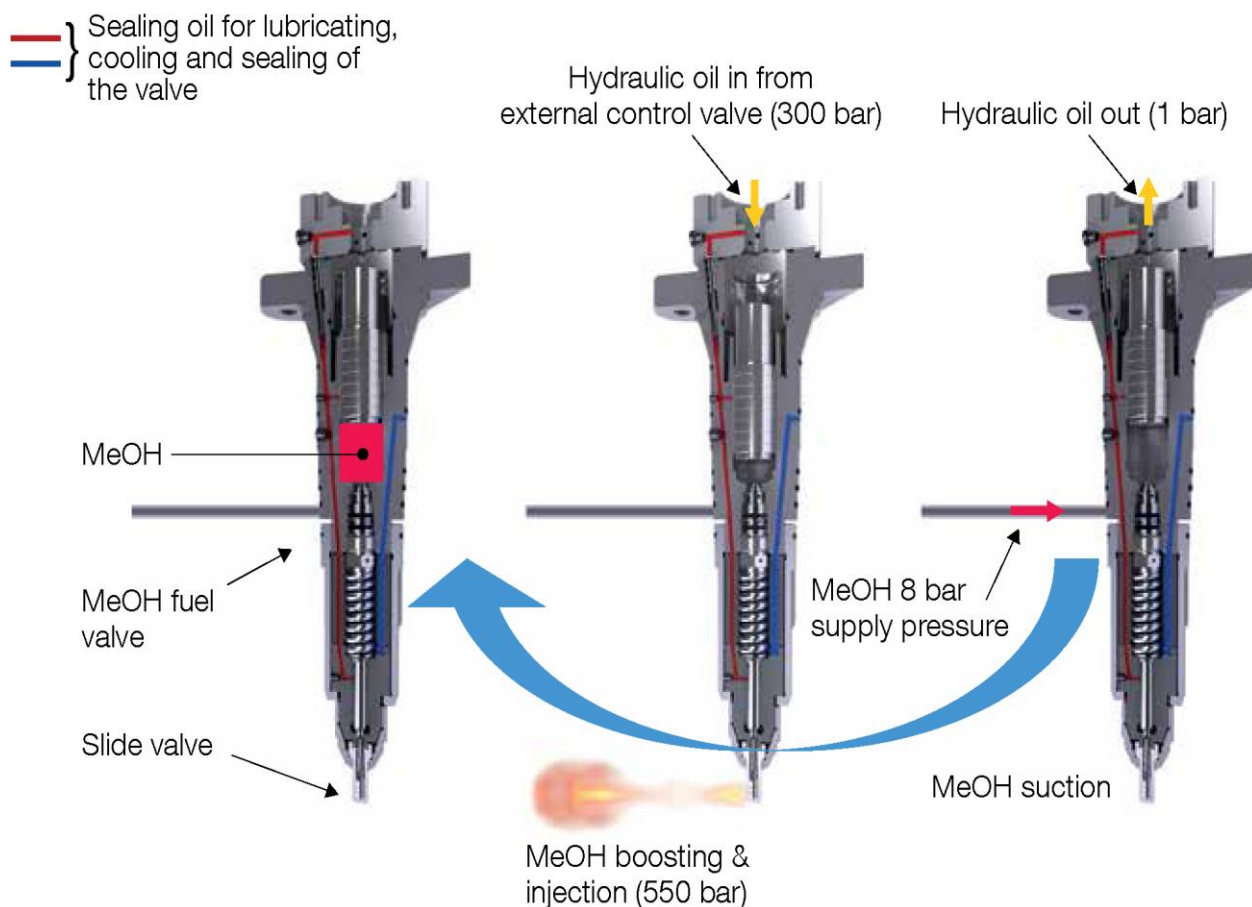


Рисунок 2.6 Принцип роботи паливної форсунки (BFIV) для метанолу

Таблиця 2.2 Категоризація різних видів палива за тиском парів при 60 °C

< 1 атм. (0,1 МПа)	> 1 атм. (0,1 МПа)
Метанол, Етанол	LPG, ДМЕ

Інжекторний клапан, що впорскує метанол, повинен бути охолодженим, а поверхня, що працює, повинна бути змащена. З цією метою на двигун вбудована комбінована система ущільнення та охолодження масла, яка забезпечує тиск масла для змащування 5 МПа, система покриває всі робочі поверхні та контролює, щоб температура в дустерному клапані була нижча за макс. 60 °C. Фактична конструкція показана на рис. 2.8.

Ущільнювальний тиск масла генерується внутрішньо в підсилювачі, щоб уникнути забруднення гідравлічного масла, що працює на клапані. Ущільнювальне масло має й інші переваги. Це дозволяє уникати виходу метанолу в систему змащення, та далі у систему зливу масла. Охолоджене масло та система ущільнення повністю інтегровані в конструкцію двигуна, включаючи обладнання для постійного моніторингу забруднення метанолом масляної системи. Якщо метанол буде виявлений у системі, двигун переключиться на режим важкого палива, при цьому двигун буде очищений від метанолу.

У той же час сторона охолоджуваного масляного насоса буде переключена на очищене системне масло, а контур масла буде промитий чистим маслом. Потім, чисте масло буде зібрано разом із забрудненим в резервуарі для охолодження масла, і система зможе продовжувати працювати лише тоді, коли в баку не буде виявлено метанолу.



Рисунок 2.7 Кришка циліндрів, оснащена інжекторами паливних підсилювачів та блоком керування LGI (всі труби паливного блоку є двостінними)

Щоб забезпечити правильну температуру BVFV, масло охолоджується в теплообміннику, який з'єднаний, наприклад, з низькотемпературною системою охолодження. Коли вводять паливо, стан згорання контролюється за допомогою датчиків середнього тиску (pressure mean indicator (PMI)), що знаходяться в кожній кришці циліндра. Тиск нагнітання становить приблизно 50 МПа. Три режими згорання контролюються.

Метанол під тиском 0,8 МПа доставляється до двигуна через двостінні труби, вентильовані сухим повітрям, взятим з вихідної повітряної системи. Щоб втягувати повітря, на виході встановлена система вентиляції. Вся метанолова паливна апаратура виконана у вигляді

					ВМР. 135. 6220зм. 08. 31. ПЗ. 02	Арк.
Змн.	Арк.	№ документи	Підпис	Дата		42

двошарової конструкції, і будь-який витік метанолу перетвориться на пари метанолу. Це контролюється НС-датчиками, розташованими поруч із виходом з подвійної системи трубопроводів. У випадку надмірно високого вмісту парів метанолу у вентиляції, система безпеки припинить роботу на метанолі та повернеться до роботи на важкому паливі. Це перемикання виконується плавно і без втрати потужності.

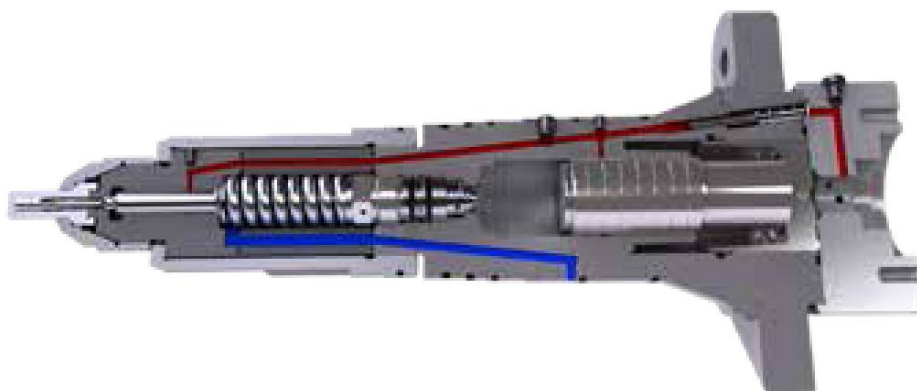


Рисунок 2.8 Форсунка для впорскування метанолу (інжектор з маслом охолодження (нижній канал) і герметизуюче масло (верхній канал))

В двигун інтегрована система управління та безпеки метанолу. Основна операційна панель (MOP) оснащена зручним інтерфейсом для роботи на метанолі. На цій панелі система LGI відслідковує та показує відповідний тиск, температуру та положення ряду клапанів.

Незважаючи на те, що метанол є особливо корозійним, не очікується зміна корозійної стійкості в камері згорання при використанні його як палива у стандартних двигунах. Вже сьогодні відомі досить корозійні середовища, і камери згорання призначені для цього. Однак для перших двигунів, що працюють на метанолі, для пошуку найбільш підходящих типів потрібні випробування різних типів мастил.

Не передбачається проблем з утворенням формальдегіду в процесі спалювання. Метанол буде горіти з температурою до 1300 °C, отже, всі молекули метанолу будуть спалюватися. Формальдегід утворюється при температурі приблизно 400–600 °C, а так як малообертіві двигуни не мають ніякого паливного ковзання, то формальдегід не виробляється в системі вихлопних газів.

Для двигунів з високим ступенем стиснення пального та метану, наприклад двотактними та чотиритактними двигунами, що використовують цикл Отто, набагато більше імовірність того, що вони матимуть проблеми з утворенням формальдегіду в процесі згорання або в системі вихлопних газів.

2.5 Система подачі метанолу

Двигун використовує метанол з постійною температурою при фіксованому тиску подачі та зміні витрати залежно від навантаження двигуна. Система подачі палива з низьким рівнем спалаху метанолу (LFSS) повинна забезпечити подачу цього палива у двигун, дотримуючись заданих вимог, щодо температури, витрати, тиску та потужності.

					ВМР. 135. 6220зм. 08. 31. ПЗ. 02	Арк.
Змн.	Арк.	№ документи	Підпис	Дата		43

Система подачі метанолу LFSS працює за тією ж концепцією, що й звичайна система подачі важкого палива. Паливо береться з витратного бака, що містить рідке паливо, і підсилюється до тиску, близького до тиску подачі, наприклад для метанолу приблизно 0,8 МПа. Потім паливо перекачується циркуляційним насосом, і тиск піднімається до тиску подачі в двигун, наприклад, для метанолу приблизно 1 МПа. Тиск доставки повинен забезпечувати, щоб паливо залишалося рідким, і кавітація не утворювалась при температурах, до яких паливо підігрівається, до потрапляння в відповідну форсунку (BFIV). Потік палива в циркуляційному ланцюзі повинен бути завжди вище, ніж споживання палива двигуном. Типовий коефіцієнт циркуляції в 2–3 рази перевищує споживання палива.

Щоб забезпечити температуру подачі палива, в циркуляційний контур поміщається нагрівач/охолоджувач. Рекомендується підключити його через вторинний контур охолодження.

Система підготовки палива Система Alfa Laval FCM One Low-Flashpoint (LF), яка працює як допоміжна, була явним успіхом виробника на суднах із двигунами ME-LGI, що працюють на метанолі.

Наприкінці 2013 року фірма Alfa Laval була обрана компанією MAN Diesel & Turbo для постачання допоміжних систем (LFSS) газових двигунів серії LGI, а пізніше — для перших в світі танкерів з малооборотним двигуном, що працює на метанолі. MAN Diesel & Turbo має великий опит спільної роботи з компанією Alfa Laval у таких проектах, як рециркуляція вихлопних газів, де за технологією Alfa Laval PureNOx очищають циркуляційну воду. Це, разом з глибокими знаннями та досвідом роботи в галузі кондиціонування повітря, зробило Alfa Laval лідруючим вибором для постачання систем підготовки палива.

Завершена дустерна технологія, Alfa Laval FCM One Low-Flashpoint (LF), була встановлена на суднах, побудованих у Minamipirron в Японії та Hyundai Mipo Dockyard в Кореї. Три останні власники суден, MOL, Westfal-Larsen та Marininvest, за останні три роки зареєстрували понад 4500 годин роботи FCM One LF, рис. 2.9.

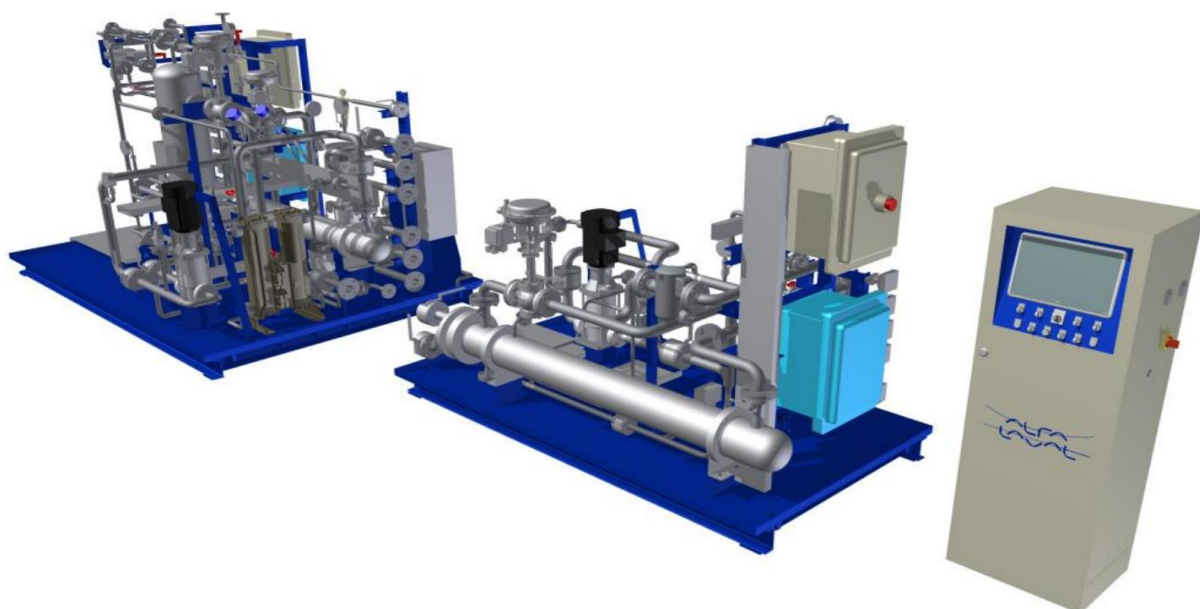


Рисунок 2.9 Система підготовки палива Альфа Alfa Laval FCM One Low-Flashpoint

Головний паливний клапан з'єднує LFSS з двигуном через головний паливний клапан (master fuel valve (MFV)), розташований у подвійному блоці разом з елементами кріплення. Для очищення клапанна від залишків метанолу, при необхідності, ємність також підключена до джерела азоту.

Як правило, клапанний корпус буде розміщуватися за межами машинного відділення над палубою, щоб уникнути необхідності у подвійних бар'єрах безпеки. З клапанного корпусу паливо подається до двигуна по двостінним вентильованим трубам через машинне відділення.

Система очищення. Як вже згадувалося, концепція суднового малообертового двигуна включає в себе метанольні паливопроводи та інші пристрої, заповнені метанолом. Через низьку температуру спалаху існує низка режимів роботи, де трубопроводи для палива повинні бути очищені та дезактивовані (очищені інертним газом). Для ME-LGI паливні трубопроводи на двигуні та в машинному відділенні розташовані так, щоб рідке паливо могло бути видалене і повернуто в резервуар обслуговування.

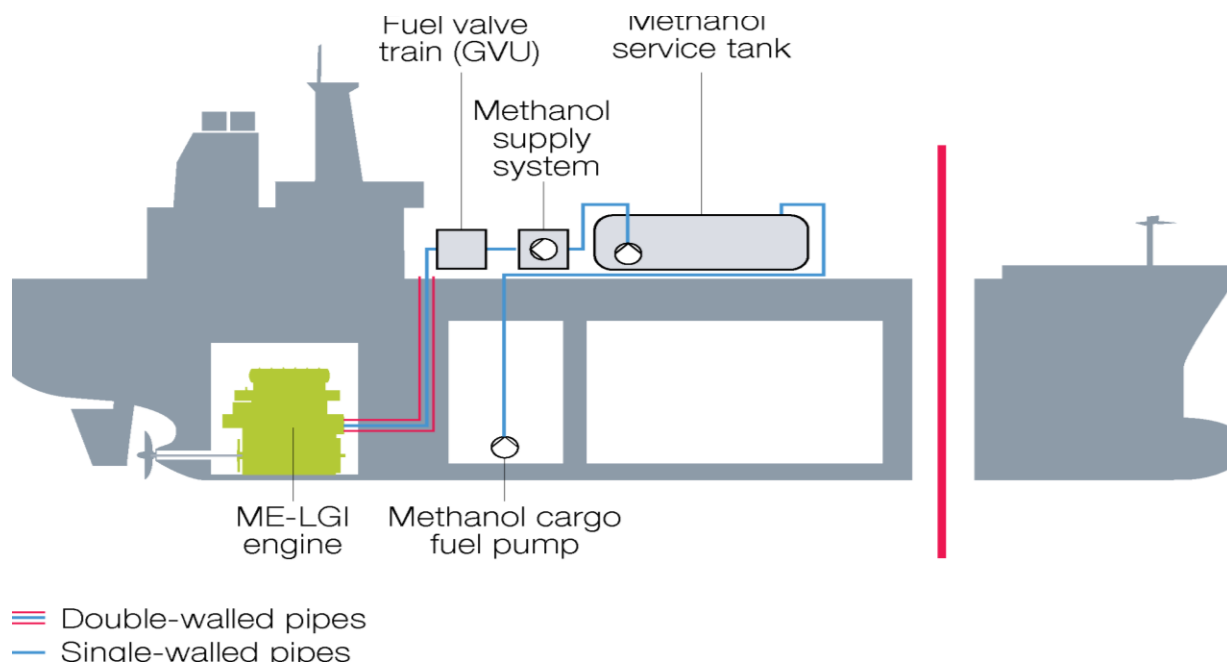


Рисунок 2.10 Суднова паливна система при використанні метанолу

Після того, як метанольне паливо повернуто до сервісного баку, для двостінної системи трубопроводу проводиться повне очищення та інертування.

Висновок: Використання спиртових палив, на сьогоднішній день, постає суттєвою альтернативою нафтовмісним паливам, оскільки вирішується проблема вичерпності нафтових запасів, покращуються екологічні та економічні показники двигуна, а також існує чудова база на основі двигунів типу DF.

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

3.1. Модернізація головної пропульсивної установки

3.1.1 Вимоги, що висувуються до енергетичної установки судна

Головними вимогами, що висувуються до модернізованих суден, є: висока економічність, екологічність, надійність роботи, оптимальні масогабаритні 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).

3.1.2 Аналіз різних типів і схем судових енергетичних установок

3.1.2.1 Види судових енергетичних установок

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

Паротурбінна установка (ПТУ) установлюється зазвичай на великих транспортних судах, 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.

					ВМР. 135. 6220м. 13. 11 ПЗ 03		
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Студент		Перезищенко В.І.			Модернізація головної пропульсивної установки. Експлуатаційні показники й оцінка роботи головного	Лит.	Аркуш
Консульт.		Андрєєв А.А.					
Керівник		Пирисунько М.А.				ХФ НУК	
Н. Контр.		Андрєєв А.А.					
Зав.кафед.		Андрєєв А.А.					

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 масозаборитні 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.

3.1.2.2 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 зниженні частоті обертання гребного вала;
- 3) забезпечення тривалих часткових режимів роботи.

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

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

- установка з малообертовим двигуном (МОД) із прямою передачею потужності на звинт;
- установка дизель-редукторного агрегату (ДРА) з одним або декількома середньообертовими двигунами (СОД);
- установка ДРА з одним або декількома високообертовими двигунами (ВОД).

Варіант встановлення ДРА з ВОД є недоцільним, оскільки діапазон потужностей ВОД, пропонує 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;

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 03	Арк.
Змн.	Арк.	№ документи	Підпис	Дата		47

- 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 валу;
- знижена температура вихлопних газів, що ускладнює отримання водяної пари необхідних параметрів в УК.

3.12.3 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_{ϕ} на вихідному валу в доколових вівтарях при зміні M_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.

3.1.3 Вибір числа гребних звинтів, числа гребних валів і способу реверсування

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

На контейнеровозах, супертанкерах 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 вала перевищує потужність двигунів борткових валів.

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

На підставі вищевикладеного на судні приймається однаковина установка.

Реверс здійснюється шляхом реверсу ГД.

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 03	Арк.
Змн.	Арк.	№ документи	Підпис	Дата		48

3.1.4 Вибір типу рушія

Оскільки на модернізованому судні двигун реверсивний, як рушій 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.

3.1.5 Вибір головного двигуна

3.1.5.1 Оцінка необхідної потужності головного двигуна

Орієнтовно значення потужності ГД можна отримати, використовуючи залежність, кВт,

$$N_e = \frac{D^{2/3} \cdot v_s^3}{C_A}$$

де D – масова водотоннажність судна, т;

v_s – швидкість судна, вуз;

C_A – адміралтейський коефіцієнт.

Оскільки для судна, що проектується, значення водотоннажності та адміралтейського коефіцієнту в першому наближенні можна прийняти такими ж як і для судна-прототипу, то необхідне значення специфікаційної потужності буде дорівнювати

$$N_e = (N_e)_{\text{пр}} \cdot \left[\frac{v_s}{(v_s)_{\text{пр}}} \right]^3 = 14972 \cdot \left[\frac{14,7}{14,5} \right]^3 = 15600 \text{ кВт}$$

де $(N_e)_{\text{пр}}$ – специфікаційна потужність судна-прототипу, кВт; $(N_e)_{\text{пр}} = 12852$ кВт;

v_s – швидкість судна згідно завдання на проектування, вуз; $v_s = 14,7$ вуз.;

$(v_s)_{\text{пр}}$ – швидкість судна-прототипу, вуз.; $(v_s)_{\text{пр}} = 14,5$ вуз.

3.1.5.2 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. 3.1.3.2) провідних фірм-виробників: "MAN B&W"; "Wartsila"; "Mitsubishi Heavy Industries" [8; 9; 10], у яких потужність 15600 кВт входить у поле робочих параметрів 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").

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 03	Арк.
Змн.	Арк.	№ документи	Підпис	Дата		49

Таблиця 3.1 Основні параметри МОД різноманітних

Фірма	Двигун	Потужність N_e , кВт	Циліндрова потужність N_{eq} , кВт	Кількість обертів n , хв^{-1}	Діаметр циліндрів D , мм	Хід поршня S , мм	Відношення S/D	Питома ефективна витрата палива g_e , г/кВт год	Середній ефективний тиск P_e , МПа	Середня швидкість поршня C_m , м/с
Розмірність		N_e , кВт	N_{eq} , кВт	n , хв^{-1}	D , мм	S , мм		g_e , г/кВт год	P_e , МПа	C_m , м/с
MAN	6G60ME-C9	16080	2680	97	600	2790	4,65	167	2,1	9,0
Wartsila	6X62	15960	2660	103	620	2658	4,28	166	1,93	9,1
Mitsubishi	7UEC60LSE- Eco-B1	17430	2490	105	600	2400	4,00	166	2,1	8,4
MAN	5S70ME-C8	16350	3270	91	700	2800	4,00	169	2,0	8,5

Таблиця 3.2 Основні масо-габаритні характеристики

Фірма	Двигун	Вага G , т	Довжина L , м	Ширина B , м	Висота H , м	Відношення L/N_e	Відношення G/N_e	Відстань до зака- ркан- балки м
MAN	6G60ME-C9	439	8,470	4,09	1107	0,52	26,8	12,18
Wartsila	6X62	377	8,11	4,20	1169	0,51	23,6	13,78
Mitsubishi	7UEC60LSE- Eco-B1	407	8,952	3,77	1085	0,51	23,3	12,75
MAN	5S70ME-C8	451	7,781	4,39	1150	0,476	27,6	12,55

Як ГД був прийнятий двигун 6G60ME-C9 фірми "MAN B&W", номінальною ефективною потужністю 14940 кВт при частоті обертання колінчастого вала 105 хв.⁻¹

3.1.5.3 Основні технічні дані

Технічні дані двигуна 6G60ME-C9 наведено на рис 3.1, а також у табл. 3.3.

Таблиця 3.3 Технічні характеристики двигуна 6G60ME-C9

Характеристика, одиниці вимірювання	Величина
Потужність двигуна, кВт	16080
Кількість циліндрів	6
Циліндрова потужність, кВт	2680
Частота обертання колінчастого вала, хв. ⁻¹	97
Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·годину)	167
Питома витрата масла, г/(кВт·годину)	0,5
Діаметр циліндра, м	0,6
Хід поршня, м	2,79

Перевага у дизелів типу ME-C перед дизелями типу MC і MC-C досить багато, ніжче наведені лише основні з них.

1. Порівняно з відповідними двигунами типу MC двигуни ME-C:

- × мають більшу потужність (близько 5 %);
- × мають меншу довжину двигуна (близько 0,4 м);
- × мають меншу вагу (близько 10 %);
- × мають меншу питому ефективну витрату палива за рахунок більш високого максимального тиску в циліндрі (зниження на 2 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.

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 03	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ документи	Підпис	Дата		

3.15.4 Опис конструкції двигуна

Поперечний розріз двигуна 6G60ME-C9 представлений на рис 3.2.

У даний час усі судновласники висувують жорсткі вимоги до суднових двигунів, що полягають в отриманні можливо більш низьких експлуатаційних витрат при будь-якому навантаженні та в будь-яких умовах експлуатації.

Проте, МОД типу МС з ланцюговим приводом розподільчого вала мають обмежену гнучкість щодо уприскування палива, щоб відповідати різним змінним умовам експлуатації. Система з електронним керуванням, яка використовується на дизелях типу ME-C, забезпечує необхідну гнучкість.

Концепція дизеля типу ME-C полягає в новітній гідравлічній системі уприскування палива. Гідромеханічний привод з електронним керуванням ряду блоків керування утворюють повну систему керування двигуна.

Фірма "MAN B&W" спеціально розробила як апаратне, так і програмне забезпечення, щоб отримати комплексне рішення для системи керування двигуном. Паливний насос високого тиску (ПНВТ) містить звичайну плунжерну пару, яка приводиться від гідроциліндра за рахунок тиску масла. Тиск масла контролюється електронним керуванням пропорційного клапана.

Вихлопний клапан приводиться в дію гідроциліндром.

У гідравлічній системі дизеля як робоче тіло використовується звичайне змащувальне масло. Воно фільтрується і нагнітається в спеціальному блоці гідравлічного живлення (так званому Hydraulic Power Supply), встановленому прямо на дизелі.

Пускові клапана приводяться в дію пневматично, через розподільник пускового повітря, який у свою чергу має механічний привод. Завдяки електронному керуванню випускним клапаном і у відповідності із заміряним миттєвим положенням колінчастого вала двигуна, система керування дизеля повністю контролює процес згоряння. Гнучкість системи досягається за допомогою різних режимів роботи двигуна, які вибираються або автоматично, залежно від умов експлуатації, або вручну оператором відповідно до конкретних цілей, такими як "режим паливної економичності", або "режим низьких викидів NOx" відповідно до вимог IMO щодо обмеження викидів NOx.

Електрогідравлічні механізми керування двигунів типу ME-C замінюють наступні компоненти звичайних двигунів типу МС:

привод ПНВТ, включаючи штовхачі роликів, направляючі та реверсивний механізм;

традиційну схему підвищення тиску палива;

електронний регулятор з приводом;

вал регулятора;

механічні лубрикатори циліндрів.

Двигуни нового типу ME-C включають:

блоки керування;

гідравлічний блок живлення;

гідравлічні циліндри, у тому числі для електронного керування уприскуванням палива;

інтегровані функції електронного регулятора;

систему регулювання і контролю частоти обертання колінчастого вала;

систему лубрикаторного змащування типу Alfa з електронним керуванням;

систему контролю тиску в циліндрі.

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 03	Арк.
Змн.	Арк.	№ документи	Підпис	Дата		52

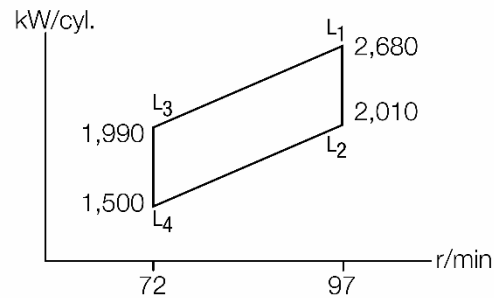
Функціональність системи може бути в майбутньому розширена за рахунок установки таких елементів як систем моніторингу CoCoS-EDS on-line.

MAN B&W G60ME-C9

Tier II

Cyl. **L₁ kW** **Stroke: 2,790 mm**

5	13,400
6	16,080
7	18,760
8	21,440



Fuel Oil

L₁ MEP: 21.0 bar

MAN B&W G60ME-C9

L₁ SFOC [g/kWh]

SFOC-optimised load range	Tuning	50%	75%	100%
High load	-	165.5	163.0	167.0
Part load	EGB	162.5	161.5	168.5
Low load	EGB	160.5	162.5	168.5

Specifications

Dimensions:	A	B ₁	B ₂	C	H ₁	H ₂	H ₃
mm	1,080	4,090	4,220	1,500	12,175	11,400	11,075

Cylinders:	5	6	7	8
L _{min} mm	7,390	8,470	9,550	10,630

Tier II

Dry mass:	t	395	439	491	543
-----------	---	-----	-----	-----	-----

Tier III

Dry mass (added):

EGR	t	14	14	15	16
HP SCR	t	3	4	5	5
LP SCR	t	-	-	-	-

Рисунок 3.1. Технічні характеристики двигуна 6G60ME-C9

Фундаментна рама виконана з упорним підшипником в задній частині двигуна. Рама має зварну конструкцію.

Піддон для масла виготовлений із сталевого листа і приварений до рами. У нього стікає масло, яке збирається із системи примусового змащення, і масло із системи охолодження. Масло з піддону стікає по трубопроводах, як правило, вертикальних і оснащених сітками. Установка горизонтальних трубопроводів можлива для деяких моделей двигунів (з малим числом циліндрів), проте це повинне бути узгоджено із заводом-виробником двигуна.

Рамові підшипники складаються з тонкостінних сталевих оболонок, наповнених м'яким металом. Нижню частину корпусу рамного підшипника можна розвертати за допомогою спеціальних інструментів, в поєднанні з гідравлічними інструментами для повороту колінчастого валу. Підшипники знаходяться в нерухомому положенні за рахунок кріплення кришки підшипника.

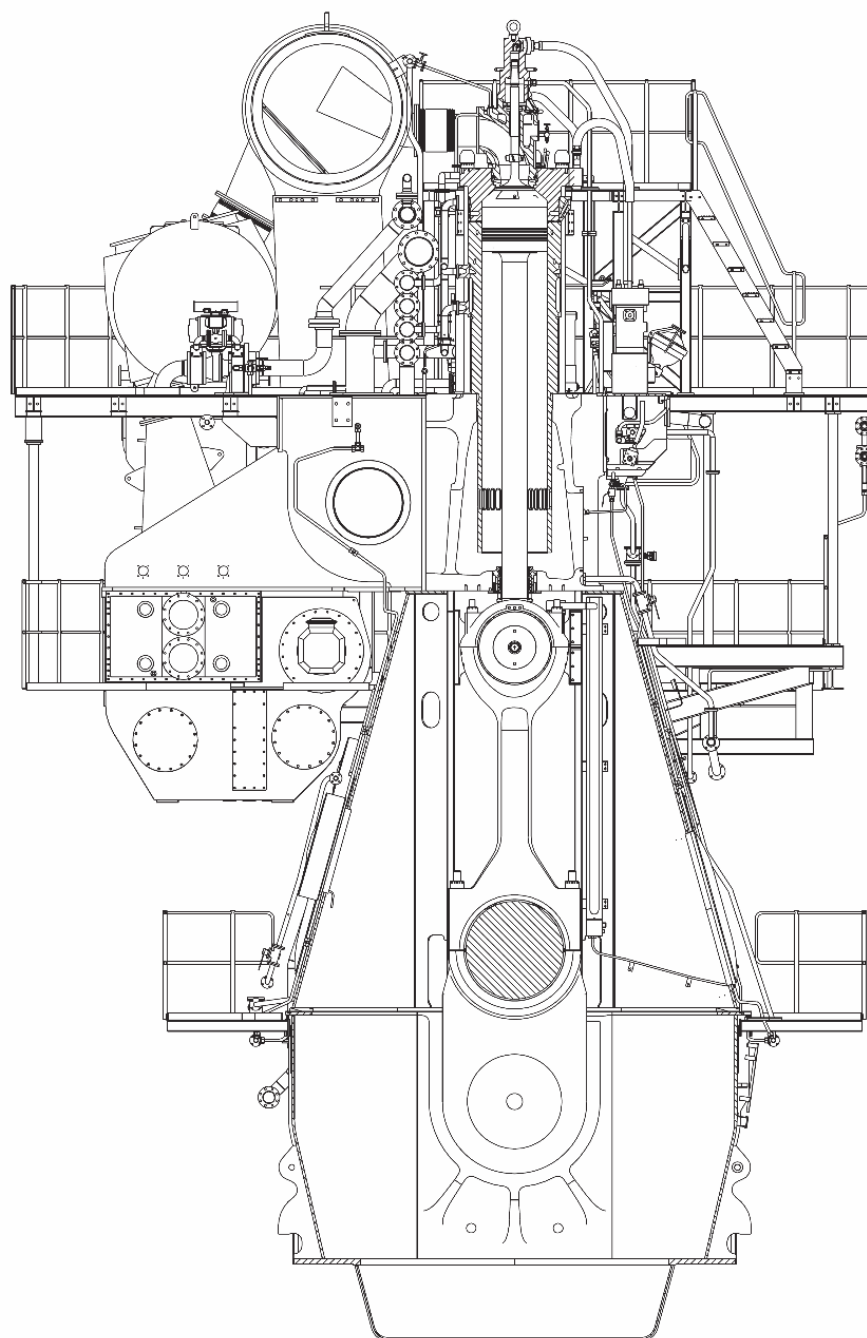


Рисунок 3.2 Поперечний розріз головного суднового двигуна 6G60ME-C9

Змн.	Арк.	№ документи	Підпис	Дата

ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 03

Арк.

54

Картер має зварну конструкцію. На стороні газорозподілу він має клапани на кожному циліндрі, а з приводної сторони він має великі навісні двері для кожного циліндра. Картер має форму, що добре себе зарекомендувала: симетричні трикутні площини із направляючими. Така конструкція картера зараз є стандартом на всіх типах оновлених двигунів виробництва фірми "MAN B&W".

Можливі дві модифікації:

- 1) блок з чавуна з кулястим графітом;
- 2) зварна конструкція з вбудованим ресивером наддувочного повітря.

Через блок циліндрів забезпечується доступ для обслуговування і очищення ресивера наддувочного повітря, а якщо це необхідно, то й для перевірки впускних вікон і поршневих кілець. Разом із втулками циліндрів блок циліндрів утворює простір для наддувочного повітря. Через блок циліндрів проходять трубки для охолодження поршня маслом. На блоці циліндрів розміщені: ресивер наддувочного повітря, турбонагнітач і охолоджувач наддувочного повітря. У нижній частині блока циліндрів розміщені сальники для проходів штока поршня з блока циліндрів у картер.

Втулка циліндра виконана з легированого чавуна і встановлена в блок циліндрів. У верхній частині втулка циліндра має охолоджуючу сорочку. Втулка циліндра має отвори для змащення циліндра.

Кришка циліндрів зроблена цільною з кованої сталі. Вона має отвори для охолодження водою, а також центральний отвір для установки впускного клапана і отвори для паливних форсунок, пускового клапана і індикаторного клапана. Кришка циліндра кріпиться до блоку циліндрів болтами і гайками із затягуванням гідравлічними домкратами.

Колінчастий вал збірний, зроблений з кованої сталі. З кормового торця на колінчастий вал кріпиться упорний підшипник і фланець поворотного пристрою. У носовій частині на колінчастий вал встановлено осьовий демпфер вібрації. Опційно на носовий кінець колінчастого вала може також бути встановлено пристрій відбору потужності – валогенератор.

Підшипник типу B&W-Michell встановлений в кормовій частині фундаментної рами. Складається в основному з упорного кільця на колінчастий вал, підшипників підтримки, а також сегментів сталі з внутрішнім покриттям з білого металу. Упорний вал є невід'ємною частиною колінчастого вала і змащується маслом від системи змащення двигуна.

Пристрій встановлений на упорний вал і приводиться в дію від шестерні на спеціальному валу в блоці передач, що встановлюється на фундаментній рамі. Поворот вала валоповоротного пристрою здійснюється електродвигуном. Пристрій запобігає блокуванню ГД у момент запускання двигуна. З'єднання і роз'єднання валоповоротного пристрою здійснюються уручну, шляхом осьового переміщення шестерні.

Двигун оснащений осьовим демпфером вібрації, встановленим на носовому кінці колінчастого вала.

Шатун з кованої або литої сталі.

Поршень збірний, складається з головки і спідниці поршня. Головка поршня виготовляється з жароміцної сталі й має чотири кільцеві канавки, хромовані як на верхній, так і на нижній поверхнях канавки. Охолодження поршня здійснюється маслом.

Усі поршневі кільця мають спеціальне алюмінієве покриття поверхні ковзання для безпечного прироблення поршневих кілець. Тверде покриття на поверхню ковзання для поршневих кілець може поставлятися як опція.

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 03	Арк.
Змн.	Арк.	№ документи	Підпис	Дата		55

Шток поршня з кованої сталі та загартованої поверхні в області ковзання сальника. Шток зв'язаний з крейцкопфом за допомогою чотирьох звинтів. Шток має центральний канал вигляду "труба в труді", через який подається до поршня і відводиться від нього охолоджуюче масло.

Крейцкопф виготовлений з кованої сталі. На поверхні ковзання "башмаків" нанесений шар білого металу. Направляючий башмак має новий дизайн з низьким коефіцієнтом тертя. Телескопічна труба для подачі масла закріплена до крейцкопфу.

Система наддувочного повітря

Задирання повітря здійснюється безпосередньо з МВ, через глушник турбокомпресора. Після турбокомпресора повітря послідовно проходить через повітропробід, охолоджувач наддувочного повітря, ресивер наддувочного повітря до впускних вікон.

Охолоджувач наддувочного повітря

Для кожного турбокомпресора встановлений повітроохолоджувач моноблочного типу, призначений для охолодження повітря (або морською водою тиском до 0,2 – 0,25 МПа, або, навпаки, прісною водою із системи центрального охолодження тиском до 0,45 МПа). Охолоджувач повітря сконструйований так, щоб різниця між температурою повітря і температура води на вході при роботі на заданому режимі складала близько 12 °С.

Повітродувки

Двигун забезпечений електрично керованими повітродувками наддувочного повітря. Всмокуючою стороною повітродувка зв'язана з ресивером наддувочного повітря після охолоджувача наддувочного повітря. Між охолоджувачем повітря і ресивером повітря встановлені автоматичні зворотні клапани. Допоміжні повітродувки почнуть діяти послідовно до запуску двигуна з метою забезпечення достатнього тиску наддувочного повітря, щоб здійснити безпечний запуск двигуна. Дизайн повітродувки нового комплексного типу.

Турбокомпресор

Для нових двигунів ME доступні турбокомпресори трьох марок: MAN, ABB і Mitsubishi. Турбокомпресор може бути розташований як з кормового кінця дизеля, так і збоку (зі сторони газорозподілу).

Група гідравлічних циліндрів

Блок гідравлічних циліндрів (БГЦ) складається із загальної опорної рами, на якій встановлений дистриб'ютор блоку. Дистриб'ютор блоку оснащений одним акумулятором для забезпечення необхідних параметрів масла у момент уприскування палива. Дистриб'ютор блоку служить механічним приводом для роботи гідравлічного підсилювача тиску подачі палива. Один БГЦ обслуговує два циліндри і складається з двох дустерів тиску, двох ELFI клапанів і двох лубрикаторів типу Alfa.

Блок гідравлічного живлення

Блок гідравлічного живлення (БГЖ) встановлений в передній частині двигуна. БГЖ має електричний привод і складається з двох електродвигунів, кожен з яких приводить у дію гідравлічний насос. Тиск масла в гідравлічній системі 30 МПа. Кожен з насосів розрахований на покриття поля роботи двигуна від 55 % до 85 % потужності двигуна.

Паливний насос високого тиску

Кожен циліндр двигуна має свій незалежний ПНВТ. Привод ПНВТ гідравлічний, здійснюється пропорційним клапаном, робота якого контролюється автоматикою.

Форсунки, пускові повітряні та запобіжні клапани

Кришки циліндрів оснащені двома форсунками, пусковим та індикаторним клапанами. Уприскування палива, тобто спрацювання форсунки, здійснюється підвищенням тиску масла від

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 03	Арк.
Змн.	Арк.	№ документи	Підпис	Дата		56

БГЖ. Закриття форсунки механічне за рахунок роботи пружини. Зайва кількість палива відводиться від форсунки через відсічний трубопровід. Привод пускового клапана механічний, конструктивно співпадає з тим, який використовується на двигунах типу МС.

Система керування двигуном

Для керування двигуном використовуються багатопільові комп'ютери (наприклад, для шестициліндрового двигуна система керування складається з чотирьох багатопільових комп'ютерів).

Випускний клапан

Випускний клапан складається з корпусу клапана і шпинделя клапана. Корпус клапана виконаний з чавуна. Конструкція передбачає водяне охолодження. На двигуні типу 6G60ME-C9 випускний клапан може бути двох виконань: або конструкції DuraSpindle, або Nimonic.

Випускний клапан приводиться у дію від зідроциліндра.

Індикаторний кран

Двигун забезпечений індикаторними кранами, за допомогою яких може бути заміряний індикаторний тиск у циклі.

Система "Alpha Cylinder Lubricators"

Система змащення з електронним керуванням Alpha, що використовується на двигунах типу МС, застосовується і для двигунів типу МЕ. Основними перевагами цієї системи порівняно із звичайними механічними системами змащення є:

- поліпшення термінів уприскування масла;
- підвищена гнучкість дозування;
- постійний тиск уприскування;
- поліпшений розподіл масла в циліндрі;
- можливість попереднього змащення перед запуском двигуна.

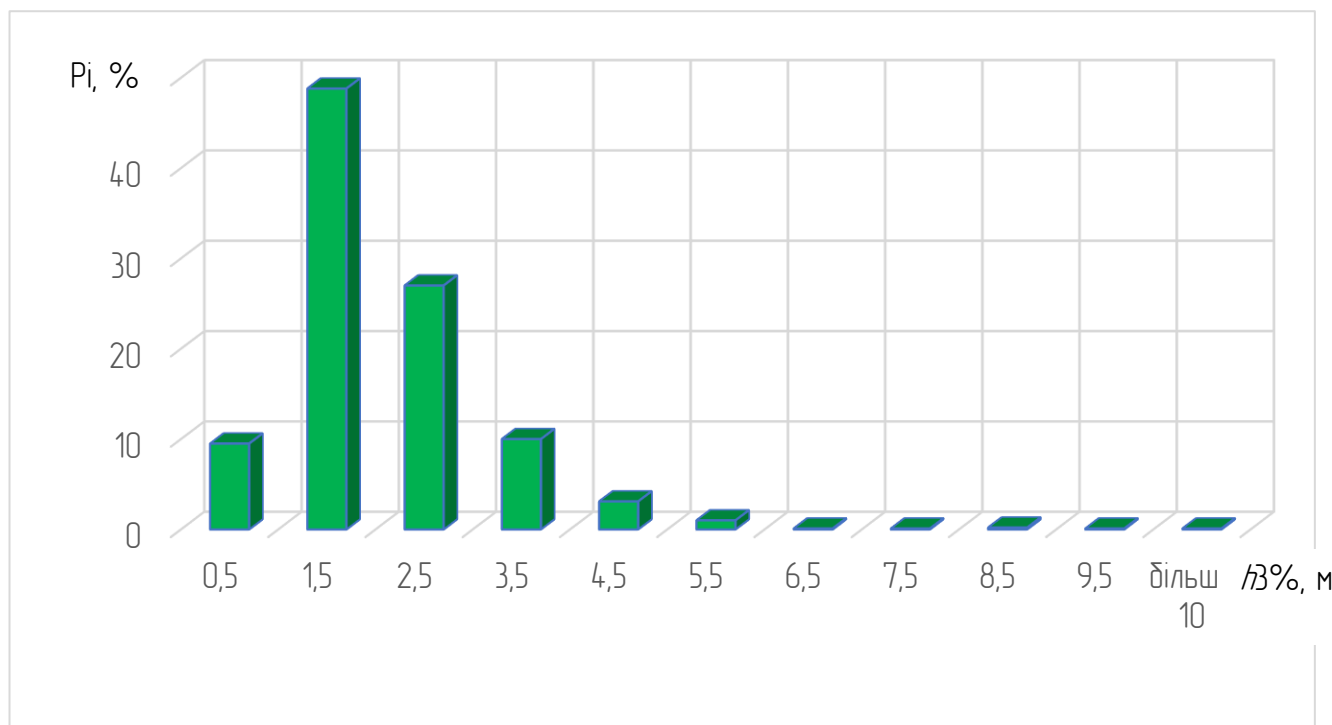
3.16 Рейсова лінія та зістограми гідрометеорологічних параметрів

Танкери типу "YURI SENKEVICH" мають необмежений район плавання (див. п. 1.1). Для нового судна у цій серії з обраним головним двигуном 6G60ME-C9 приймаємо, що його основним транспортним перевезенням будуть наливні вантажі з порту Хьюстон (США) до порту JOSE Terminal (Венесуела), та у зворотному напрямку. Обрана рейсова лінія "Хьюстон – JOSE Terminal" (рис. 3.3), довжина якої складає орієнтовно $L = 2500$ миль, проходить через 13-ій район Атлантичного океану.

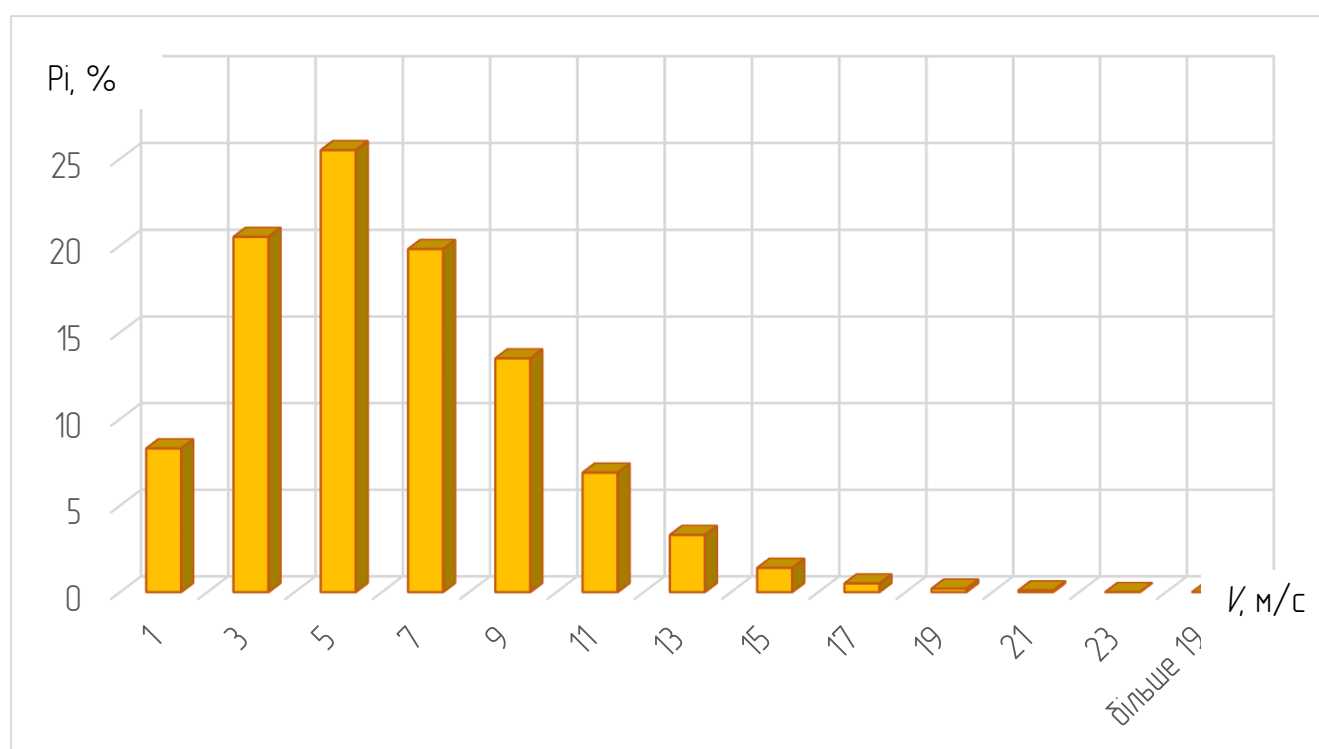
На підставі узагальнених відомостей, поданих у вигляді частотних таблиць [8], будуюмо для цього району зістограми річного розподілу швидкості вітру та висоти хвиль (рис. 3.4).

Розраховуємо математичні сподівання гідрометеорологічних параметрів: для швидкості вітру (табл. 3.4) – $M(V) = 9,725$ м/с, для висоти хвиль (табл. 3.5) – $M(h_{3\%}) = 16,44$ м. Саме на ці значення й буде налаштовано головний двигун 6G60ME-C9.

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 03	Арк.
Змн.	Арк.	№ документи	Підпис	Дата		57



а)



б)

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

Таблиця 3.4 Повторюваність швидкості вітру для 13-го району Атлантичного океану

Швидкість вітру, м/с		Повторюваність P_i , %				
		Зима	Весна	Літо	Осінь	Річна
Діапазон	V_i	P_i^3	P_i^6	P_i^9	P_i^{12}	P_i
менше 2	1	7	6	11	9	8,3
2-4	3	16	18	30	18	20,5
4-6	5	21	26	32	23	25,5
6-8	7	18	23	19	19	19,8
8-10	9	17	16	6	15	13,5
10-12	11	11	7	1,6	8	6,9
12-14	13	5	3	0,31	5	3,3
14-16	15	3	0,7	0,06	2	1,4
16-18	17	1,4	0,2	0,02	0,5	0,5
18-20	19	0,4	0,05	0,01	0,3	0,2
20-22	21	0,1	0,03	–	0,12	0,1
22-24	23	0,05	0,01	–	0,04	0,0
Решта	більше 19	0,05	0,01	–	0,04	0,0

Таблиця 3.5 Повторюваність висоти хвиль для 13-го району Атлантичного океану

Висота хвиль, м		Повторюваність P_i , %				
		Зима	Весна	Літо	Осінь	Річна
Діапазон	$h_{\% i}$	P_i^3	P_i^6	P_i^9	P_i^{12}	P_i
0-1	0,5	4	14	10	10	9,5
1-2	1,5	38	51	52	54	48,8
2-3	2,5	31	23	28	26	27,0
3-4	3,5	17	8	8	7	10,0
4-5	4,5	6	2,7	1,5	2,3	3,1
5-6	5,5	2,5	0,8	0,38	0,5	1,0
6-7	6,5	0,07	0,3	0,085	0,14	0,1
7-8	7,5	0,03	0,1	0,035	0,06	0,1
8-9	8,5	0,25	0,05	–	–	0,2
9-10	9,5	0,17	0,05	–	–	0,1
Решта	більше 10	0,08	–	–	–	0,1

3.1.7 Проектування головної пропульсивної установки

3.1.7.1 Розміщення головного двигуна на судні

Для попередньої проектної розробки СЕУ передбачається застосування двигуна 6G60ME-C9-TII, номінальна потужність якого (у точці L_1), становить 14940 кВт. Габаритні розміри двигуна 6G60ME-C9-TII показано на рис 3.5.

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.

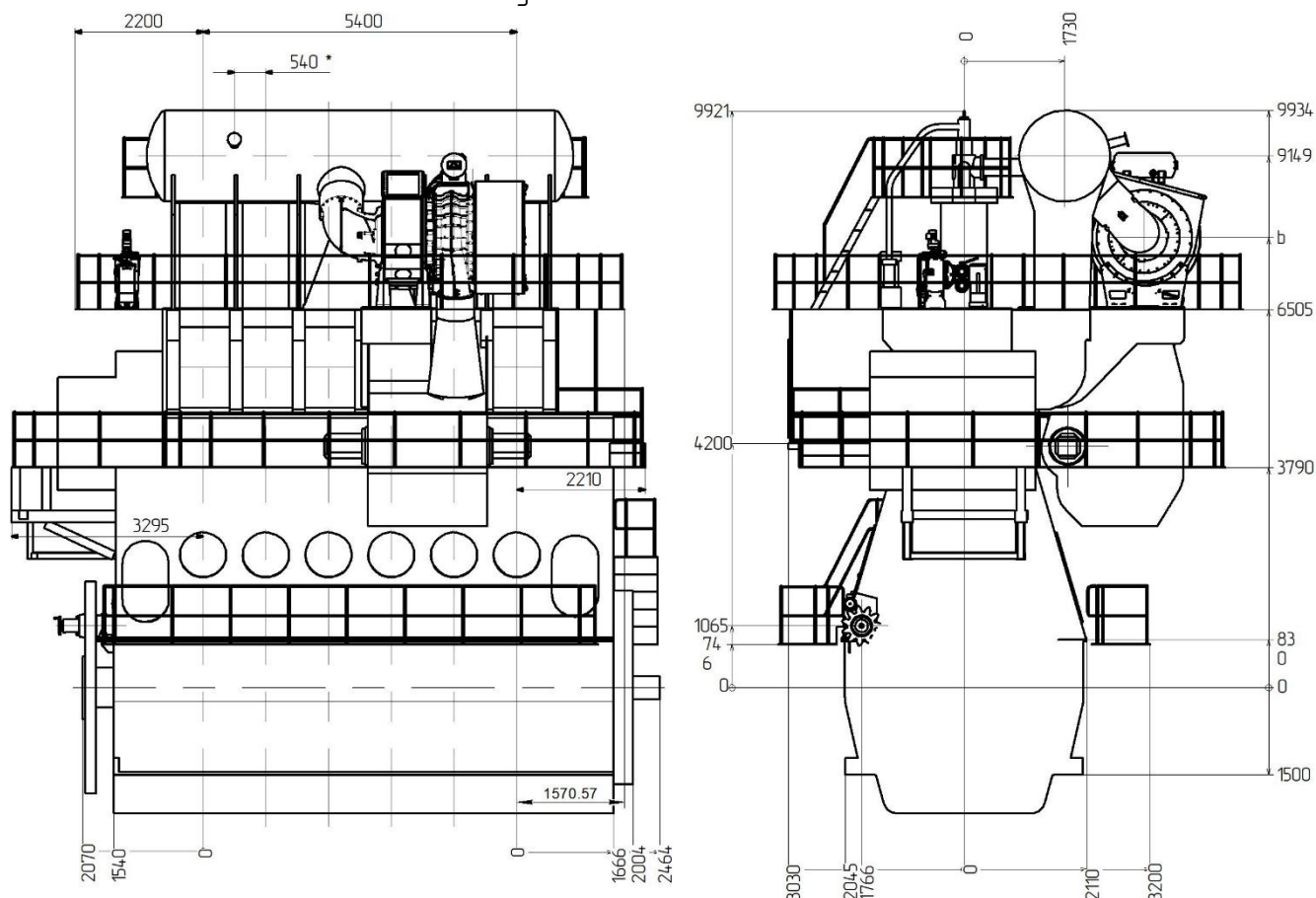


Рисунок 3.5 Габаритні розміри двигуна

Виконані попередні проектні розробки щодо розміщення двигуна 6G60ME-C9-TII у машинному відділенні танкера (рис 3.6) показали, що при установці цього двигуна можна дотриматися перелічених вище вимог до розташування головного двигуна у машинному відділенні.

3.1.7.2 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 3.7, отримана за даними проектної організації.

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 03	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		61

За даними конструкторської документації коефіцієнт розрахункового попутного потоку для судна з чистим свіжо-пофарбованим корпусом W_T дорівнює 0,3038 а коефіцієнт засмоктування t — 0,213.

3.1.8 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:

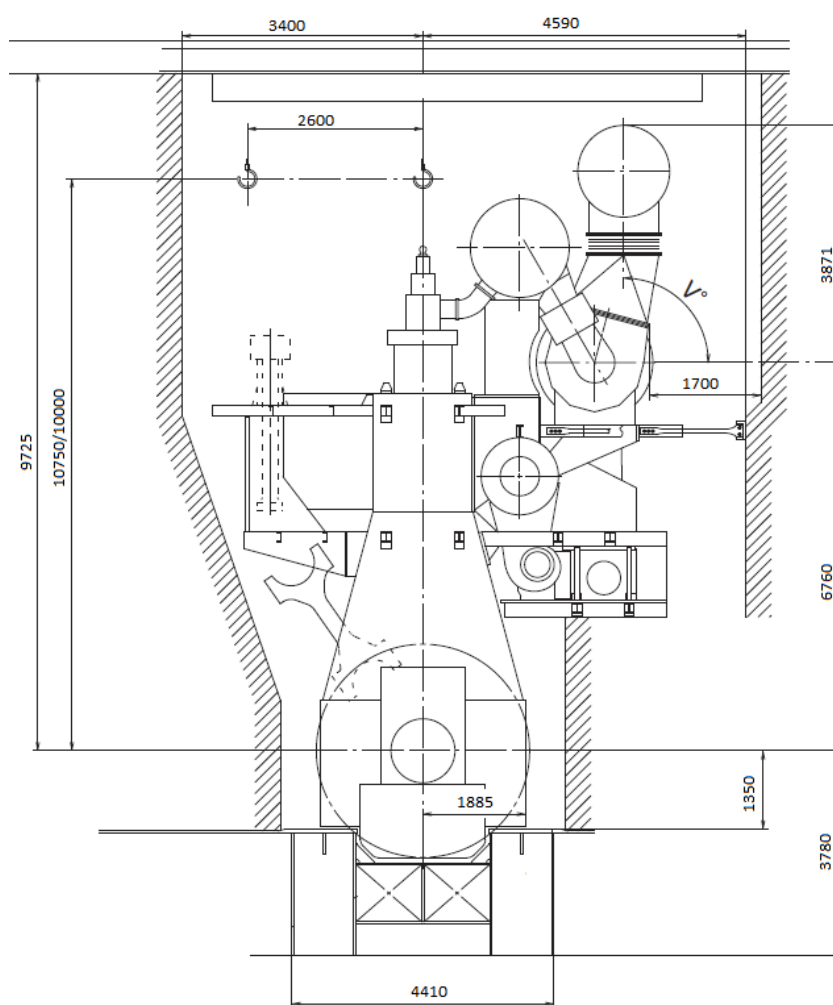


Рисунок 3.6 Розташування дизеля 6G60ME-C9 на судні (поперечний розріз, розміри в мм), та параметри розміщення двигуна

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);

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 03	Арк.
Змн.	Арк.	№ документи	Підпис	Дата		62

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.

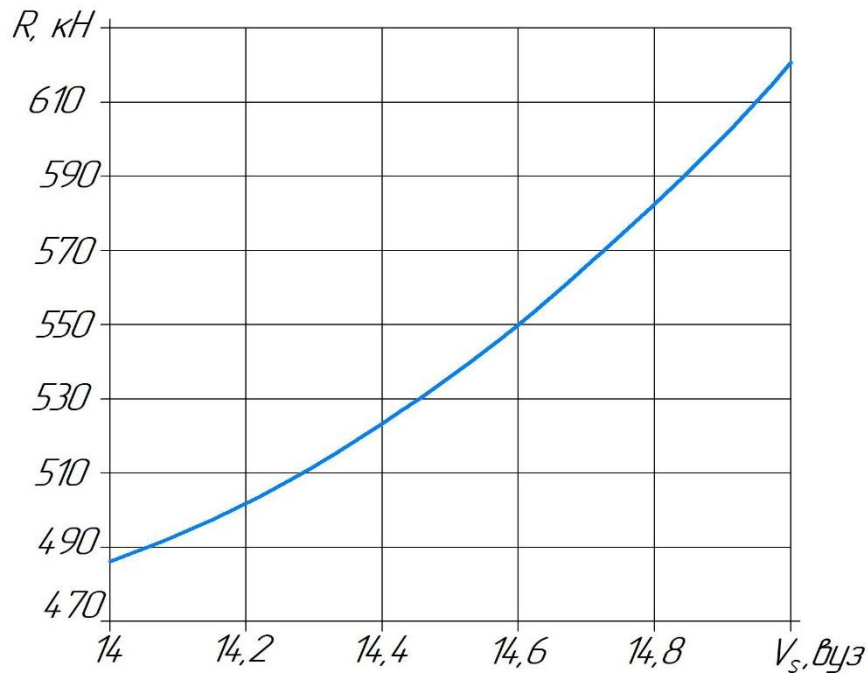


Рисунок 3.7 Залежність дуксирувального опору від швидкості ходу танкера за умови „здавально — приймальних випробувань”.

Беручи до уваги назване, у подальших розрахунках приймаємо початкове значення $A_E/A_0 = 0,55$ (як у судна — прототипу).

3.1.9 Розрахунок гвинтової характеристики

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

Умови „здавально — приймальних випробувань” — чистий свіжо пофарбований корпус судна ($\tau_d = 0$ міс.) глибока вода (більш ніж 10 осадок) сила вітру до 3-х балів, та хвилювання моря 2-х балів (висота хвиль 3-х відсоткової забезпеченості $h_{3\%} = 0$ м — ці показники суттєво не впливають на опір судна в повному вантажі $T = 14,5$ м.

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

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

Початкова інформація для виконання розрахунку:

тип судна —

танкер

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 03	Арк.
Змн.	Арк.	№ документи	Підпис	Дата		63

додвеїт —	100 869т;
звинт марки —	B4 — 55
розрахунковий діаметр звинта —	6,15 та 6,3 м;
головний двигун —	6G60ME-C9-TII;
довжина судна між перпендикулярами —	$L_{pp} = 238,6$ м;
довжина судна за розрахунковою ватерлінією —	$L = 247,0$ м;
ширина судна —	$B = 42,0$ м;
— осадка —	$T = 14,5$ м;
заглиблення осі гребного звинта —	$h_0 = 8,4$ м.

Графічна інтерпретація розрахунку поданому у табл. 3.6 представлена на рис. 3.8.

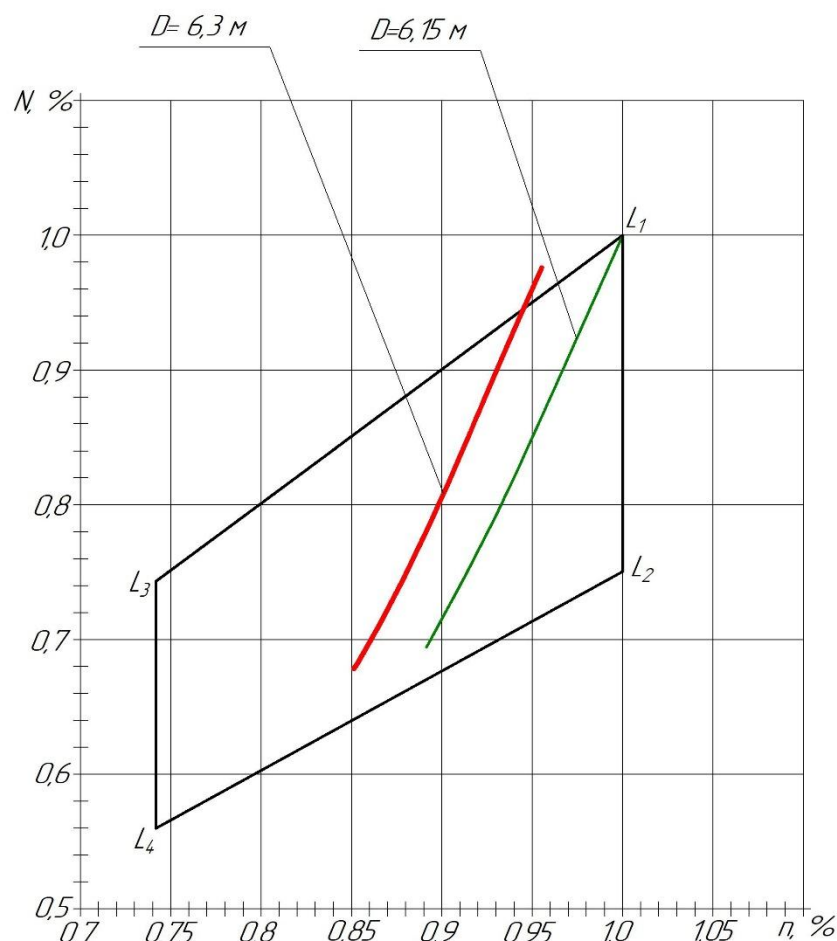


Рисунок 3.8 Поле робочих параметрів двигуна 6G60ME-C9-TII, та гвинтові характеристики для різних діаметрів рушія.

Беручи до уваги рис. 3.8, та аналізуючи розрахунок гвинтових характеристик за розрахункових умов експлуатації, приходимо до висновку, що гвинт діаметром $D = 6,3$ м — гідродинамічно важкий, а це не дає можливість більшої варіації необхідних значень потужності і частоти обертання

Приймаємо для встановлення на судно 4-х лопатевий гребний гвинт діаметром $D = 6,15$ м марки B4 з дисковим відношенням $A_E/A_0 = 0,55$ і оптимальним кроковим відношенням $P/D = 1,036$.

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 03	Арк.
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		64

3.1.10 Побудова суміщених характеристик двигуна та рушія

На рис. 3.9 показано суміщення звинтових характеристик із полем вибору робочих параметрів двигуна. Штрих — пунктирною лінією відображена звинтова характеристика, що відповідає розрахунковим умовам експлуатації, побудована за даними табл. 3.6, для прийнятого гребного звинта $D = 6,15$ м.

Під час експлуатації корпус судна та гребний звинт обростають 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. Суцільною лінією на цьому рисунку показана звинтова характеристика, що відповідає оброслому корпусу і штормовим умовам. Вона зміщена вліво приблизно на 2% по частоті обертання від звинтової характеристики, що розраховується за умов здавально — приймальних випробувань.

При визначенні характерних значень потужностей прийняті такі визначення:

специфікаційна — (максимальна тривала потужність) N_e^c — це максимальна потужність, яку замовив судновласник для тривалої експлуатації; у даному проекті $N_e^c = 0,97$ $N_e^H = 15600$ кВт

тривала експлуатаційна потужність N_e^e — це потужність, при якій передбачається нормальне використання двигуна, згідно $N_e^e = 0,9$ N_e^c ($N_e^e = 14040$ кВт);

потужність у точці оптимізації N_e^o — це потужність, при якій визначаються тип і відповідні параметри турбокомпресора, регулюються газорозподіл і ступінь тиску двигуна. У даному проекті прийнято $N_e^o = 0,85$ $N_e^c = 13635$ кВт.

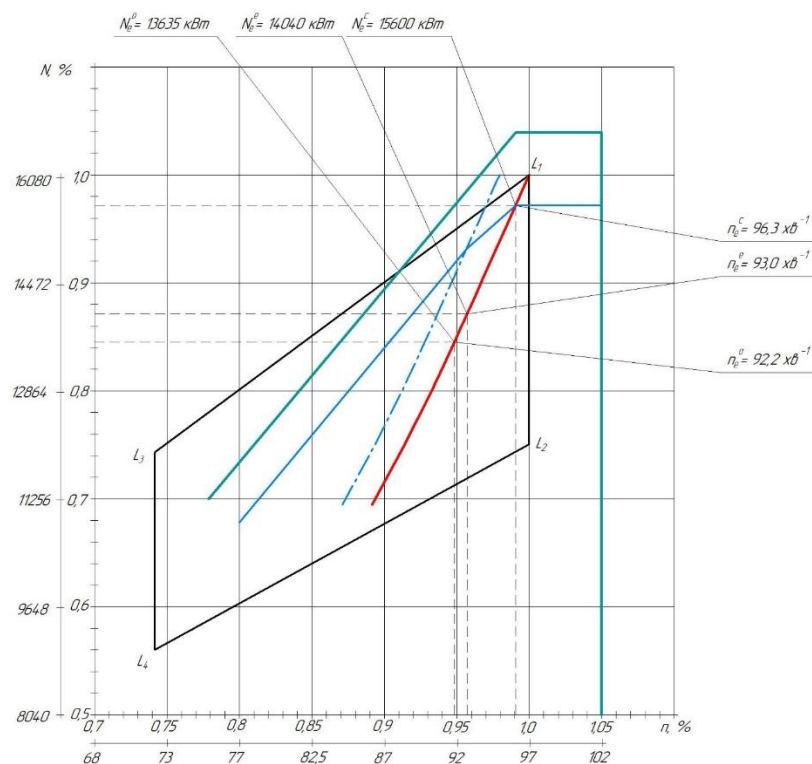


Рисунок 3.9 Діаграма робочих параметрів двигуна 6G60ME-C9-TII з $N_e^c = 15600$ кВт, значення потужності і числа обертання в характерних робочих точках

У табл. 3.7 подано значення потужності і частоти обертання для встановленого на судні двигуна, що відповідають рис. 3.10, 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. 3.9 з кутовими коефіцієнтами 2,1,0 і лінія $n = \text{const}$, що проходять через точку з координатами N_e^c і n_c , є обмежувальним, і відповідно за крутільним моментом, тиском, потужністю і частотою обертання. Область, охоплена цими лініями, визначає співвідношення „потужність — частота” для тривалої роботи двигуна.

Таблиця 3.7 Номінальні та робочі параметри встановленого на судні двигуна

Найменування величини	Експлуатаційні умови					
	Розрахункові				Штормові з оброслим корпусом	
	Потужність		Частота обертання			
	кВт	%	хв ⁻¹	%	хв ⁻¹	%
Потужність у точці L ₁	16080	100	97	100	98,9	102
Специфікаційна	15600	97,015	96,1	99,10	98,1	101,10
Експлуатаційна	14040	87,3135	93,1	96,00	95,1	98,00
У точці оптимізації	13634,4	84,79111	92,2	95,00	94,1	97,00
Перевантажувальна	17160	106,7165				

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

За даними табл. 3.7 побудована залежність $v_s = f(n)$, що показана на рис. 3.10. 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.

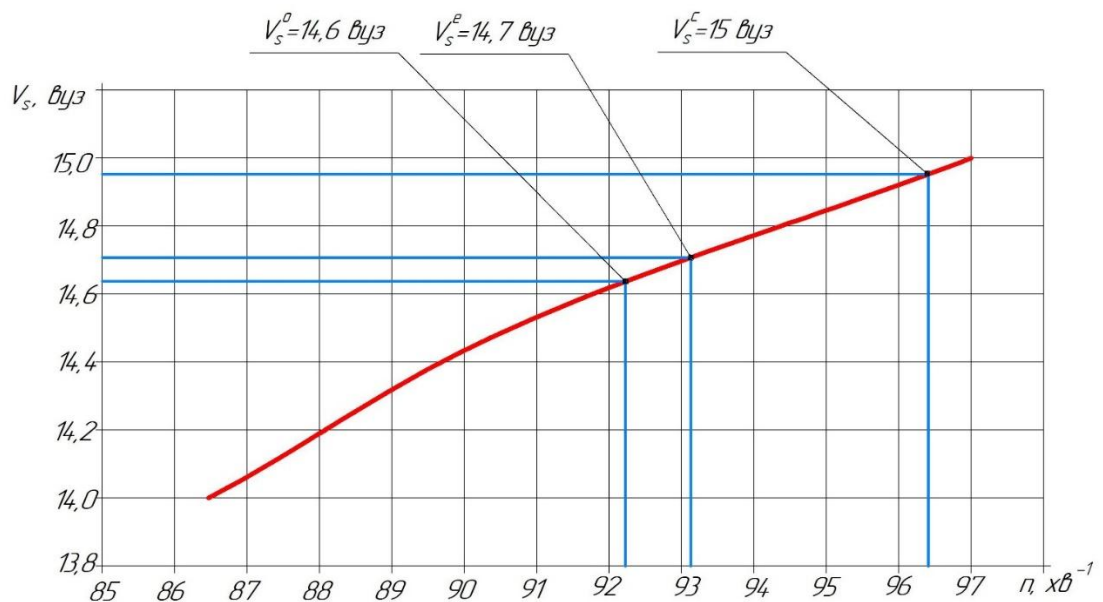


Рисунок 3.10 Залежність швидкості ходу судна від частоти обертання рушія за умов експлуатації.

3.1.11 Характеристики гребного гвинта

Взаємне розташування гвинтової характеристики і поля робочих параметрів двигуна 6G60ME-C9-TII (див. рис. 3.9) вказує на можливість установки на судні гвинта з $D = 6,15$ м; $A_E/A_0 = 0,55$; $Z = 4$. Гвинт пройшов перевірку на кавітацію в табл. 3.6.

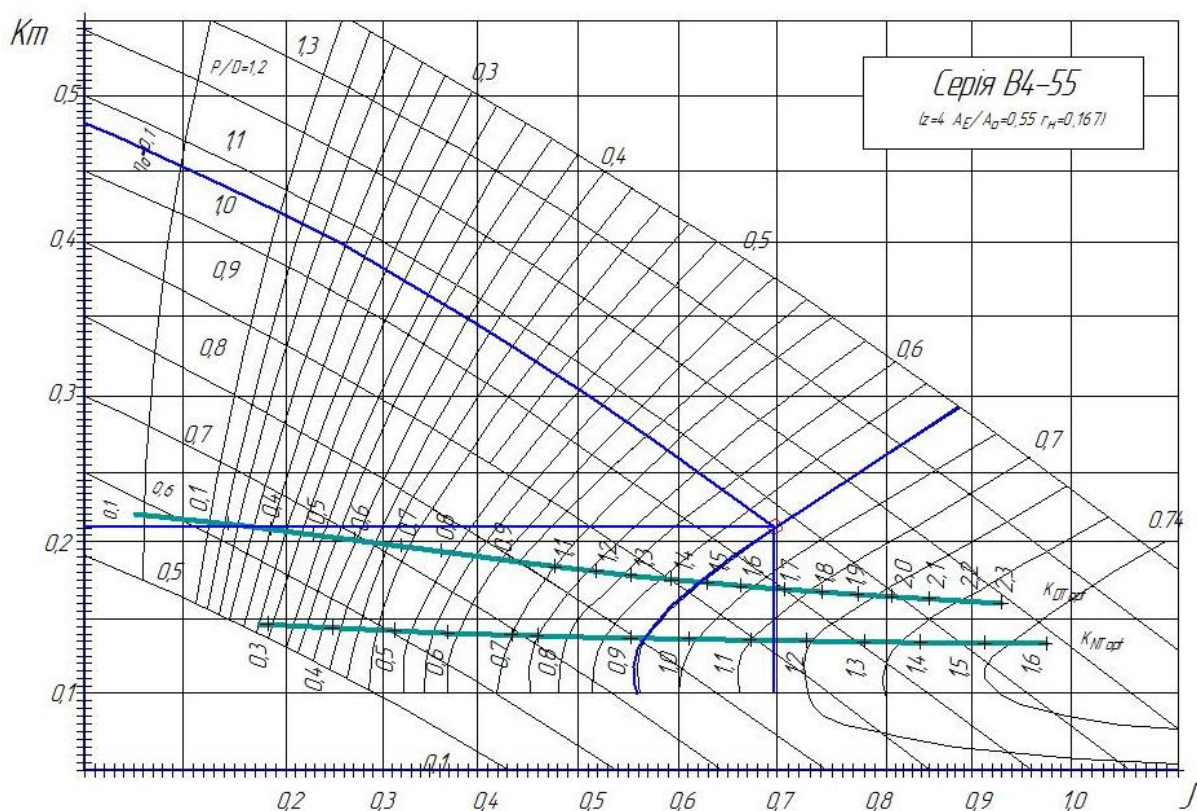


Рисунок 3.11 Діаграма для розрахунку гвинтів та характеристики прийнятого гвинта.

Взаємне розташування гвинтової характеристики і поля робочих параметрів двигуна 6G60ME-C9 (див. рис. 3.11) вказує на можливість установки на судні гвинта з $D = 6,15$ м; $A_E/A_0 = 0,55$; $Z = 4$. Гвинт пройшов перевірку на кавітацію в табл. 3.6 (рис. 3.11)

На рис. 3.11 приведено діаграму для розрахунку гребних гвинтів з відносним радіусом ступиці $r=0,167$ та товщиною лопаті $e_0=0,45$.

Визначення оптимальної точки гвинта, що відповідає перетину кольорових ліній, проводиться враховуючи початково відомі значення $P/D = 1,077$ та $Kdt = 1,5$, на перетині яких ставиться точка завдяки якій визначається значення відносна поступ гвинта J (вісь ординат) та коефіцієнт упору серійного гвинта Kt (вісь абсцис), а також ККД гвинта η_o .

Обраний гвинт має мінімальне допустиме дискове відношення $A_E/A_0 = 0,55$, що більше за розрахункове значення $A_E/A_0 = 0,508$, таким чином кавітація відсутня.

Таким чином, на судні з двигуном 6G60ME-C9 встановлюється гребний гвинт фіксованого кроку, виготовлений із латуні, з такими характеристиками:

діаметр..... $D= 6,15$ м;
 крок..... $P=6,354$ м;
 крокове відношення..... $P/D= 1,037$;
 дискове відношення..... $A_E/A_0= 0,55$;
 ККД..... $\eta_o=0,637$;

Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 03

Арк.

67

кількість лопатей,....., $Z = 4$,

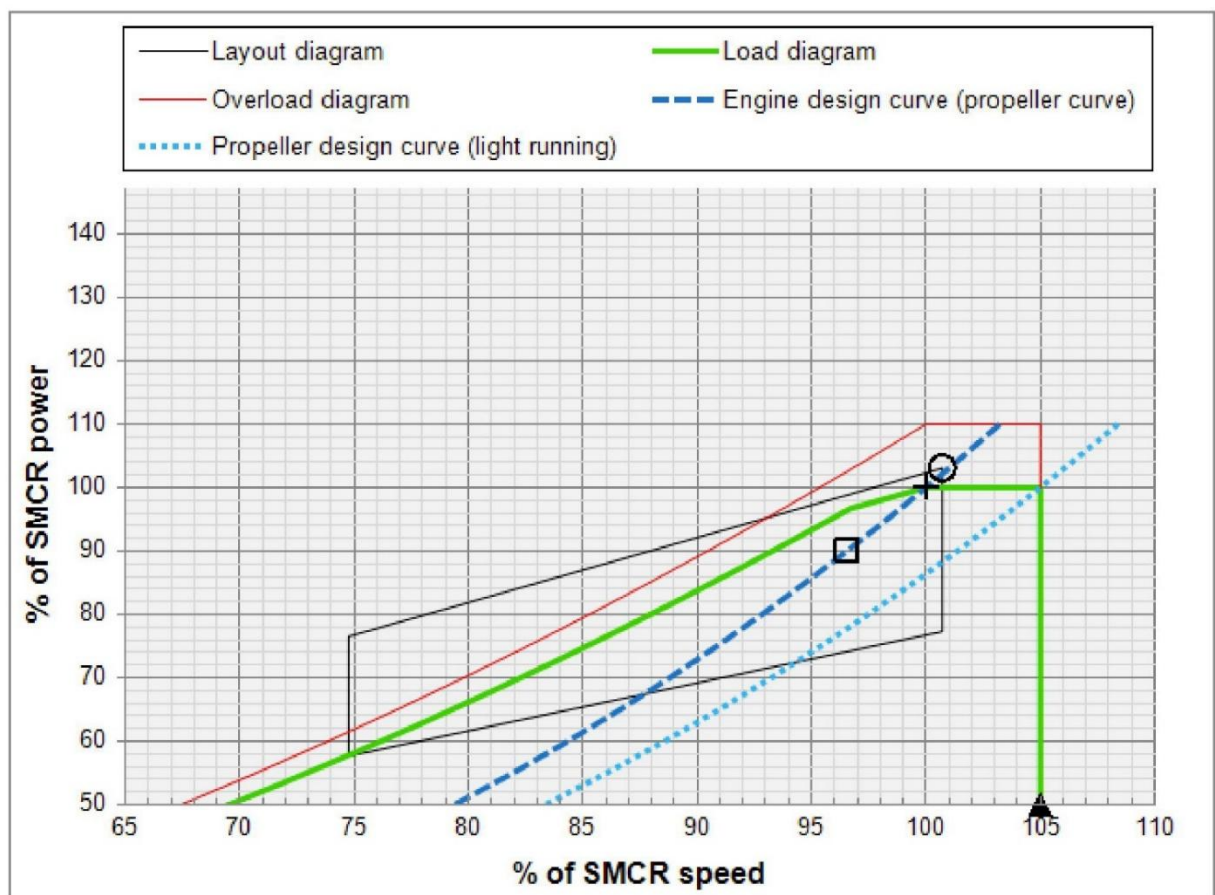
3.1.12. Визначення основних експлуатаційних характеристик двигуна 6G60ME-C9

Витрата палива

Розрахунок витрати палива проведено за даними заводу виробника на сайті фірми «MAN». При вводі даних в програму було обрано специфікаційну потужність двигуна $N_e = 15600$ кВт.

Дана програма призначена для розрахунку основних параметрів двигунів фірми «MAN», та дає можливість виконувати розрахунки поля робочих параметрів двигуна (рис. 3.12) та основних параметрів двигуна на даному режимі (рис. 3.13), в тому числі витрати палива головним двигуном.

CEAS Engine Data report 6G60ME-C9.5 with high load tuning Project name: YURI SENKEVICH Report made by: Student



The Light Running Margin (LRM) shown is 5%. Recommended value is 4-7%, for special cases up to 10%. The LRM should be evaluated for each ship project depending on for example: In-service increase of vessel resistance, ship manoeuvring requirements, additional engine load due to power take-out (PTO) and possible requirements related to a barred speed range (short passing time).

Point	Power kW	Speed r/min	MEP Bar
+ SMCR: Specified Maximum Continuous Rating (97.0% of NMCR)	15,600	96.3	20.5
□ NCR: Normal Continuous Rating (90.0% of SMCR)	14,040	93.0	19.1
Maximum over load (110% of SMCR)	17,160	-	-
▲ Maximum speed limit (105% of SMCR)	-	101.1	-
○ L1, NMCR: Nominal Maximum Continuous Rating	16,080	97.0	21.0

Рисунок 3.12 Поле робочих параметрів при виконанні розрахунків в програмі фірми «MAN»

Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

BMP. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 03

Арк.

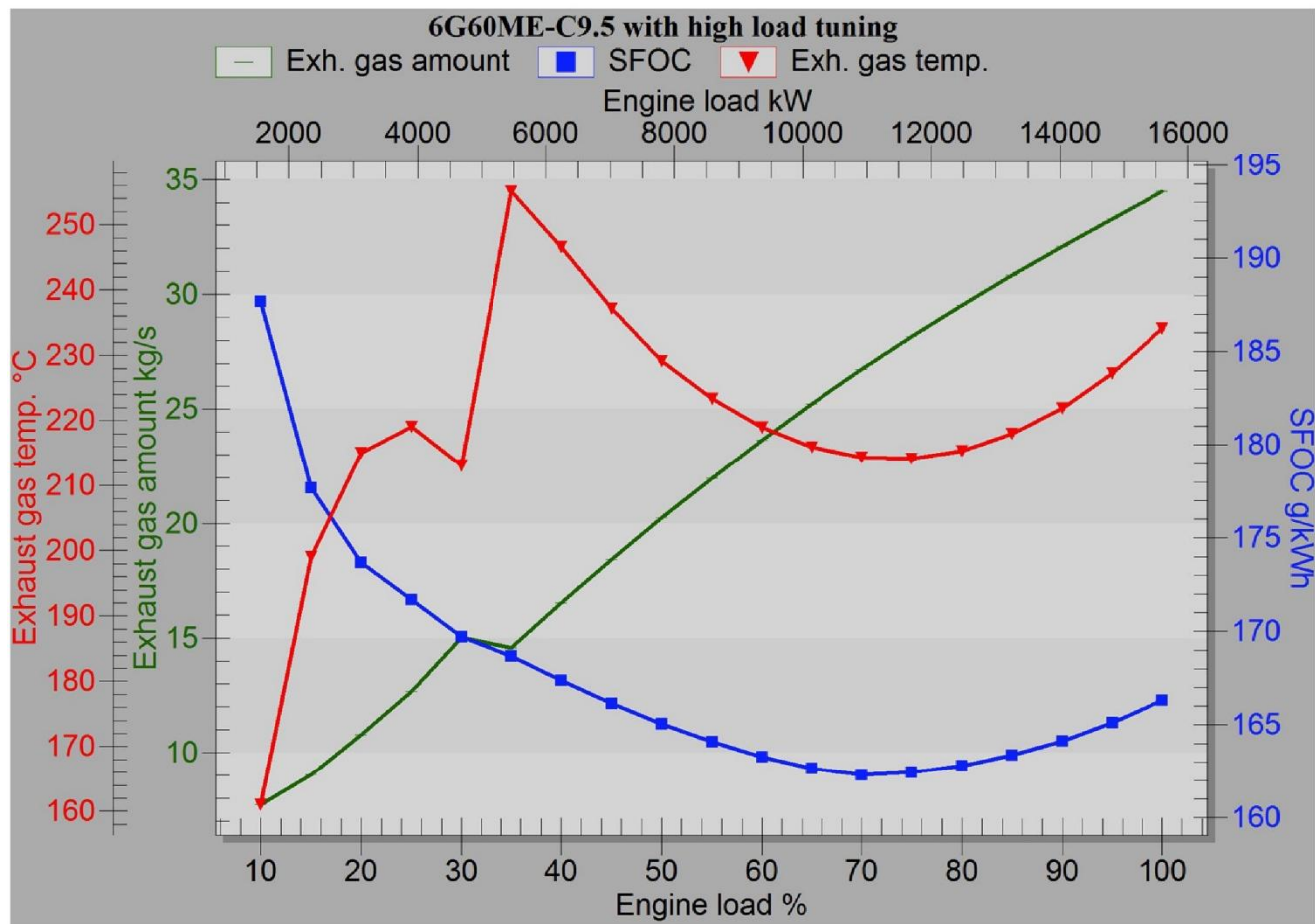
68

Подане значення витрати палива (з нижчою теплотою 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. 3.13



ISO ambient conditions (ambient air: 25 °C, scavenge air coolant: 25 °C)

Load % SMCR	Power kW	Speed r/min	SFOC g/kWh	Exh. gas kg/s	Exh. gas ¹⁾ °C	Steam ²⁾ kg/h
100	15,600	96.3	166.3	34.5	234	2,550
95	14,820	94.7	165.1	33.3	227	2,110
90	14,040	93.0	164.1	32.1	222	1,760
85	13,260	91.2	163.4	30.8	218	1,500
80	12,480	89.4	162.8	29.5	215	1,310
75	11,700	87.5	162.4	28.2	214	1,200
70	10,920	85.5	162.3	26.7	214	1,150
65	10,140	83.4	162.7	25.2	216	1,150
60	9,360	81.2	163.3	23.6	219	1,190
55	8,580	78.9	164.1	22.0	223	1,250
50	7,800	76.4	165.0	20.2	229	1,340
45	7,020	73.8	166.1	18.4	237	1,450
40	6,240	71.0	167.4	16.5	247	1,550
35	5,460	67.9	168.7	14.6	255	1,560
30	4,680	64.5	169.7	15.0	213	620
25	3,900	60.7	171.7	12.7	219	640
20	3,120	56.3	173.7	10.8	215	480
15	2,340	51.2	177.7	9.0	199	170
10	1,560	44.7	187.7	7.7	161	0

Рисунок 3.13 Значення основних параметрів двигуна з розрахунку на специфікаційну потужність

Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 03

Арк.

69

Обрано паливо RMG-380, визначено температуру палива згідно рис. 3.14, не нижче ніж $T_{п}=135\text{ }^{\circ}\text{C}$.

При цьому температура зріючого середовища:

$$T_s = T_{п} + 25 = 160\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Звідси тиск пари $P_s=0,7\text{ МПа}$.

Специфікаційна питома витрата палива за цих умов для палива RMG-380 з $Q_{ік} = 39000\text{ кДж/кг}$, на якому працює двигун, становитиме:

$$b_{еф}^{п} = b_e^{п} \quad (Q_i / Q_{ік} = 166,3 \quad (42700/39000)) = 182\text{ г/(кВт год)}$$

Отже витрата палива RMG-380 головним двигуном становитиме $b_{еф}^{п} = 182\text{ г/(кВт год)}$

3.1.13 Визначення основних елементів валопроводу

На судні змонтований валопровід у складі зредного валу, 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 дуксированні 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. Вали виготовлені з вуглецевої сталі, зредний вал — зі сталі категорії міцності КМ — 25 ($R_{мв} = 480\text{ МПа}$), проміжний вал — КМ — 23 ($R_{мв} = 440\text{ МПа}$).

Валопровід призначений для передачі обертового моменту ГД рушій, сприйняття осьової сили, передачі її корпусу судна з метою забезпечення його руху. Від надійної роботи валопроводу залежить ефективність і безпечність експлуатації судна [5]

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, (зредний, вал—проставка, проміжні) і їх же з'єднання, опорні підшипники, дейдвудні пристрої і передірні ущільнення, устрої, (валоповоротне, гальмове). Діаметр проміжного валу визначається по формулі:

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

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

Специфікаційна потужність $P = N_e^{п} = 15600\text{ кВт}$ та розрахункова частота обертання валів, що відповідає N_e , $n = n_e = 96,3\text{ хв}^{-1}$.

Тоді, підставивши значення, одержимо:

$$d'_{пр} = 100 \sqrt[3]{\frac{15600}{96,3}} = 511\text{ мм.}$$

Приймаємо діаметр проміжного валу $d'_{пр} = 520\text{ мм}$.

Мінімальний розрахунковий діаметр зредного валу :

$$d_{zp} = 100 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 100 \cdot 1,22 \cdot \sqrt[3]{\frac{15600}{96,3}} = 623\text{ мм}$$

Розрахунковий діаметр зредного валу при виготовленні його зі сталі категорії міцності К-

$$d_{zp} = d^*_{zp} \sqrt[3]{\frac{560}{R_{mb} + 160}} = 623 \sqrt[3]{\frac{560}{480 + 160}} = 595 \text{ мм}$$

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

$$d_{np} = d^*_{np} \sqrt[3]{\frac{560}{R_{mb} + 160}} = 511 \sqrt[3]{\frac{560}{440 + 160}} = 495 \text{ мм}$$

Діаметр болтів з'єднувальних фланців повинен бути не менш визначеного за формулою:

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

де $d_{zp} = 595$ мм — діаметр зредного валу;

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

$R_{mb} = 440$ МПа — тимчасовий опір матеріалу проміжного вала;

$R_{mb} = 660$ МПа — тимчасовий опір матеріалу болтів;

$i = 10$ мм — число болтів у з'єднанні;

$D = 840$ мм — діаметр центральної окружності з'єднувальних болтів

Підставивши значення отримуємо:

$$d_b = 0,65 \sqrt{595^3 (520 + 160) / (10 \cdot 840 \cdot 660)} = 100 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр з'єднувальних болтів 100 мм.

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

$$\delta_{\phi} > 0,2 d_{zp} = 0,2 \cdot 595 = 119 \text{ мм},$$

або не менше діаметру болта d_b , визначеного раніше для матеріалу, з якого виготовлений вал, в залежності від того, що більше. Приймаємо товщину з'єднувальних фланців проміжного валу, а також, внутрішнього кінця зредного вала 120 мм. Довжина кормового підшипника деїдвудної труди:

$$l_1 = 2 \cdot d_{zp} = 2 \cdot 595 = 1190 \text{ мм},$$

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

$$l_2 = 0,8 \cdot d_{zp} = 0,8 \cdot 595 = 476 \text{ мм}$$

3.2. Розробка теплової схеми СЕУ. Обґрунтування та вибір допоміжних енергетичних комплексів, розробка схеми енергетичних потоків

3.2.1 Розробка теплової схеми суднової установки

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

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 05	Аркуш
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 дорт 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 1-му 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 тепла випускних газів здійснюється в утилізаційному котлі, а тепло 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 наддубочного повітря для підігріву живильної води утилізаційного і допоміжного котлів у відповідних підігрівачах

3.2.2 Вибір суднової електростанції

3.2.2.1 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 або 60 Гц. Застосування перемінного струму у якості основного, визібно 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.

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 05	Аркуш
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Як основний рід струму на судні приймаємо перемінний трифазний струм, частотою 60 Гц і напругою 400 В.

3.2.2.2 Вибір типу дизель-генераторів

Для забезпечення потреб електроенергією на всіх режимах роботи судна, вибір був зупинений на трьох дизель-генераторах MAN-5L21/31 (рис 3.15, 3.16)

Даний вибір був обґрунтованим тим, що дані дизель-генератори зарекомендували себе як:
економічні по витраті палива і масла;
компактні;
мають високу надійність;
мають високу ремонтпридатність.

3.2.3 Вибір елементів допоміжної котельної установки

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

Для визначення продуктивності ДКУ на різних режимах роботи, підсумовуються витрати пари по всім споживачам з урахуванням ступеня навантаження і коефіцієнта одночасної роботи.

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:

- 1) які працюють з постійним навантаженням: підігрівачі палива, обігрів паливних цистерн, парове опалення, обігрів цистерн і система кондиціювання у зимовий час;
- 2) працюючі періодично: підігрівачі сепараторів палива і масла, підігрівачі питної води і води, якою мийться і подають воду на камбуз, та пральню.
- 3) 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.

Як ДК до установки на судні приймаємо два допоміжних водотрубних котла MISSION™ OL фірми "Aalborg Industries A/S" (Данія) паропроодуктивністю (як і на судні-прототипі) 30 т/годину [14]. Характеристики ДК наведено на рис. 4.4, а зовнішній вигляд на рис. 3.18.

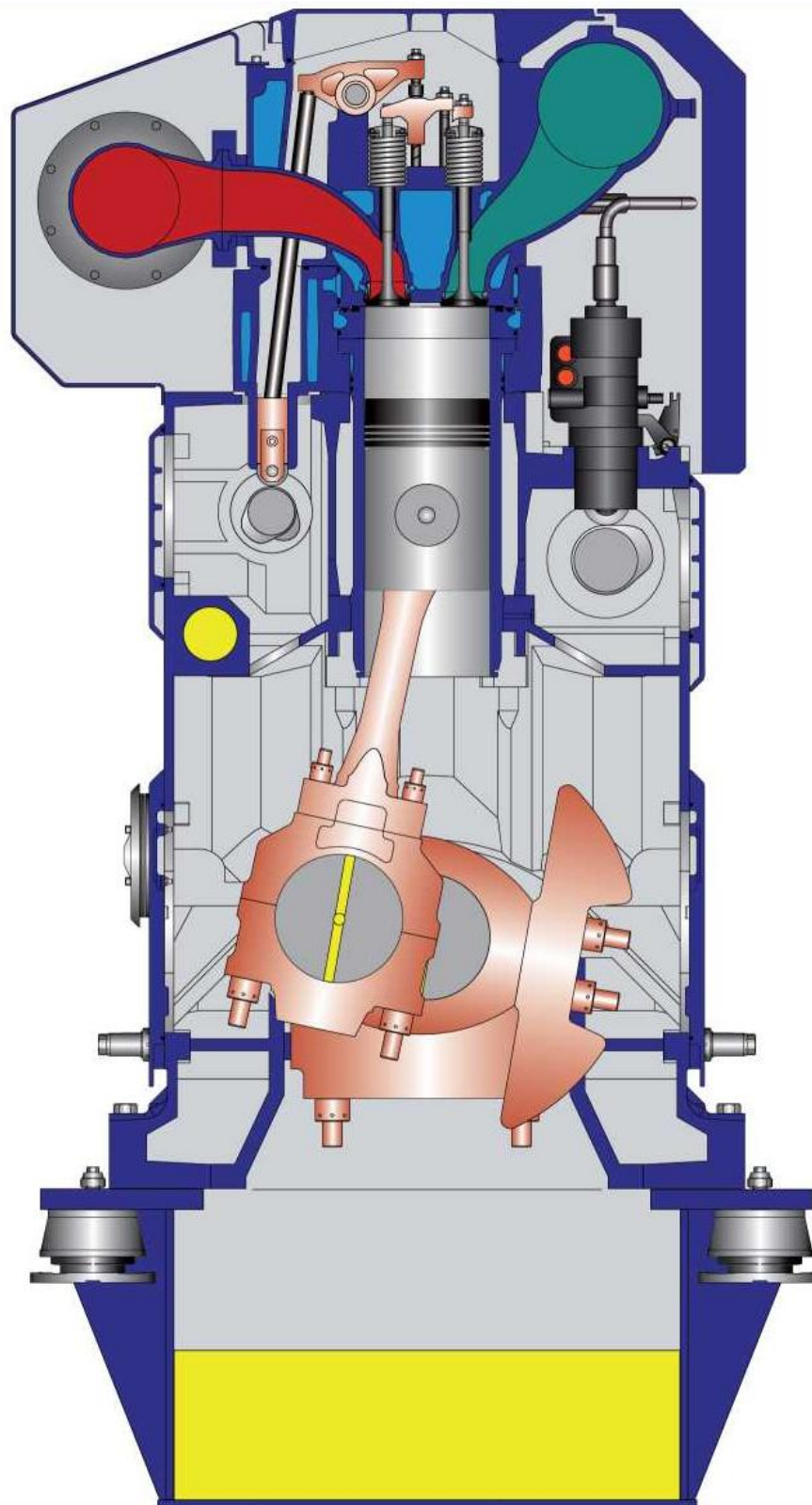


Рисунок 3.15 Поперечний розріз двигуна дизель-генератора

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 05

Аркуш

75

Bore: 210 mm, Stroke: 310 mm

Speed	r/min	1,000		900	
Frequency	Hz	50		60	
		Eng. kW	Gen. kW*	Eng. kW	Gen. kW*
5L21/31		1,000	950	1,000	950
6L21/31		1,320	1,254	1,320	1,254
7L21/31		1,540	1,463	1,540	1,463
8L21/31		1,760	1,672	1,760	1,672
9L21/31		1,980	1,881	1,980	1,881

Dimensions

Cyl. No.		5	6	7	8	9
A	mm	3,959	4,314	4,669	5,572	5,927
B	mm	1,870	2,000	1,970	2,110	2,135
C	mm	5,829	6,314	6,639	7,682	8,062
H	mm	3,183	3,183	3,289	3,289	3,289
Dry Mass	t	22.5	26.0	29.5	33.0	36.5

Рисунок 3.16 Характеристики дизель-генератора 5L21/31

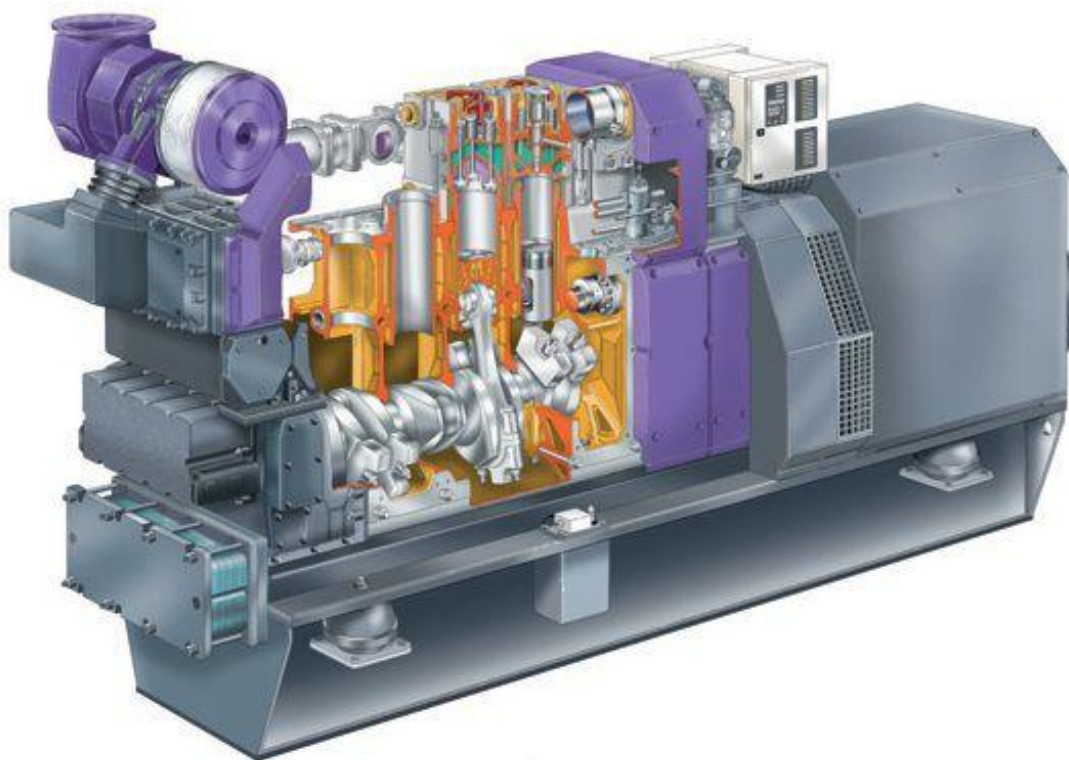
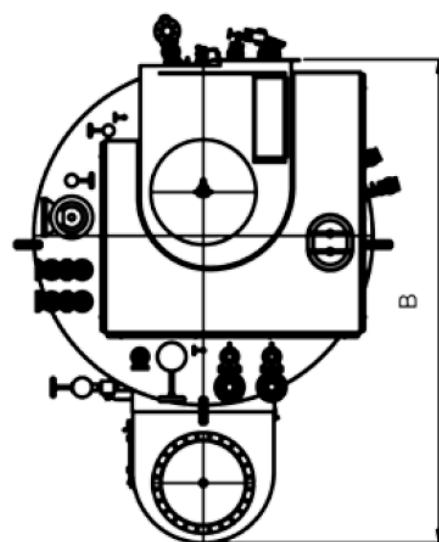
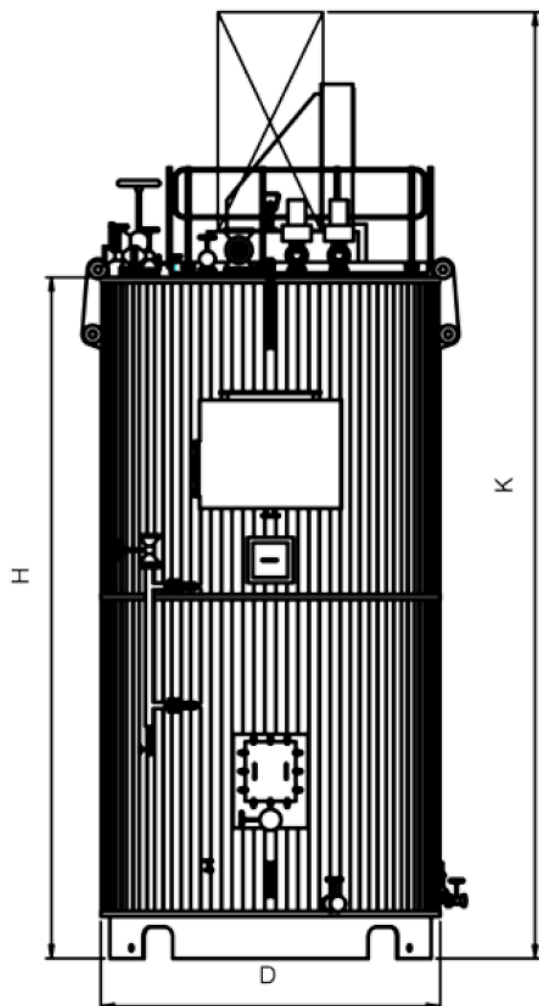


Рисунок 3.17 Конструкція привідного дизеля 5L21/31

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата



STANDARD PRODUCT RANGE

Capacity and dimensions

Steam capacity	Design pressure	Thermal output at 100% MCR	Height K (incl. retraction of burner lance)	Diameter D (incl. insulation)	Hight H	Width B	Boiler dry weight	Boiler operation weight
kg/h	bar(g)	kW	mm	mm	mm	mm	ton	ton
12,500	9	8,800	8,610	2,670	6,310	4,070	16.4	23.3
16,000	9	11,300	8,810	3,070	6,310	4,320	20.5	29.6
20,000	9 / 18	14,100	8,940	3,220	6,460	4,595	24.5 / 28.5	35.5 / 39.2
25,000	18	17,600	10,050	3,320	7,310	4,800	30.3	41.5
30,000	18	21,200	10,360	3,570	7,510	5,200	35.1	48.2
35,000	18	24,700	10,300	3,870	7,360	5,600	40.4	55.8
40,000	18	28,200	10,880	3,870	7,760	5,625	42.6	58.4
45,000	18	31,800	10,870	4,270	7,710	6,125	49.3	68.6
55,000	18	38,800	11,050	4,520	7,760	6,600	56.6	78.5

Standard scope of supply has the boiler mounted on a skirt. Design with feet is optional.

Рисунок 3.18 Характеристики допоміжного котла MISSION™ OL фірми "Aalborg Industries A/S"

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

BMP. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 05

Аркуш

77

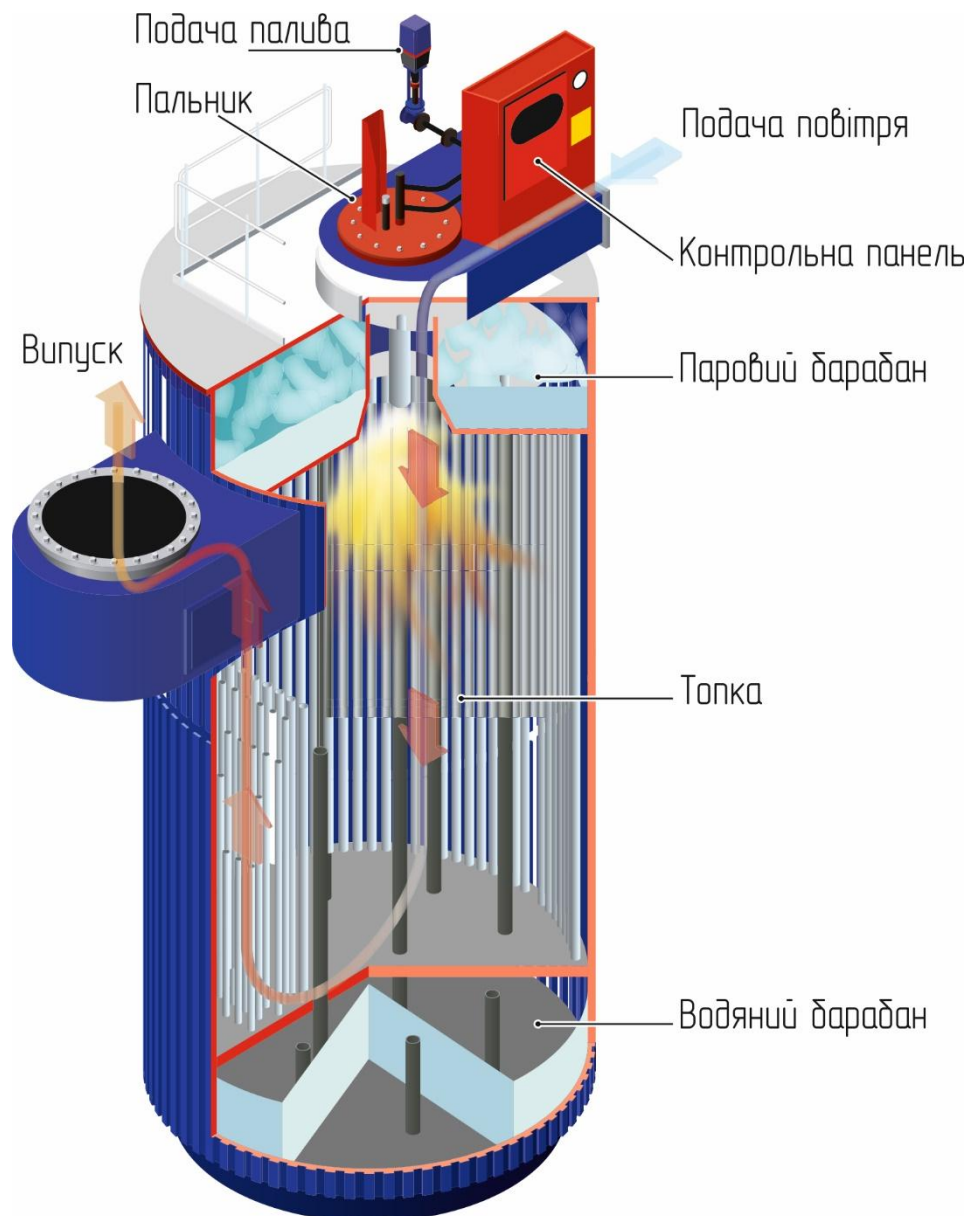


Рисунок 3.19 Конструктивна схема котла MISSION™ OL

Розрахунок можливої паропродуктивності утилізаційного котла в режимі роботи від ГД
Можливу паропродуктивність утилізаційного котла визначимо за формулою:

$$D^{ук} = \frac{g_e^{ГД} \cdot N_e^{ГД} \cdot \varphi \cdot (\alpha_{\Sigma} \cdot L'_0 + 1) \cdot (c_{pg} \cdot T_g - c_{pg-ux} \cdot T_{ux})}{i_n - i_{жв}}, \text{ кг/год}$$

де: $L'_0 = 13,5 \text{ кг/кг}$ – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива;

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

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

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

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

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 05

Аркуш

78

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

$T_r = 507 \text{ К}$ – температура відпрацьованих в ГД газів на вході в УК;

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

$i_{\eta} = 2794 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія насиченої пари при $P = 1,8 \text{ МПа}$ ($t_s = 207,11^\circ\text{C}$);

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

$$D_{\text{ук}} = \frac{0,182 \cdot 15600 - 0,95 \cdot (13,5 \cdot 1,25 \cdot 2,5 + 1) \cdot (1,03 \cdot 507 - 1,03 \cdot 453)}{2794 - 310} = 2608 \text{ кг/год}$$

На основі розрахунку паропроодуктивності обрано для встановлення котел MISSION™ XC-2V (табл 3.8, рис. 3.20). На ходових режимах це враховується при одночасній роботі котлів для забезпечення всіх споживачів пари.

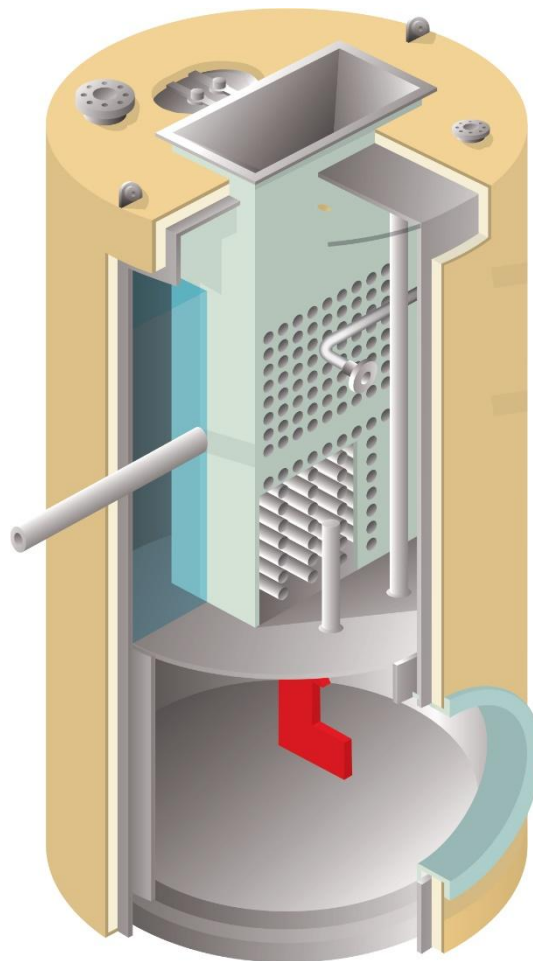


Рисунок 3.20 Зовнішній вигляд котлоагрегату

Таблиця 3.8 Основні характеристики котлоагрегату

Параметр	Значення
Паропроодуктивність, кг/год	2500
Температура живильної води, °C	60
Тиск пари, МПа	0,7
Температура газів на виході з ГД при 85% навантаженню	234

3.2.4 Вибір аварійного дизель-генератора

Аварійна електростанція передбачається Правилами Регістра Lloyds.

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 Правилам Російського Морського Регістра, робота АДГ повинна забезпечувати нижче вказані елементи, які мають представлену потужність (табл. 3.9).

Таблиця 3.9 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	33,3
Насос маслопідкачки ДДГ	8
Усього:	Σ 162

Висновок: виходячи з необхідності вище представленого навантаження, встановлюється дизель-генератор VOLVO Penta D9-MH, з наступними характеристиками (табл. 3.10):

Таблиця 3.10 Основні характеристики аварійного дизель-генератора VOLVO Penta D9-MH

Параметри	Одиниці вимірювання	Величина
Потужність двигуна	кВт	261
Потужність генератора	кВт	248
Частота обертання	хв ⁻¹	1800

3.2.5 Вибір опріснювальної установки

Водоопріснювальна установка повинна забезпечувати дистиллятом ДК і УПГ, поповнювати запаси технічної прісної води, живити контури прісної води ГД і ДДГ.

Максимально можлива продуктивність ВОУ [15, с. 352], т/добу,

$$G_{max} = \frac{24 \cdot K_{одб} \cdot q_{пв} \cdot g_{гд} \cdot N_{гд} \cdot Q_H^p}{1000 \cdot q_{воу}}$$

де $K_{одб} = 0,8$ – коефіцієнт, враховуючий ту частину охолоджуючої ГД води, яка направляється до ВОУ;

$g_{\text{лв}} = 0,06 \dots 0,12$ – відносна кількість теплоти, що відводиться з прісною охолоджуючою водою від МОД [4, с. 45];

$q_{\text{воу}} = 3000 \text{ кДж/кг}$ – кількість теплоти, необхідної для одержання 1 кг дистилляту в одноступінчастій установці з випарником киплячого типу [16, с. 190];

$Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 39000 \text{ кДж/кг}$ – нижча теплота згоряння ВВП [11].

Таким чином, отримуємо

$$G_{\text{max}} = \frac{24 \cdot 0,8 \cdot 0,06 \cdot 0,182 \cdot 15600 \cdot 39000}{1000 \cdot 3000} = 42,5 \text{ т/добу.}$$

На підставі розрахункової величини продуктивності ВОУ для установки на судно пропонується вакуумна водоопріснювальна установка ДРУ36-С100 фірми "Alfa Laval" [19], яка працює в ходовому режимі від прісної води, що охолоджує ГД, а на стоянці від прісної води, охолоджуючої ДДГ. Основні характеристики ВОУ наведені в табл. 3.11, схема її роботи – на рис. 3.22.

Таблиця 3.11 Основні характеристики опріснювальної установки

Найменування	Тип	Продуктивність	Подача води до конденса-тора	Подача живильної води	Витрата електро-енергії	Маса
Розмірність		т/доб	м ³ /доб	кг/доб	кВт	Кг
Величина	ДРУ36-С100	40	100	4160	1,4	2520

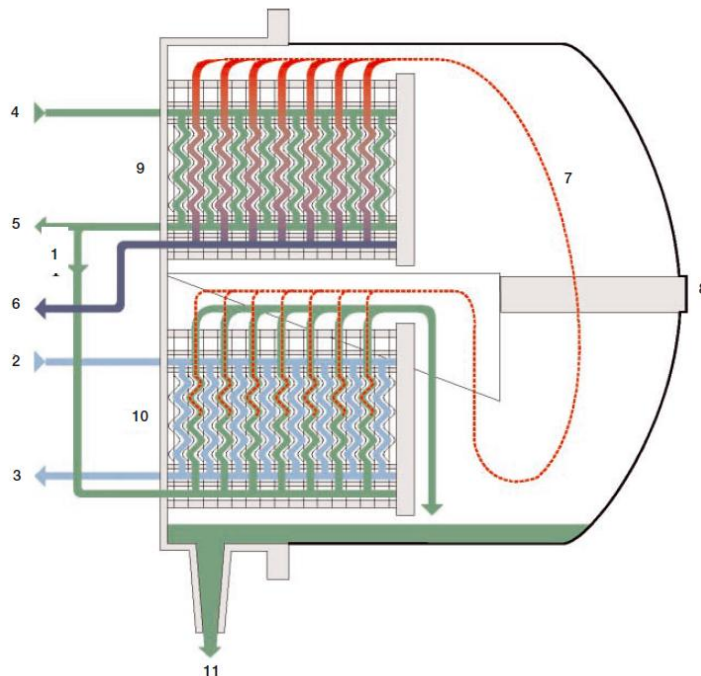


Рисунок 3.21 Принципова схема опріснювальної установки:

1 – подача заборотної води, 2 – подача теплоносія, 3 – відвід теплоносія, 4 – підвід охолоджуючої рідини, 5 – відвід охолоджуючої рідини, 6 – відвід дистилляту, 7 – пара, 8 – волого уловлювач, 9 – конденсатор, 10 – випарник, 11 – відведення розсолу

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 05

Аркуш

81

3.2.6 Енерговикористання в режимі повного ходу

3.2.6.1 Основні вихідні дані для розрахунку потоків енергії в СЕУ наведені у табл. 3.12.

Таблиця 3.12 Основні вихідні дані для розрахунку потоків енергії в СЕУ

№ з/п	Найменування характеристики	Одиниця вимірювань	Позна-чення	Джерело	Числове значення
1	Головний двигун 6G60ME-C9.5				
1.1	Діаметр циліндра	м	D_c	табл. 2.1	0,6
1.2	Хід поршня	м	S	табл. 2.1	2,79
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	15600
1.6	Частота обертання колінчастого вала	хв.^{-1}	n_d	табл. 2.7	96,3
1.7	Питома витрата умовного палива	$\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{годину})$	$g_e^{гд}$	табл. 2.8	0,1663
1.8	Нижча теплота згоряння умовного палива	$\text{кДж}/\text{кг}$	Q_H^p	[12]	42700
1.9	Температура ВГ за ГД	К	T_z	п. 4.3	507
1.10	Середня ізобарна теплоємність умовного палива	$\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$	$\overline{C_{p\text{ пал}}}$	[12]	2
1.11	Температура підігріву палива	К	$T_{\text{пал}}$	[17; 18]	423
1.12	Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг умовного палива	$\text{кг}/\text{кг}$	L_0	[12]	14,3
1.13	Коефіцієнт продування двигуна	–	φ_d	[17; 18]	1,25
1.14	Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні палива	–	α	[17; 18]	2,5
1.15	Середня ізобарна теплоємність повітря	$\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$	$\overline{C_{p\text{ над}}}$	[17; 18]	1
1.16	Середня ізобарна теплоємність ВГ	$\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$	$\overline{C_{pз}}$	[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	прийнято	0,101
1.19	Температура повітря в МВ	К	$T_{\text{пов}}$	[17; 18]	300
1.20	Адiabатний ККД наддувочного компресора	–	η_k	[17; 18]	0,85
1.21	Частка теплової потужності, що відводиться з циркуляційною прісною водою	–	$a_{\text{пв}}^{гд}$	[17; 18]	0,06
1.22	Частка теплової потужності, що відводиться з циркуляційним маслом	–	$a_{\text{м}}^{гд}$	[17; 18]	0,05

№ з/п	Найменування характеристики	Одиниця вимірювань	Позначення	Джерело	Числове значення
1.23	Коефіцієнт наповнення циліндра	–	η_n	[17; 18]	0,85
2	<u>Допоміжний дизель-генератор 5L21/31</u>				
2.1	Діаметр циліндра	м	D_c	табл. 4.1	0,21
2.2	Хід поршня	м	S	табл. 4.1	0,31
2.3	Кількість циліндрів	шт.	i	табл. 4.1	5
2.4	Тактність	–	z	[17; 18]	0,5
2.5	Електрична потужність дизель-генератора	кВт	$N_{ел}$	табл. 4.1	950
2.6	Частота обертання колінчастого вала	хв. ⁻¹	$n_{ддг}$	табл. 4.1	900
2.7	Потужність приводного двигуна	кВт	$N_e^{ддг}$	табл. 4.1	1000
2.8	Питома витрата умовного палива	кг/(кВт·годину)	$g_e^{ддг}$	табл. 4.1	0,192
2.9	Температура ВГ за ДДГ	К	T_2	[13; 14]	778
2.10	Коефіцієнт продування допоміжного двигуна	–	φ_a	[17; 18]	1,1
2.11	Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні 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	–	$a_{пв}^{ддг}$	[13; 14]	0,065
2.14	Частка теплової потужності, що відводиться з циркуляційним маслом	–	$a_m^{ддг}$	[13; 14]	0,05
2.15	Коефіцієнт наповнення циліндра	–	η_n	[17; 18]	0,95
3	<u>Допоміжний котел Aalborg OL-35 та утилізаційний котел Aalborg XC-2V</u>				
4.1	Тиск пари	МПа	p_s	п. 4.3	1,8
4.2	Температура живильної води	°С	$t_{жв}$	п. 4.3	60
4.3	Температура ВГ на вході в УК	К	T_2	п. 4.3	507
4.4	Температура ВГ на виході з УК	К	$T_{ух}$	п. 4.3	453
4.5	Продуктивність УК по насиченій парі	кг/годину	$D_{упг}$	п. 4.3	2500
4.6	Максимальна продуктивність ДК по насиченій парі	кг/годину	$D_s^{дк}$	п. 4.3	25000
4.7	Нижча теплота згоряння ВВП	кДж/кг	Q_n^o	[12]	39000
4.8	Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг ВВП	кг/кг	L_o	[12]	13,5
4.9	Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні палива в ДК	–	α	[16]	1,1

№ з/п	Найменування характеристики	Одиниця вимірювань	Позначення	Джерело	Числове значення
4.10	Температура ВГ після ДК	К	T_{yx}^{DK}	[16]	453
4	Водоопріснювальна установка DPU36-C100				
4.1	Продуктивність	м/добу	$D_{воч}$	табл. 4.5	40
4.2	Температура живильної заборотної води	°C	$t_{жв}$	прийнято	50

3.2.6.2 Розрахунок енергетичного балансу головного двигуна 6G60ME-C9.5

Витрата палива ГД при специфікаційній потужності

$$G_{\text{пал}}^{\Gamma Д} = \frac{g_e^{\Gamma Д} \cdot N_e^{\Gamma Д}}{3600} = \frac{0,1663 \cdot 15600}{3600} = 0,72 \text{ кг/с.}$$

Витрата повітря, яке потрапляє до ГД,

$$G_{\text{поб}}^{\Gamma Д} = G_{\text{пал}}^{\Gamma Д} \cdot \zeta'_0 \cdot \varphi_a \cdot \alpha = 0,72 \cdot 14,3 \cdot 1,25 \cdot 2,5 = 32,2 \text{ кг/с.}$$

Витрата відхідних газів ГД

$$G_2^{\Gamma Д} = G_{\text{пал}}^{\Gamma Д} + G_{\text{поб}}^{\Gamma Д} = 0,72 + 32,2 = 32,9 \text{ кг/с.}$$

Тиск наддувочного повітря

$$p_k = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{g_e^{\Gamma Д} \cdot N_e^{\Gamma Д} \cdot \alpha \cdot T_k}{D_u^2 \cdot S \cdot i \cdot z \cdot \eta_{гд} \cdot \eta_{н}} = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,1663 \cdot 15600 \cdot 2,5 \cdot 320}{0,6^2 \cdot 2,79 \cdot 6 \cdot 1 \cdot 96,3 \cdot 0,85} = 0,367 \text{ МПа.}$$

Температура наддувочного повітря після компресора

$$T'_k = T_{\text{поб}} \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_k} \right] = 300 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{0,367}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,85} \right] = 457 \text{ К.}$$

Енергетичний баланс головного двигуна

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

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

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

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

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

$Q_2^{\Gamma Д}$ – теплова потужність, яку мають відхідні гази ГД, кВт;

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

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

$\Delta Q_{\text{нп}}^{\Gamma Д}$ – 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

$$Q_{\text{пол}}^{\Gamma\Delta} = G_{\text{пол}}^{\Gamma\Delta} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 0,72 \cdot 42700 = 30771 \text{ кВт.}$$

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

$$Q_{\text{під.пол}}^{\Gamma\Delta} = G_{\text{пол}}^{\Gamma\Delta} \cdot \overline{C_{\text{р.пол}}} \cdot T_{\text{пол}} = 0,20 \cdot 457 = 610 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність повітря, яке потрапляє до наддувочного компресора ГД

$$Q_{\text{поб}}^{\Gamma\Delta} = G_{\text{поб}}^{\Gamma\Delta} \cdot \overline{C_{\text{р.поб}}} \cdot T_{\text{поб}} = 32,2 \cdot 1,0 \cdot 300 = 9661 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, яку мають відхідні гази ГД

$$Q_2^{\Gamma\Delta} = G_2^{\Gamma\Delta} \cdot \overline{C_{\text{р.2}}} \cdot T_2 = 32,9 \cdot 1,02 \cdot 533 = 17026 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що втрачається з циркуляційною прісною водою

$$\Delta Q_{\text{пв}}^{\Gamma\Delta} = q_{\text{пв}}^{\Gamma\Delta} \cdot Q_{\text{пол}}^{\Gamma\Delta} = 0,06 \cdot 30771 = 1846 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що втрачається з циркуляційним маслом

$$\Delta Q_{\text{м}}^{\Gamma\Delta} = q_{\text{м}}^{\Gamma\Delta} \cdot Q_{\text{пол}}^{\Gamma\Delta} = 0,04 \cdot 30771 = 1539 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що втрачається при охолодженні наддувочного повітря ГД

$$\Delta Q_{\text{нп}}^{\Gamma\Delta} = G_{\text{поб}}^{\Gamma\Delta} \cdot \overline{C_{\text{р.поб}}} \cdot (T'_{\text{к}} - T_{\text{к}}) = 32,2 \cdot 1,0 \cdot (457 - 320) = 4427 \text{ кВт.}$$

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

$$\Delta N_{\text{мех}}^{\Gamma\Delta} = q_{\text{осн}}^* \cdot \left(\frac{1 - \eta_{\text{мех}}}{\eta_{\text{мех}}} \right) \cdot N_e^{\Gamma\Delta} = 0,5 \cdot \left(\frac{1 - 0,95}{0,95} \right) \cdot 15600 = 411 \text{ кВт.}$$

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.

$$\Delta Q_2^{\Gamma\Delta} = 17026 - 610 - 9661 = 6756 \text{ кВт.}$$

$$30771 \text{ кВт} = 15600 + 1846 + 1539 + 4427 + 411 + 6756 \text{ кВт}$$

$$30771 \text{ кВт} \neq 30578 \text{ кВт.}$$

Абсолютна похибка при визначенні складових балансу

$$\Delta = 30771 - 30578 = 193 \text{ кВт.}$$

Відносна похибка розрахунку

$$\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{Q_{\text{пол}}^{\Gamma\Delta}} = \frac{193}{30771} = 0,006$$

Таблиця 3.13 Відносні складові балансу ГД

$N_e^{\Gamma\Delta}$	$\Delta Q_{\text{пв}}^{\Gamma\Delta}$	$\Delta Q_{\text{м}}^{\Gamma\Delta}$	$\Delta Q_{\text{нп}}^{\Gamma\Delta}$	$\Delta N_{\text{мех}}^{\Gamma\Delta}$	$\Delta Q_2^{\Gamma\Delta}$
0,507	0,06	0,05	0,144	0,013	0,220

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

3.2.6.3 Розрахунок енергетичного балансу допоміжного двигуна 5L21/31

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

$$G_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}} = \frac{g_e^{\text{ДДГ}} \cdot N_e^{\text{ДДГ}}}{3600} = \frac{0,192 \cdot 1000}{3600} = 0,0533 \text{ кг/с.}$$

Витрата повітря, яке потрапляє до ДДГ

$$G_{\text{пов}}^{\text{ДДГ}} = G_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}} \cdot L'_0 \cdot \varphi_a \cdot \alpha = 0,0533 \cdot 14,3 \cdot 1,1 \cdot 2,3 = 1,93 \text{ кг/с.}$$

Витрата відхідних газів ДДГ

$$G_z^{\text{ДДГ}} = G_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}} + G_{\text{пов}}^{\text{ДДГ}} = 0,0533 + 1,93 = 1,98 \text{ кг/с.}$$

Тиск наддубочного повітря

$$p_k = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{g_e^{\text{ДДГ}} \cdot N_e^{\text{ДДГ}} \cdot \alpha \cdot T_k}{D_c^2 \cdot S \cdot i \cdot z \cdot n_{\text{ДДГ}} \cdot \eta_H} = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,192 \cdot 1000 \cdot 2,3 \cdot 320}{0,21^2 \cdot 0,31 \cdot 5 \cdot 0,5 \cdot 900 \cdot 0,95} = 0,422 \text{ МПа.}$$

Температура наддубочного повітря після компресора

$$T'_k = T_{\text{пов}} \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_k} \right] = 300 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{0,422}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,85} \right] = 478 \text{ К.}$$

Енергетичний баланс допоміжного двигуна

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

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;

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

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

$Q_z^{\text{ДДГ}}$ – 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 наддубочного повітря, кВт;

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

Теплова потужність умовного палива при згорянні в допоміжному двигуні

$$Q_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}} = G_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}} \cdot Q_H^p = 0,0533 \cdot 42700 = 2277 \text{ кВт.}$$

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

$$Q_{\text{під.пол}}^{\text{ДДГ}} = G_{\text{пол}}^{\text{ДДГ}} \cdot \overline{C_{p \text{ пол}}} \cdot T_{\text{пол}} = 0,0533 \cdot 2,0 \cdot 472 = 45 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність повітря, яке потрапляє до наддувочного компресора допоміжного двигуна

$$Q_{\text{поб}}^{\text{ДДГ}} = G_{\text{поб}}^{\text{ДДГ}} \cdot \overline{C_{p \text{ поб}}} \cdot T_{\text{поб}} = 1,93 \cdot 1,0 \cdot 300 = 579 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, яку мають ВГ допоміжного двигуна

$$Q_2^{\text{ДДГ}} = G_2^{\text{ДДГ}} \cdot \overline{C_{p 2}} \cdot T_2 = 1,98 \cdot 1,03 \cdot 778 = 1221 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що витрачається з циркуляційною прісною водою

$$\Delta Q_{\text{пв}}^{\text{ДДГ}} = a_{\text{пв}}^{\text{ДДГ}} \cdot Q_{\text{пол}}^{\text{ДДГ}} = 0,0533 \cdot 2277 = 182 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що витрачається з циркуляційним маслом

$$\Delta Q_{\text{м}}^{\text{ДДГ}} = a_{\text{м}}^{\text{ДДГ}} \cdot Q_{\text{пол}}^{\text{ДДГ}} = 0,05 \cdot 2277 = 159 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що витрачається при охолодженні наддувочного повітря допоміжного двигуна

$$\Delta Q_{\text{нп}}^{\text{ДДГ}} = G_{\text{поб}}^{\text{ДДГ}} \cdot \overline{C_{p \text{ поб}}} \cdot (T'_k - T_k) = 1,93 \cdot 1,0 \cdot (478 - 320) = 305 \text{ кВт.}$$

Механічні втрати потужності в допоміжному двигуні

$$\Delta N_{\text{мех}}^{\text{ДДГ}} = a_{\text{осм}}^* \cdot \left(\frac{1 - \eta_{\text{мех}}}{\eta_{\text{мех}}} \right) \cdot N_e^{\text{ДДГ}} = 0,5 \cdot \left(\frac{1 - 0,95}{0,95} \right) \cdot 1000 = 26 \text{ кВт.}$$

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.

$$\Delta Q_2^{\text{ДДГ}} = 1221 - 45 - 579 = 597 \text{ кВт.}$$

$$2277 \text{ кВт} = 1000 + 182 + 159 + 305 + 26 + 597 = 2271 \text{ кВт.}$$

$$2277 \text{ кВт} \neq 2271 \text{ кВт.}$$

Абсолютна похибка при визначенні складових балансу

$$\Delta = 2277 - 2271 = 6 \text{ кВт.}$$

Відносна похибка розрахунку

$$\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{Q_{\text{пол}}^{\text{ДДГ}}} = \frac{6}{2277} = 0,003$$

Таблиця 3.14 Відносні складові балансу ДДГ

$\overline{N_e^{\text{ДДГ}}}$	$\overline{\Delta Q_{\text{пв}}^{\text{ДДГ}}}$	$\overline{\Delta Q_{\text{м}}^{\text{ДДГ}}}$	$\overline{\Delta Q_{\text{нп}}^{\text{ДДГ}}}$	$\overline{\Delta N_{\text{мех}}^{\text{ДДГ}}}$	$\overline{\Delta Q_2^{\text{ДДГ}}}$
0,439	0,08	0,07	0,134	0,012	0,262

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

3.2.6.5 Розрахунок енергетичного балансу утилізаційного котла ХС-2V

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

$$Q_s^{\text{упг}} = D_{\text{упг}} \cdot (h'' - h_{\text{жв}}) / 3600 = 2500 \cdot (2794 - 209,26) / 3600 = 1795 \text{ кВт.}$$

Ентальпію сухої насиченої пари h'' та живильної води $h_{\text{жв}}$ знаходимо за таблицями для водяної пари при тиску $p_s = 1,8 \text{ МПа}$ та $t_{\text{жв}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ (див. п. 4.2).

Теплова потужність, яку мають ВГ після УК,

$$Q_2^{\text{упг}} = G_2^{\text{ГД}} \cdot \overline{c}_{p_2} \cdot T_{\text{ух}} = 32,9 \cdot 1,02 \cdot 453 = 15201 \text{ кВт,}$$

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

Енергетичний баланс УК

$$Q_{\text{отр}}^{\text{упг}} = Q_2^{\text{ГД}} - Q_s^{\text{упг}} - Q_2^{\text{упг}} = 17026 - 1795 - 15201 = 30 \text{ кВт,}$$

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

$Q_2^{\text{ГД}}$ – теплова потужність, яку мають газу після ГД (див. п. 4.6.2).

Коефіцієнт використання теплоти в УК

$$\eta_{\text{упг}} = \frac{Q_s^{\text{упг}}}{Q_2^{\text{ГД}}} = \frac{1795}{17026} = 0,105$$

3.2.6.6 Розрахунок енергетичного балансу водопріснювальної установки

Із попередніх розрахунків (див. п. 4.6.2) відомо, що від прісної води системи охолодження ГД для отримання дистилляту в ВОУ надходить 80% від $\Delta Q_{\text{пв}}^{\text{ГД}} = 1846 \text{ кВт}$. Перепад температур гарячої прісної води та заборотної води у випарнику прийнятий 20 К , заборотна вода кипітиме при $50 \text{ }^\circ\text{C}$. За таблицями водяної пари [19] визначаємо ентальпії сухої насиченої пари та морської води, з якої утворюється дистиллят:

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

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

$$Q_{\text{воу}} = \frac{D_{\text{воу}} \cdot 10^3}{24 \cdot 3600} \cdot (h'' - h'_{\text{зв}}) = \frac{40 \cdot 10^3}{24 \cdot 3600} \cdot (2591,8 - 209,26) = 1100 \text{ кВт.}$$

Отже, коефіцієнт використання теплоти в ВОУ

$$\eta_{\text{воу}} = \frac{Q_{\text{воу}}}{\Delta Q_{\text{пв}}^{\text{ГД}}} = \frac{1100}{1846 \cdot 0,8} = 0,75$$

3.2.6.7 Розрахунок енергетичного балансу допоміжного котла Aalborg OL-35

Теплова потужність, що виділилась при спалюванні палива в ДК,

$$Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}} = \frac{0,08 \cdot D_s^{\text{ДК}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{б}}}{3600} = \frac{0,08 \cdot 35000 \cdot 39000}{3600} = 30333 \text{ кВт.}$$

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

$D_s^{\text{ДК}} = 35000 \text{ кг/годину}$ – продуктивність по насиченій парі (див. п. 4.3);

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 05	Аркуш
						88
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$Q_n^0 = 39000 \text{ кДж/кг}$ – нижча теплота згоряння ВВП.

Теплова потужність пари, яка виробляється в ДК,

$$\Delta Q_{\text{пар}}^{\text{ДК}} = \frac{D_S^{\text{ДК}} \cdot (h'' - h_{\text{жв}})}{3600} = \frac{35000 \cdot (2794 - 209,26)}{3600} = 25132 \text{ кВт},$$

де $h'' = 2794 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія насиченої пари ($p_S = 1,8 \text{ МПа}$, $t_S = 207,11^\circ\text{C}$), що генерується в котлі [19, табл. II];

$h_{\text{жв}} = 209,26 \text{ кДж/кг}$ [19, табл. I] – ентальпія живильної води ($t_{\text{жв}} = 60^\circ\text{C}$).

Витрата палива ДК для вироблення пари

$$G_{\text{пал}}^{\text{ДК}} = \frac{0,08 \cdot D_S^{\text{ДК}}}{3600} = \frac{0,08 \cdot 35000}{3600} = 0,778 \text{ кг/с}.$$

Кількість повітря для згоряння палива в ДК

$$G_{\text{поб}}^{\text{ДК}} = G_{\text{пал}}^{\text{ДК}} \cdot L'_0 \cdot \alpha = 0,667 \cdot 12,6 \cdot 1,1 = 10,78 \text{ кг/с}.$$

Кількість відхідних газів ДК

$$G_z^{\text{ДК}} = G_{\text{пал}}^{\text{ДК}} + G_{\text{поб}}^{\text{ДК}} = 10,78 + 0,778 = 11,56 \text{ кг/с}.$$

Теплова потужність відхідних газів ДК

$$Q_z^{\text{ДК}} = G_z^{\text{ДК}} \cdot \overline{C_{p,z}} \cdot T_{\text{ух}}^{\text{ДК}} = 11,56 \cdot 1,03 \cdot 453 = 5393 \text{ кВт},$$

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

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

$$Q_{\text{під пал}}^{\text{ДК}} = G_{\text{пал}}^{\text{ДК}} \cdot \overline{C_{p, \text{пал}}} \cdot T_{\text{пал}} = 0,778 \cdot 2,0 \cdot 423 = 658 \text{ кВт},$$

Теплова потужність повітря, яке подається до форсунки,

$$Q_{\text{поб}}^{\text{ДК}} = G_{\text{поб}}^{\text{ДК}} \cdot \overline{C_{p, \text{поб}}} \cdot T_{\text{поб}} = 10,78 \cdot 1,0 \cdot 300 = 3234 \text{ кВт}.$$

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 довідкіля, кВт.

$$Q_{\text{втр}}^{\text{ДК}} = Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}} + Q_{\text{під пал}}^{\text{ДК}} + Q_{\text{поб}}^{\text{ДК}} - \Delta Q_{\text{пар}}^{\text{ДК}} - Q_z^{\text{ДК}} = 30333 + 658 + 3234 - 25132 - 5393 = 3700 \text{ кВт}.$$

Коефіцієнт використання теплоти в ДК

$$\eta_{\text{ДК}} = \frac{\Delta Q_{\text{пар}}^{\text{ДК}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = \frac{21325}{26000} = 0,82$$

3.2.6.8 Розрахунок перетворення механічної потужності головного двигуна в механічну потужність упора гвинта

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

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

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

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 05	Аркуш
						89
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Q_D – витрата механічної потужності на рушії, кВт.

Теплова потужність, що втрачається в підшипниках валопроводу,

$$Q_{\text{тв}} = N_e^{\text{ГД}} \cdot (1 - \eta_{\text{вп}}) = 15600 \cdot (1 - 0,98) = 312 \text{ кВт},$$

де $\eta_{\text{вп}} = 0,98$ – ККД валопроводу.

До рушія підводиться потужність

$$N_{\text{вп}} = N_e - Q_{\text{тв}} = 15600 - 312 = 15288 \text{ кВт}.$$

Втрати енергії на рушії Q_D визначаються величиною пропульсивного коефіцієнта η_D . При $\eta_D = 0,65$ (див. табл. 2.5) вони становлять

$$Q_D = (1 - \eta_D) \cdot N_{\text{вп}} = (1 - 0,65) \cdot 15288 = 5350 \text{ кВт}.$$

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

$$N_R = N_{\text{вп}} - Q_D = 15288 - 5350 = 9938 \text{ кВт}.$$

Інакше можна записати

$$N_R = N_e^{\text{ГД}} \cdot \eta_{\text{вп}} \cdot \eta_D = 15600 \cdot 0,98 \cdot 0,65 = 9938 \text{ кВт}.$$

3.2.6.9 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 рушії, де існують втрати механічної енергії, що переходять в теплову, $Q_{\text{тв}}$ та Q_D .

ККД пропульсивного комплексу визначимо за виразом

$$\eta_e^{\text{ПК}} = \frac{N_R}{Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}}} = \frac{9938}{30771} = 0,323$$

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

$$(\eta_{\text{вт}}^{\text{СЕУ}})_{\text{хр}} = \frac{N_R + N_{\text{ел}} + Q_S^{\text{УПГ}} + Q_{\text{воу}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}}} = \frac{9938 + 950 + 1100 + 1795}{30771 + 2277} = 0,417$$

ККД СЕУ на ходовому режимі

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 05	Аркуш
						90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$(\eta_e^{CEY})_{xp} = \frac{N_p + N_{el}}{Q_{пол}^{ГД} + Q_{пол}^{ДДГ}} = \frac{9938 + 950}{30771 + 2277} = 0,33$$

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

$$(\eta_{BT}^{CEY})_{ст.з.ВЗ} = \frac{2 \times (N_{el} + \Delta Q_{пар}^{ДК})}{2 \times (Q_{пол}^{ДДГ} + Q_{пол}^{ДК})} = \frac{2 \times (950 + 25132)}{2 \times (2277 + 30333)} = 0,8$$

3.3 Визначення основних параметрів систем СЕУ. Розробка, розрахунок і комплектація паливної системи

3.3.1 Система паливна

3.3.1.1 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 будь-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 трубопровід 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 трубопровід забезпечує:

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

3.3.1.2 Вимоги Регістра до системи

До паливної системи Регістр висуває наступні вимоги [12]

- зміювки 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 вищезадану, за наступних умов:
 - довжина повітряних труб цих цистерн або застосування охолоджуючих пристроїв;
 - дозволить понизити температуру парів, що виходять, до рівня принаймні на 15 °С нижче за температуру спалаху;
- на повітряних трубах будуть застосовані чутливі елементи, що подають попереджувальний сигнал при перевищенні граничної температури, встановленої на 15 °С 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 кофердів;
- 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 боронок;
- цистерни, насоси, фільтри та інше устаткування в місцях можливого витoku 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 із дистанційним закриттям, виведеним у 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 ГД 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;

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 05	Аркуш
						92
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 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.

3.3.13 Розрахунок основних елементів системи

Розрахунок основних елементів системи проводиться відповідно до рекомендації [20; 21].

3.3.14 Устаткування паливної системи

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.

Приймаємо до установки двох сепараторів високов'язкого палива 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.

3.3.2 Система масляна

3.3.2.1 Призначення і склад системи

Масляна система складається з:

- 1) трубопроводу 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 берег;
 - подачі масла з цистерни запасу в циркуляційну цистерну ГД;
 - подачі масла в маслодаки ДДГ.
- 2) трубопроводу 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) трубопроводу збирання протікань масла.

3.3.2.2 Вимоги Правил Регістру, що висуваються до системи

До системи змащення Регістр висуває наступні вимоги [12]:

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 05	Аркуш
						93
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 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 більш двигунів не повинні з'єднуватися між собою;

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 05	Аркуш
						94
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Зм.					
Ар.					
Кп.					
№ документа					
Підпис					
Дата					
ВМР. 135. 62203м. 13. 11 ПЗ 05					
Архив					

Таблиця 3.15 Розрахунок паливної системи

№	Найменування величини, одиниця виміру	Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Числове значення
1	Коефіцієнт морського запасу	K_M	[21; 22]	1,2
2	Питома витрата умовного палива ГД, кг/(кВт·годину)	$g_e^{ГД}$	дуб. табл. 2.5	0,1662
3	Питома витрата ВВП ГД, кг/(кВт·годину)	$g_e^{ГД}$	$(42700/39000) \cdot g_e^{ГД}$	0,1820
4	Специфікаційна потужність ГД, кВт	$N_e^{ГД}$	дуб. табл. 2.4	15600
5	Дальність плавання, милі	L	дуб. п. 1.3	2500
6	Специфікаційна швидкість ходу, вуз.	v_s	дуб. п. 2.14	14,5
7	Час ходового режиму, годин	τ_x	$\tau_x = \frac{L}{v_s}$	172,41
8	Питома витрата умовного палива ДДГ, кг/(кВт·годину)	$g_e^{ДДГ}$	дуб. табл. 3.2	0,194
9	Питома витрата висов'язкого палива ДДГ, кг/(кВт·годину)	$g_e^{ДДГ}$	$(42700/39000) \cdot g_e^{ДДГ}$	0,2124
10	Потужність ДДГ на стоянці без вантажних операцій, кВт	M	дуб. п. 3.1	276,1
11	Потужність ДДГ на стоянці з вантажними операціями, кВт	N_2	дуб. п. 3.1	728,8
12	Час стоянок без вантажних операцій, годин	τ_2	[21; 22]	30
13	Час стоянок з вантажними операціями, годин	τ_2	[21; 22]	72

Зм.					
Ар.					
Кп.					
№ документа					
Підпис					
Дата					
ВМР. 135. 62203м. 13. 11 ПЗ 05					
					Архив

Таблиця 3.15 Розрахунок паливної системи

№	Найменування величини, одиниця виміру	Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Число значення
14	Витрата пари ДК на стоянці, кг/годину	D_{DK}	див. п. 3.2	35000
15	Ентальпія виробленої пари, кДж/кг	h_h	див. п. 4.3	2777
№	Найменування величини, одиниця виміру	Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Число значення
16	Ентальпія живильної води, кДж/кг	$h_{жв}$	див. п. 4.3	209,26
17	ККД ДК	η_{DK}	див. п. 4.4	0,850
18	Теплота згоряння палива ДК, кДж/кг	Q_{H^P}	[12]	39000
19	Необхідний на рейс запас ВВП, т	$G_{ВВП}$	$G_{ВВП} = k_n \left[g_e^{гд} N_e^{гд} \tau_x + g_e^{ддг} \sum N_i \tau_i + \frac{j_n - j_{жв}}{\eta_{DK} Q_{H^P}} \sum D_i \tau_i \right] 10^{-3}$	934,633
20	Необхідний на рейс запас МВП, т	$G_{МВП}$	$G_{МВП} = 0.15 G_{ВВП}$	140,195
21	Коефіцієнт захранення цистерн елементами набору	K_1	[21; 22]	1,02
22	Коефіцієнт "мертвого" об'єму цистерни	K_2	[21; 22]	1,05
23	Густина ВВП, т/м³	$\rho_{ВВП}$	[12]	0,991
24	Місткість цистерн запасу ВВП, м³	$V_{ВВП}$	$V_{ВВП} = K_1 K_2 \frac{G_{ВВП}}{\rho_{ВВП}}$	1010,083
25	Густина МВП, т/м³	$\rho_{МВП}$	[12]	0,85
26	Місткість цистерн запасу МВП, т	$V_{МВП}$	$V_{МВП} = K_1 K_2 \frac{G_{МВП}}{\rho_{МВП}}$	176,646
27	Час, що відводиться для прийому палива, годин	τ	[21; 22]	10

Зм.					
Ар.					
Кп.					
№ документа					
Підпис					
Дата					
ВМР. 135. 62203м. 13. 11 ПЗ 05					
					Архив

Таблиця 3.15 Розрахунок паливної системи

№	Найменування величини, одиниця виміру	Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Числове значення
28	Припустима швидкість палива в прийомному трубопроводі, м/с	V	[21; 22]	8
29	Сумарний перетин прийомних трубопроводів ВВП, м ²	$F_{\text{пр}}^{\text{ВВП}}$	$F_{\text{пр}}^{\text{ВВП}} = \frac{V_{\text{ВВП}}}{3600 \cdot \tau \cdot V}$	0,004
№	Найменування величини, одиниця виміру	Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Числове значення
30	Місткість цистерни добового запасу палива ГД, м ³	$V_{\text{доб}}^{\text{ГД}}$	$V_{\text{доб}}^{\text{ГД}} = \frac{24 \cdot g_e^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}}}{1000 \cdot \rho_{\text{ВВП}}}$	68,747
31	Час перекачування палива, годин	τ_n	[21; 22]	1,5
32	Подача паливоперекачувального насосу ВВП, м ³ /годину	$W_{\text{пн}}^{\text{ВВП}}$	$W_{\text{пн}}^{\text{ВВП}} = \frac{V_{\text{доб}}^{\text{ГД}}}{\tau_n}$	45,832
33	Подача паливоперекачувального насосу МВП, м ³ /годину	$W_{\text{пн}}^{\text{МВП}}$	$W_{\text{пн}}^{\text{МВП}} = 0,15 \cdot W_{\text{пн}}^{\text{ВВП}}$	6,875
34	Напір паливоперекачувального насосу ВВП, МПа	$H_{\text{пн}}^{\text{ВВП}}$	Прийнято для обраного насосу	0,400
35	ККД паливоперекачувального насосу ВВП	$\eta_{\text{пн}}^{\text{ВВП}}$	Прийнято для обраного насосу	0,750
36	Потужність, споживана паливоперекачувальним насосом ВВП, кВт	$P_{\text{пн}}^{\text{ВВП}}$	$P_{\text{пн}}^{\text{ВВП}} = \frac{1000 \cdot W_{\text{пн}}^{\text{ВВП}} \cdot H_{\text{пн}}^{\text{ВВП}}}{3600 \cdot \eta_{\text{пн}}^{\text{ВВП}}}$	6,790
37	Напір паливоперекачувального насосу МВП, МПа	$H_{\text{пн}}^{\text{МВП}}$	Прийнято для обраного насосу	0,400

Зм.		
Ар. К.		
№ документа		
Підпис		
Дата		
ВМР. 135. 62203м. 13. 11 ПЗ 05		
Архив		

Таблиця 3.15 Розрахунок паливної системи

№	Найменування величини, одиниця виміру	Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Числове значення
38	ККД паливоперекачувального насосу МВП	$\eta_{\text{ппн}}^{\text{МВП}}$	Прийнято для обраного насосу	0,750
39	Потужність, споживана паливоперекачувальним насосом МВП, кВт	$P_{\text{ппн}}^{\text{МВП}}$	$P_{\text{ппн}}^{\text{МВП}} = \frac{1000 \cdot W_{\text{ппн}}^{\text{МВП}} \cdot H_{\text{ппн}}^{\text{МВП}}}{3600 \cdot \eta_{\text{ппн}}^{\text{МВП}}}$	1,018
40	Час переливу в переливну цистерну, хв.	$\tau_{\text{пер}}$	[21; 22]	10
41	Місткість переливної цистерни, м³	$V_{\text{пер}}$	$V_{\text{пер}} = \frac{W_{\text{ппн}}^{\text{ВВП}} \cdot \tau_{\text{пер}}}{60}$	7,639
№	Найменування величини, одиниця виміру	Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Числове значення
42	Час роботи самоочисного сепаратора в добу, годин/добу	$\tau_{\text{сен}}$	[21; 22]	18
43	Кількість одночасно працюючих сепараторів	n	[21; 22]	2
44	Необхідна пропускна здатність сепаратора ВВП, м³/годину	$W_{\text{сен}}$	$W_{\text{сен}} = \frac{V_{\text{доб}}^{\text{ГД}}}{\tau_{\text{сен}} \cdot n}$	1,910
45	Теплоємність ВВП, кДж/(кг·К)	$C_{\text{ВВП}}$	[11]	1,9
46	Коефіцієнт теплопередачі від пари до палива, кДж/(м²·годину)	k	[21; 22]	500
47	Коефіцієнт забруднення теплопередаючої поверхні	k_3	[21; 22]	0,7
48	Температура зберігання палива, °С	t_1	[21; 22]	40

Зм.		
Ар. К.		
№ документа		
Підпис		
Дата		
ВМР. 135. 62203м. 13. 11 ПЗ 05		
Архив		

Таблиця 3.15 Розрахунок паливної системи

№	Найменування величини, одиниця виміру	Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Число значення
49	Температура палива на вході в сепаратор, °C	t_2	[21; 22]	110
50	Температура зріючої пари, °C	t_s	[21; 22]	170
51	Середній температурний напір між паром і паливом, °C	Δt_{cen}	$\Delta t_{cen} = t_s - \frac{t_1 + t_2}{2}$	95,00
52	Необхідна теплообмінна поверхня підігрівача ВВП сепаратора, м²	F_{nc}	$F_{nc} = \frac{1000 \cdot W_{cen} \cdot C_m \cdot (t_2 - t_1) \cdot \rho_{ВВП}}{K \cdot K_3 \cdot \Delta t_{cen}}$	7,570
53	Вміст механічних домішок у паливі, %	K_5	[21; 22]	0,15
54	Об'єм друдю, що видаляється при промиванні сепаратора, м³	V_5	$V_5 = \frac{V_{ВВП} \cdot K_5}{100}$	1,515
№	Найменування величини, одиниця виміру	Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Число значення
55	Витрата води на одне промивання і керування сепаратором, м³	m_6	[21; 22]	0,01
56	Місткість шламової камери сепаратора, м³	$V_{шк}$	[21; 22]	0,008
57	Об'єм води, що йде на промивання сепаратора, м³	V_6	$V_6 = \frac{V_5 \cdot m_6}{100}$	1,894
58	Місткість шламової цистерни, м³	$V_{шл}$	$V_{шл} = K_1 \cdot K_2 \cdot (V_5 + V_6)$	3,651
59	Коефіцієнт запасу подачі	$K_{зп}$	[21; 22]	4

Таблиця 3.15 Розрахунок паливної системи

№	Найменування величини, одиниця виміру	Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Числове значення
60	Подача паливопідкачуючого насосу, м³/годину	$W_{ппн}$	$W_{ппн} = \frac{K_{эл} \cdot g_e^{гд} \cdot N_e^{гд}}{1000 \cdot \rho_{ввп}}$	11,458
61	Напір паливопідкачуючого насосу, МПа	$H_{ппн}$	Прийнято для обраного насосу	1
62	ККД паливопідкачуючого насосу	$\eta_{ппн}$	Прийнято для обраного насосу	0,8
63	Потужність, споживана паливопідкачуючим насосом, кВт	$P_{ппн}$	$P_{ппн} = \frac{1000 \cdot W_{ппн} \cdot H_{ппн} \cdot \rho_{ввп}}{3600 \cdot \eta_{ппн}}$	3,943
64	Подача циркуляційного насосу, м³/годину	$W_{цн}$		40,103
65	Опір контуру циркуляції, МПа	$H_{цн}$	Прийнято для обраного насосу	0,03
66	ККД циркуляційного насосу	$\eta_{цн}$	Прийнято для обраного насосу	0,75
67	Потужність, споживана циркуляційним насосом, кВт	$P_{цн}$	$P_{цн} = \frac{1000 \cdot W_{цн} \cdot H_{цн}}{3600 \cdot \eta_{цн}}$	0,442
68	Коефіцієнт живого перетину ФГО	$K_{жп}$	[21; 22]	0,2
№	Найменування величини, одиниця виміру	Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Числове значення
69	Припустима швидкість фільтрації, м/с	V_{ϕ}	[21; 22]	0,03
70	Площа поверхні фільтруючих елементів ФГО, м²	$F_{фго}$	$F_{фго} = \frac{W_{ппн}}{3600 \cdot K_{жп} \cdot V_{\phi}}$	0,530
71	Температура палива на вході в кінцевий підігрівач ВВП, °С	t_3	[21; 22]	65

Зм.					
Ар.					
Кп.					
№ документа					
Підпис					
Дата					
ВМР. 135. 62203м. 13. 11 ПЗ 05					
					Архив

Таблиця 3.15 Розрахунок паливної системи

№	Найменування величини, одиниця виміру	Позначення	Розрахункова залежність або джерело	Число значення
72	Температура палива, що надходить у двигун, °C	t_4	[21; 22]	165
73	Середній температурний напір між паром і паливом, °C	$\Delta t_{пп}$	$\Delta t_{пп} = t_s - \frac{t_3 + t_4}{2}$	55,000
74	Необхідна теплообмінна поверхня кінцевого підігрівача ВВП, м²	$F_{кп}$	$F_{кп} = \frac{1000 \cdot W_{ппн} \cdot c_p \cdot (t_4 - t_3) \cdot \rho_{ввп}}{k \cdot k_3 \cdot \Delta t_{пп}}$	112,073
75	Число вахт, що забезпечуються витратними цистернами	z	[21; 22]	3
76	Місткість витратної цистерни ГД, м³	$V_{вид}^{ГД}$	$V_{вид}^{ГД} = z \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot \frac{4 \cdot g_e^{ГД} \cdot N_e^{ГД}}{1000 \cdot \rho_{ввп}}$	36,814
77	Місткість витратної цистерни ДДГ, м³	$V_{вид}^{ДДГ}$	$V_{вид}^{ДДГ} = z \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot \frac{4 \cdot g_e^{ДДГ} \cdot \sum N_i}{1000 \cdot \rho_{ввп}}$	2,768

– у системі циркуляційного масла повинна бути передбачене ефективне очищення масла, при цьому повинні бути встановлені:

- а) на всмоктуючому трубопроводі насоса збудчастих передач, як правило, магнітний фільтр;
- б) на всмоктуючому трубопроводі насоса – один фільтр згубоного 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 контрольними вимірювальними приладами;

– манометр, що показує тиск масла за маслоохолоджувачем, повинен бути винесений на пост керування.

3.3.2.3 Устаткування масляної системи

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 шламy ЗВН5/5 подачею 5 м³/годину і тиском 0,5 МПа.

3.3.3 Система охолодження

3.3.3.1 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.

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 05	Аркуш
						102
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 наддубочного повітря.

3.3.3.2 Вимоги Регістра до системи

До системи охолодження Регістр висуває наступні вимоги [12]:

- 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 забортної 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 забортної води. У з'єднанні системі охолодження головних і допоміжних двигунів резервні насоси для охолодження допоміжних двигунів не потрібні;
- для дизель-генераторів, що знаходяться в постійній готовності (гарячому резерві), при необхідності повинне передбачатися постійне прокачування їх гарячою водою;
- як резервні охолоджуючі насоси можуть застосовуватися баластні, осушні або інші насоси загальносуднового призначення, що використовуються тільки для чистої води.

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 05	Аркуш
						103
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Застосування для цієї мети пожежних насосів допускається за умови виконання вимог "Протипожежного 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 МВ і сполученими між собою. На вантажних суднах 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 застіїх зон;

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

3.3.3.3 Устаткування системи охолодження

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 заборотної води ГД марки НЦВ 250/30 з подачею 250 м³/годину при напорі 30 м. вод. ст. у кількості 2 штук;

- насос заборотної води ДДГ марки НЦВ 25/20 з подачею 25 м³/годину при напорі 20 м.вод. ст. у кількості 2 штук;

- фільтр заборотної води сітчастого типу з поверхнею фільтрації 2 м² у кількості 4 штук.

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 05	Аркуш
						104
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3.4 Система пускового повітря

3.3.4.1 Призначення і склад системи

Системи стиснутого повітря застосовуються на суднах з 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, блоки осушення, трубопроводи зі штуцерними з'єднаннями, редукційні клапани та інша арматура, контрольно-вимірювальні 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 габаритів, воно може досягати 7,0...8,0 МПа.

3.3.4.2 Вимоги Регістра 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 повітрязберігачах або в двох групах повітрязберігачів, встановлених так, щоб користування ними могло бути незалежним; при цьому в одному з цих двох повітрязберігачів або в кожній групі повітрязберігачів повинен зберігатися запас стиснутого повітря в кількості не менше половини від того, що вимагається.

Запас стиснутого повітря у всіх повітрязберігачах, 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 менше ніж три пуски кожного двигуна. При цьому повинна забезпечуватися також робота систем керування двигунами.

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

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 реверсивних двигунах, і кризоломів 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 з 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 виходу, установка такого клапана необов'язкова.

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 05	Аркуш
						106
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 повітрозберігачами повинні бути передбачені пристрої для видалення води і масла, якщо вони відсутні на самих компресорах. Якщо від запобіжних клапанів і легкоплавких пробок, встановлених на повітрозберігачах, 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.

3.3.4.3 Устаткування системи пускового повітря

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

3.3.5 Система газовідведення

3.3.5.1 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 відхідних газів на судні встановлено комбінований котел Mission ХС 3.5 фірми "Aalborg", який одночасно є і іскрозасником. Газопровід виготовлено зі спеціальних сталевих труб з приварними або вільними фланцями.

3.3.5.2 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 утилізаційних і комбінованих котлах, які за своєю конструкцією не можуть передувати без води при обігріві їх відхідними газами, повинні передбачатися одвідні трубопроводи з перепускними заслінками, що відключають котли від відхідних газів.

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

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 05	Аркуш
						107
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

Глушники й іскрогасники мають дуги розташовані таким чином, щоб забезпечувати можливість їх очищення. Із цією метою вони мають обладнуватися лючками, спускними кранами або пробками.

При встановленні УПГ і іскрогасників мокрого типу повинні передбачатися пристрої, що запобігають можливості попадання води у двигун. Спускні труби цих пристроїв мають направлятися у льяли МВ і мати гідрозатвори [12].

3.3.5.3 Розрахунок основних елементів системи

Діаметр газовідвідної труби від ГД

$$d_2^{ГД} = 3,18 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{\frac{g_e^{ГД} \cdot N_e^{ГД} \cdot (\alpha_{\Sigma} \cdot L_0' + 1) \cdot T_2}{\rho_2 \cdot v_2}} = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{0,182 \cdot 15600 \cdot (3,2 \cdot 13,5 + 1) \cdot 509}{0,105 \cdot 50}} = 1,1 \text{ м}$$

де $g_e^{ГД} = 0,182 \text{ кг/(кВт·годину)}$ – питома ефективна витрата ВВП у ГД;

$N_e^{ГД} = 15600 \text{ кВт}$ – розрахункова (специфікаційна) потужність ГД;

$\alpha_{\Sigma} = 3,2$ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря для ГД ;

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

$T_2 = 509 \text{ К}$ – температура відхідних газів перед УСКК ;

$\rho_2 = 0,105 \text{ МПа}$ – тиск газів у газоході;

$v_2 = 50 \text{ м/с}$ – швидкість газу в газоході.

Діаметр газовідвідних труб від ДДГ

$$d_2^{ДДГ} = 3,18 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{\frac{g_e^{ДДГ} \cdot N_e^{ДДГ} \cdot (\alpha_{\Sigma} \cdot L_0' + 1) \cdot T_2}{\rho_2 \cdot v_2}} = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{0,212 \cdot 1000 \cdot (2,53 \cdot 13,5 + 1) \cdot 603}{0,105 \cdot 50}} = 0,425 \text{ м}$$

$$g_e^{ДДГ} = g_e^{ГД} \cdot \frac{42700}{39000} = 0,194 \cdot \frac{42700}{39000} = 0,212 \text{ кг/(кВт·годину);}$$

$N_e^{ДДГ} = 2310 \text{ кВт}$ – потужність допоміжного двигуна;

$\alpha_{\Sigma} = 2,53$ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря для ДДГ;

$T_2 = 603 \text{ К}$ – температура відхідних газів ДДГ;

Діаметр газовідвідних труб від ДК, м,

$$d_2^{ДК} = 1,128 \sqrt{F_{ДК}} = 1,128 \sqrt{\frac{13,5 \cdot \alpha \cdot G_{ДК}}{\rho \cdot v_{ДК}}} = 1,128 \sqrt{\frac{13,5 \cdot 1,1 \cdot 0,0281}{0,808 \cdot 25}} = 0,162 \text{ м,}$$

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

$G_{\text{пал}}^{ДК} = 0,0281 \text{ кг/с}$ – витрата палива у ДК;

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

ρ – густина відхідних газів, кг/м^3 ,

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

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

$T_{\text{ух}}^{ДК} = 453 \text{ К}$ – температура газів на виході з ТСКК

На газоходах ДДГ встановлюються глушители-іскрогасники. На газоході ГД іскрогасник непотрібний, оскільки комбінований котел має вбудований іскрогасник. На газоходах застосовані сальникові компенсатори.

Висновки з розділу

На основі виконаних розрахунків для установки на судні приймаються наступні елементи (табл. 4.10):

Висновок з розділу

Перш за все в розділі було визначено тип передачі, в нашому випадку пряма передача на ГФК. Було обрано головний двигун 6G60ME-C9, котрий задовольняє потреби судна в механічній енергії та підходить по масогабаритним параметрам (табл. 3.8). 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:

Таблиця 3.16 Порівняльні параметри

Параметр	Базове судно	Модернізоване
Головний двигун	7S60ME-C Mk8	6G60ME-C9
Номінальна потужність, кВт	16660	16080
Специфікаційна потужність, кВт	14972	15600
Експлуатаційна потужність, кВт	11567	14040
Швидкість ходу, вуз: специфікаційна експлуатаційна	14,7	15,0
	14,5	14,7
Діаметр звинта	6,1	6,15
Марка звинта	B4-55	B4-55
Питома експлуатаційна витрата палива, г/(кВт·годину)	немає даних	166,3

Таблиця 3.17 Загальна характеристика енергоустановки

Найменування	Тип	Кількість	Потужність генератора	Продуктивність
Допоміжні дизель-генератори	MAN 5L21/31	3	1000 кВт	–
	VOLVO Penta D9–	1	248 кВт	–
Аварійний дизель-генератор	MH	2	–	35 000 кг/год
	MISSION OL-35	1	–	2,5 т/год
Допоміжний котел	Aalborg XC-2V	1	–	40 т/год
Утилізаційний котел	DPU36-C100			
Опріснювальна установка				

У даному розділі дипломного проекту у зв'язку із зміною складу СЕУ були переглянуті з урахуванням вимог Правил Російського морського реєстру судноплавства основні системи, які обслуговують СЕУ: паливна, масляна, охолоджувальна, стиснутого повітря і система газовідведення, прийняте нове устаткування. Зроблений детальний розрахунок паливної системи СЕУ.

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 05	Аркуш
						110
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 Розробка питань технічної експлуатації СЕУ та безпечного несення машинної вахти

4.1 Розробка заходів із безпеки мореплавства та боротьби з тероризмом і піратством

4.1.1 Вимоги міжнародних організацій безпеки мореплавства

Проблема забезпечення безпеки мореплавства є однією з найважливіших, тому що від її успішного рішення залежать безпека екіпажів і пасажирів, збереженість суден, перевезених вантажів, устаткування портів, водних шляхів і об'єктів навколишнього природного середовища. Співробітництво держав і діяльність їх національних органів, спрямована на вирішення проблеми охорони людського життя і майна на морі, знайшли своє вираження в розробці чотирьох основних груп документів: технічних стандартів, яким повинні задовольняти сучасні морські судна й інші плаваючі об'єкти; місцевих і міжнародних правил, що регулюють безпечне плавання суден; правових і технічних норм, що дозволяють щонайкраще організувати пошук і порятунок людей і майна на морі; техніко-правових умов і заходів щодо запобігання забруднення морського середовища і зменшення небезпечних наслідків аварійних розливів нафти й інших шкідливих речовин. Інакше кажучи, діяльність держав у зазначеній сфері являє собою сукупність заходів технічного, адміністративно-технічного й адміністративного характеру. Функції за спостереженням і контролем за безпекою мореплавства здійснюються під егідою ряду міжнародних організацій, серед яких можна відзначити Міжнародну Морську Організацію (IMO), Міжнародну організацію праці (МОТ), Продовольчу і сільськогосподарську організацію ООН (FAO), Міжнародне агентство з атомної енергії (МАГАТЕ), Конференцію ООН з охорони довкілля (ЮНЕП), Всесвітню організацію охорони здоров'я (ВІЗ). Для надання їм допомоги у вирішенні відповідних проблем залучаються неурядові організації: Міжнародна палата судноплавства (IICS), Міжнародна федерація судновласників (ISF), Міжнародна організація зі стандартизації (ISO), Міжнародна торгівельна палата (ICC), Балтійська і Міжнародна морська рада (BIMCO), Міжнародна асоціація класифікаційних товариств (IACS), Міжнародна федерація асоціацій капітанів (IFSMA) тощо.

РОЗДІЛ VI Кодексу STCW 1995 р.

ВИМОГИ ВІДНОСНО ФУНКЦІЙ, ПОВ'ЯЗАНИХ З АВАРІЙНИМИ СИТУАЦІЯМИ, ОХОРОНОЮ ПРАЦІ, МЕДИЧНИМ ДОГЛЯДОМ І ВИЖИВАННЯМ [33]

Розділ А-VI/1 Обов'язкові мінімальні вимоги щодо ознайомлення і початкової підготовки з питань безпеки та інструктажу для всіх моряків

1 Ознайомлювальна підготовка

Всі особи, що не є пасажиром, до призначення на судно для виконання службових обов'язків або робіт, повинні пройти схвалені курси ознайомлювальної підготовки відносно способів особистого виживання або отримати достатню інформацію та інструктаж, зважаючи на керівництво, приведене в частині В, з тим щоб вони:

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ ОЗ			
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент	Перезищенко В.І.				Модернізація головної пропульсивної установки. Експлуатаційні показники й оцінка роботи головної	Лит.	Аркуш	Аркушів
Консульт.	Свиридов В.І.							
Керівник	Пирисунько М.А.					ХФ НУК		
Н. Контр.	Андреев А.А.							
Зав.кафед.	Андреев А.А.							

1. могли спілкуватися з іншими людьми на судні з основних питань безпеки і розуміти інформацію по безпеці, представлену у вигляді символів, знаків і сигналів аварійно-попереджувальної сигналізації;

2. знали дії у випадку:

2.1. падіння людини за борт;

2.2. виявлення пожежі або диму; або;

2.3. подачі сигналу про пожежу або залишення судна;

3. могли визначити місця збору і посадки і шляхи евакуації;

4. знали місцезнаходження і вміли використовувати рятувальний жилет;

5. вміли піднімати тривогу і мали основні знання про використання переносних вогнегасників;

6. могли робити негайні дії при нещасному випадку або в інших обставинах, що вимагають медичного втручання, перш ніж звертатися по подальшу медичну допомогу, що є на судні;

7. могли закривати і відкривати водонепроникні, протипожежні двері, встановлені на конкретному судні, крім тих, що призначені для закриття отворів у корпусі судна.

Початкова підготовка

Моряки, прийняті на роботу на будь-яку посаду на судні як члени суднового екіпажу з наявними обов'язками по безпеці судноплавства або запобіганню забрудненню в ході експлуатації судна, до призначення їм яких-небудь обов'язків на судні, повинні:

1. отримати відповідну схвалену початкову підготовку або інструктаж зі:

1.1. способів особистого виживання як викладено в табл. А-VI/1-1;

1.2. протипожежної безпеки і доротьді з пожежею як викладено в табл. А-VI/1-2;

1.3. надання першої медичної допомоги як викладено в табл. А-VI/1-3;

1.4. особистої безпеки і громадських обов'язків як викладено в табл. А-VI/1-4;

2. представити доказ досягнення необхідного стандарту компетентності для виконання завдань, обов'язків і відповідальності, перерахованих у колонці 1 табл. А-VI/1-1, А-VI/1-2, А-VI/1-3 і А-VI/1-4, протягом п'яти попередніх років шляхом:

2.1. демонстрації компетентності відповідно до методів і критеріїв для оцінки компетентності, вказаних в колонках 3 і 4 вищезгаданих таблиць;

2.2. іспиту або систематичної оцінки в ході підготовки за схваленою програмою, що охоплює питання, перераховані в колонці 2 вищезгаданих таблиць.

3. Адміністрація може відносно суден, що не є пасажирськими суднами валовою місткістю більше 500 т, зайнятих в міжнародних рейсах, і танкерами, якщо вона визнає, що розмір судна і тривалість або характер їх рейсів такі, що застосування повною мірою вимог даного розділу є недоцільним або практично неможливим, звільнити певною мірою моряків такого судна або класу суден від деяких вимог, зважаючи на безпеку людей на судні, судна і майна, а також захист морського навколишнього середовища.

4.1.2 Боротьба з тероризмом і піратством

Ось уже кілька десятиків років, як боротьба з тероризмом є однією із серйозних і поки, на жаль, недозовлених проблем міжнародного співтовариства. Основою того, що ми маємо зараз у сфері тероризму, можуть служити факти хоча б останніх ста років і особливо факти терору стосовно перших осід найбільших держав. Якщо слідувати хронології цих фактів, то в короткому викладі ця хронологія виглядає так:

Друга половина XIX сторіччя рясніє терористичними актами проти перших осід держав. Особливо відзначається в цьому плані діяльність терористичної організації в Росії "Народна воля". На її рахунку кількаразові замаху, що закінчувалися удивствами імператора Росії Олександра II, шефа жандармів графа Трепова і ін.

Історія XX століття яскравіє терористичними актами проти Столи-піна (1906 р.), кронпринца Австро-Угорщини (1914 р.), Ульянова (1919 р.), Троцького (1940 р.), короля Югославії (1938 р.), длизько 60 замахами на президента Франції Шарля де Голя, удивством президента США Джона Кеннеді (1963 р.), організацією терористичного акту з метою удивства президента США Рональда Рейгана і Генерального секретаря ЦК КПСС Михайла Горбачова під час їхніх переговорів у Москві в 1988 р. (камікадзе був вчасно викритий і заарештований), ще 2 замахами на М. Горбачова (в Іспанії і Москві), замахом і удивством Ганді в Індії, замахом на Папу Римського і одними з останніх замахів на президента Франції Жака Ширака і президента Америки Дж. Буша.

Усього за останні 100 років було удито дільш 60 перших осід держав. Усі удивства носили яскраво виражений політичний характер, здійснювалися методом терору.

Зараз розвиток тероризму входить у нову фазу, фазу терору проти народів і держав. У наш час дуже багато держав відчують небезпеку терору і часто несуть відчутні людські і матеріальні втрати. Крикові акти терористів у США, Росії, Японії і інших країнах красномовно підтверджують це.

Тероризм швидкими темпами активізується і набуває міжнародного характеру. Розгул міжнародного тероризму висуває перед міжнародним співтовариством гостру необхідність рішуче покінчити з цим явищем. Одним з дієвих засобів боротьби з міжнародним тероризмом є сучасне міжнародне право, що відповідно до вимог Статуту ООН покликане забезпечити безпеку життєдіяльності міжнародного співтовариства.

Важливою рушійною силою у сфері розвитку міжнародно-правової боротьби з тероризмом являє собою розвиток і зміцнення міжнародного співробітництва. У загальному плані міжнародний тероризм можна охарактеризувати як сукупність суспільно небезпечних у міжнародному масштабі діянь, які спричинили трагічні наслідки (загибель людей, руйнування і знищення матеріальних і інших цінностей). В арсеналі заходів міжнародно-правового характеру, спрямованих на боротьбу з тероризмом на сучасному етапі, є певний комплекс актів, серед яких можна назвати Конвенції, прийняті в 1937 р. (про припинення тероризму і покарання за нього і про створення міжнародного карного суду. Обидві Конвенції, хоча і не ввійшли в силу, але мали певне значення).

У 1977 р. прийнята Європейська Конвенція про боротьбу з тероризмом. Є значна кількість резолюцій, прийнятих Генеральною Асамблеєю ООН. Серед них Декларація Г. А. ООН 1994 р. про заходи для ліквідації міжнародного тероризму і Декларація Г. А. ООН 1996 р., що доповнює Декларацію 1994 р. З-поміж останніх документів можна назвати Міжнародну Конвенцію про

боротьбу з бандовим тероризмом. З вступом у силу цієї Конвенції пакет міжнародно-правових актів, спрямованих на боротьбу з тероризмом, виглядає досить солідно: у нього входить 14 універсальних і регіональних договорів.

Крім прийняття резолюцій і декларацій, спрямованих на боротьбу з міжнародним тероризмом ООН, почала і ряд організаційних заходів у цій сфері. Зокрема, в 1972 р. Генеральна Асамблея ООН створила Спеціальний Комітет з боротьби з міжнародним тероризмом. У 1994 р. ООН створила ще один Спеціальний Комітет, перед яким було поставлене завдання розробки комплексу заходів, спрямованих на ліквідацію тероризму.

Загальний аналіз заходів, вжитих ООН по боротьбі з тероризмом свідчать про рішучість міжнародного співтовариства покінчити з ним явищем, однак проблема поки не вирішена і необхідність її вирішення досить актуальна. Важливе місце в загальній системі боротьби з міжнародним тероризмом займає боротьба з одним з його частих проявів – морським тероризмом. Небезпека морського тероризму в міжнародному масштабі особливо насторожує, якщо врахувати, як стверджують деякі засоби масової інформації, що "наступний удар Аль Каїда нанесе з моря".

Коротко визначення поняття "морський тероризм" можна охарактеризувати як сукупність суспільно-небезпечних діянь, вчинюваних у водах Світового океану, які викликають важкі наслідки і являють собою істотну загрозу дії загальновизнаного принципу "свобода відкритого моря".

Загострюючи увагу на питаннях міжнародно-правової боротьби з морським тероризмом, досить логічно відзначити, що за рядом ознак він досить схожий з діяннями, кваліфікованими як піратство. У свій час, коли актуальність питань правової боротьби з морським тероризмом почала виявлятися найбільш чітко, в середовищі вчених юристів-міжнародників нерідко висловлювалася думка про ледве чи не ідентичність морського тероризму з піратством. Зокрема Л. А. Моджорян у 1991 р. у роботі "Тероризм на море" відзначала, що "тероризм на морі" нічим, по суті, не відрізняється від піратства на морі, він є також однією з форм насильства на морі".

З таким поглядом навряд чи можна погодитись, оскільки і за мотивами (цілями), і за юридичною кваліфікацією ці два злочини досить різні. Адже цілком очевидно, що мотив (ціль) піратів носить яскраво виражений матеріальний характер – неправомірно насильницьким шляхом заволодіти чужим майном, і тільки це рухає піратами.

Чи можна стопроцентно стверджувати, що тероризм у цілому переслідує саме таку мету. Звичайно, ні. Терористичні акти 11 вересня 2001 р. у Нью-Йорку, у Москві 2002 р., у Бистлані 1-3 вересня 2004 р. і інші красномовно підтверджують це.

І те, що трапляються випадки, коли терористи вимагають якихось матеріальних вигод, не змінює їхньої загальної цільової спрямованості. Що ж стосується юридичної кваліфікації піратства і морського тероризму, то ступінь їхньої суспільної небезпеки і наслідки значно різняться. Піратство існує тисячі років і ніколи не призводило до воєн. Тероризм, і в тому числі морський тероризм, – явище останніх десятиків років, і вже зараз ставлять світ на грань війни, війни, у стані якої перебувають і США і Росія. Саме так заявили президенти цих держав.

Разом з тим, торкаючись питання про міжнародно-правові засоби боротьби з морським тероризмом, слід зазначити, що до цього часу арсенал цих засобів поки ще досить незначний.

Більш-менш помітні кроки в цьому напрямку були зроблені Генеральною Асамблеєю ООН, коли в грудні 1985 р. вона прийняла Резолюцію, що рекомендує Міжнародній морській організації

(ММО) вивчити питання боротьби з проявами морського тероризму, особливо проти морського судноплавства, і вжити відповідні запобіжні заходи.

Задля об'єктивності слід зазначити, що до подібної активності Організацію Об'єднаних Націй підштовхнула активізація морського тероризму і, особливо, один з його конкретних проявів, що виразився у захопленні в 1985 р. палестинськими терористами італійського пасажирського лайнера "Ахіллі Лаура". При цьому захопленні палестинські терористи, утримуючи як заручників близько 400 пасажирів, судно і команду, висунули політичні вимоги до Ізраїля. У цій терористичній акції мали місце і смертні випадки, зокрема був убитий громадянин США.

Цей факт морського тероризму і подальші рекомендації Генеральної Асамблеї ООН активізували діяльність ММО, що розробила і прийняла документ "Заходи для запобігання незаконним актам проти пасажирських суден". За пропозицією ММО в березні 1986 р. на міжнародній нараді в Хосе, у роботі якої взяли участь ряд державних діячів, визначних фахівців з морського права і практичних працівників у сфері боротьби з тероризмом. У прийнятих Народою документах відзначалося, що в терористичних актах на морі чітко проглядаються політичні мотиви і інтереси терористів. Особливо підкреслювалося, що морський тероризм буде розростатися, збільшуватися в обсягах і ускладнюватися за засобами і способами прояву. Як прогнозовані райони такої активізації морського тероризму передбачалися райони Атлантики і Середземномор'я.

У 1988 р. у Римі на міжнародній дипломатичній конференції, у роботі якої брали участь представники 76 держав були прийняті два документи: "Конвенція про боротьбу з незаконними актами, спрямованими проти безпеки морського судноплавства" і "Протокол про боротьбу з незаконними актами, спрямованими проти безпеки стаціонарних платформ, розташованих на континентальному шельфі".

Зокрема, в "Конвенції про боротьбу з незаконними актами, спрямованими проти безпеки морського судноплавства" чітко визначено, які саме дії підпадають під кваліфікацію Конвенції. До таких дії Конвенція відносить:

- а) захоплення судна силою;
- б) акти насильства проти осіб, що знаходяться на борті судна;
- в) розміщення на борті судна речовини або пристрою, що може зруйнувати судно або завдати йому шкоду;
- г) руйнування або ушкодження морського навігаційного устаткування;
- д) повідомлення свідомо помилкових відомостей, що можуть створити загрозу мореплавству.

Саме такі дії, кваліфіковані Конвенцією як тяжкі злочини, являли собою комплекс суспільно-небезпечних діянь, що підпадали під загальну кваліфікацію морського тероризму на той період.

Конвенція 1988 р. ставила за обов'язок кожній державі-учасниці Конвенції вживати всі необхідні заходи для залучення до строгої кримінальної відповідальності осіб, що вчинили подібні дії, і передбачити у своєму національному кримінальному законодавстві суворі заходи відповідальності у певних мірах, передбачених за тяжкі злочини.

Що стосується "Протоколу про боротьбу з незаконними актами, спрямованими проти безпеки стаціонарних платформ, розташованих на континентальному шельфі", то його суть у тім, що він поширює дії Конвенції про боротьбу з незаконними актами, спрямованими проти безпеки морського судноплавства в частині кваліфікації злочинів і відповідальності за них на

незаконні акти, вчинені проти безпеки стаціонарних платформ із усіма наслідками, що звідси випливають.

Міжнародно-правова позиція України у сфері боротьби з морським тероризмом виражена в її активній участі в діючих міжнародно-правових актах, у взятті на себе визначених обов'язків з боротьби з морським тероризмом і в імплементації в українське законодавство положень відповідних міжнародно-правових актів. Це підтверджується тим, що Україна бере участь у "Конвенції про боротьбу з незаконними актами, спрямованими проти безпеки морського судноплавства" і в "Протоколі про боротьбу з незаконними актами, спрямованими проти безпеки стаціонарних платформ, що розташовуються на континентальному шельфі". Україна також взяла до керівництва положення, викладені в документі ММО "Заходи для запобігання незаконним актам проти пасажирів на борті суден" (1985 р.).

Ряд пропозицій, сформульованих міжнародною нарадою в 1986 р. у Хосе, були реалізовані в Постанові Кабінету Міністрів України № 250 від 16 травня 1992 р. Цією Постановою була створена Служба загальної безпеки на судах морського транспорту (СОБ). Цією ж Постановою було затверджене Положення про Службу загальної безпеки державної адміністрації морського транспорту України. Положення передбачало, що Служба загальної безпеки виконує свої функції з забезпечення безпеки мореплавання на судах і в портах, а її структура і штати встановлюються залежно від обсягу і складності поставлених завдань. Відповідно до Положення особовий склад Служби загальної безпеки знаходиться в кадрах МВС, а також може бути вільнонайманим, на нього поширюється законодавство України про працю.

Надалі Постанову Кабінету Міністрів від 16 травня 1992 р. було скасовано, хоча саме Положення про Службу загальної безпеки державної адміністрації морського транспорту України практично діяло. Точніше, діяли ряд заходів ним передбачених.

Після прийняття в грудні 2002 р. Міжнародного кодексу з охорони суден і портових засобів (Кодекс ОСПС) в Україні був створений навесні 2004 р. спеціальний Координаційний центр, що дістав назву "Агентство морської безпеки". З метою регламентації його діяльності з урахуванням і на основі Кодексу ОСПС був розроблений і прийнятий великий пакет документів з безпеки на морі. Деякою мірою питання про боротьбу з морським тероризмом знайшло відображення й у Кодексі торговельного мореплавання України.

Ст. 62 Кодексу регламентує дії капітана у випадку військової небезпеки і зобов'язує його застосовувати всі необхідні і можливі заходи для порятунку людей, що знаходяться на судні, і не допустити захоплення судна, документів, вантажу й іншого майна, що на ньому знаходяться.

У Кримінальному кодексі України містяться 258 статей, що передбачають відповідальність за здійснення терористичного акту, однак у диспозиції цієї статті в переліку злочинних діянь, що підпадають під поняття терористичного акту немає специфіки, характерної для актів морського тероризму. Разом з тим, незважаючи на це, положення цієї статті можуть бути використані в разі потреби при визначенні відповідальності за здійснення актів морського тероризму.

Санкції досить серйозні – залежно від ступеня суспільної небезпеки і наслідків передбачається позбавлення волі від 10 років до довічного ув'язнення. Беручи до уваги наростання фактів прояву морського тероризму варто констатувати, що поки ще і міжнародна правова база

боротьби з ним недостатня. Необхідне прийняття нових документів, що враховують специфіку сучасних акцій прояву морського тероризму, що удосконалюють його юридичну кваліфікацію, а також посилюють кримінально-правову відповідальність за їхні здійснення. Національна правова база боротьби з морським тероризмом також залишає бажати подальшого удосконалювання.

4.2 Несення вахти у машинному відділенні під час стоянки судна

4.2.1 Несення вахти під час стоянки судна на якорі і у порту.

Старший механік повинен спитати капітана відносно того, чи треба нести ходову вахту (через можливі складні особливості стоянки).

Вахтовий механік при стоянці у порту і на якорі повинен виконати ті ж завдання і обов'язки, які встановлені для вахтового механіка у морі, а також будь-які додаткові вимоги, які пред'являються старшим механіком.

Вахтовий механік повинен забезпечити:

належне несіння вахти;

періодичну перевірку усіх працюючих, які знаходяться у готовності машин і механізмів;

щоб головні і допоміжні механізми підтримувались у стані готовності у відповідності з розпорядженням з містка;

щоб приймалися міри по охороні навіколишнього середовища від забруднення з судна і дотримувалися правила по запобіганню забруднення;

щоб усі системи боротьби за живучість і протипожежні системи знаходились в готовності.

Судно на якорі. На суднах зі звичайною системою несення вахти під час стоянки на якорі, повинно бути забезпечено несіння вахти членами екіпажу. Якщо машинне відділення працює у режимі без вахтового обслуговування, то при стоянці на якорі, вахти може не бути у машинному відділенні за згодою з капітаном.

Судно в порту. При стоянці судна у порту, старший механік повинен забезпечити постійну присутність на борту досвідченого механіка. При роботі котлів або інших механізмів, компетентний механік повинен нести вахту у машині. На суднах, які мають право на безвахтове обслуговування, дозволяється безвахтове обслуговування при умові, що не використовуються вантажні і баластні насоси, вентилятори інертного газу, чи таке устаткування, яке може створювати перемінні навантаження на судновий генератор і при умові, що місцеві портові правила дозволяють таке.

В таких випадках необхідно, щоб штурманська рубка, приміщення, де знаходиться аварійний генератор, і інші приміщення з пультами системи виявлення пожежі не запирались для того, щоб було можливо виявити місце пожежі.

У всіх випадках на борту повинно знаходитись достатня кількість машинної команди, щоб забезпечити роботу механіка СЕУ.

4.2.2 Несіння вахти в особливих умовах плавання

а) Плавання судна в умовах граничної видимості

Вахтовий механік забезпечує постійний тиск стисненого повітря або пари для подачі

звукових сигналів; повинен бути готовим до негайного виконання будь-якої команди з містка і забезпечувати готовність допоміжних механізмів до використання при маневруванні.

б) Плавання у прибережних водах

Отримавши повідомлення про те, що судно знаходиться у водах, важких для плавання, вахтовий механік повинен забезпечити можливість переведення на ручне керування машин і механізмів пов'язаних з маневруванням, резерв електроенергії для рульової машини і інших потреб для маневрування, готовність для використання аварійного рульового пристрою і іншого допоміжного устаткування.

4.2.3 Здача вахти.

При передачі обов'язків вахтенного механіка – механік повинен:

підготувати усний звіт по несінню вахти

не передавати вахту, якщо є причина сумніву в особливості механіка, що приймає вахту, виконувати свої обов'язки

провести запис про передачу вахти у машинному журналі.

4.2.4 Порядок заповнення вахтового машинного журналу.

Машинний журнал є офіційним судновим документом, ведеться на всіх морських судах і підлягають обов'язковій реєстрації у спеціальному реєстрі суднових журналів капітана морського торгового порту. Усі листи журналу повинні бути пронумеровані, прошнуровані і скріплені підписом і печаткою капітана морського торгового порту.

Ведеться лише в одному екземплярі, заповнюється безперервно як і під час експлуатації, так і під час ремонту судна. Об'єм журналу розрахований на ведення його на протязі одного місяця. Усі записи проводяться чорнилами, або кульковою ручкою чітким почерком. Зміст записів не повинен допускати подвійного тлумачення.

У машинний журнал забороняється вносити будь-які записи лицем, окрім капітана, старшого (головного) механіка і вахтових механіків. Відповідальність за ведення і збереження журналу несе старший механік, який зобов'язаний кожного дня перевіряти вірність його заповнення, звіряти його своїм підписом і представляти на підпис капітану.

Під час рейсу журнал знаходиться у МВ судна, а на стоянці може зберігатися в каюті вахтового механіка.

Усі графи машинного журналу заповнюються по призначенню, запис робочих параметрів СЕУ проводиться кожну годину.

Перед здачею вахти, вахтовий механік повинен забезпечити точне заповнення усіх граф вахтового журналу по машинному відділенню, який відноситься до його вахти. Дуже важливо, щоб був записаний у розділі "Примітка" будь-який нещасливий випадок, або незвичайний випадок, або будь-яке відхилення від нормальних робочих параметрів. Відповідність записів показам приборів засвідчується підписами механіків-який здає і приймає вахту.

4.2.5 Робота машинного відділення з дезвахтовим обслуговуванням.

На будь-якому судні класифікація "з дезвахтовим обслуговуванням машини" максимальна робота у даному режимі повинна приходиться на час, коли судно знаходиться у морі.

На людому судні класифікація "з дезвахтовим обслуговуванням машини", час присутності вахти повинно зводитись до 8 годин на добу.

Не одне судно не повинне працювати у режимі дезвахтового обслуговування машини у наступних обставинах:

під час підготовки до відходу;

під час маневрів / при підготовці до маневрів;

у морі, або на якорі, коли капітан, або старший механік потребують присутності вахти через несприятливі погодні, великого руху суден і т.п.;

коли електрогенератори, або парогенератори працюють під великим і перемінним навантаженням через вантажо-розвантажувальних роботах;

коли портові власті забороняють роботу машинного відділення у режимі дезвахтового обслуговування;

при відсутності сертифікату про дезвахтове обслуговування, виданим відповідним класифікаційним загалом, або ухвалення Держави прапору, де це необхідно;

при пожежі, загальній тривозі, або при несправностях систем по забезпеченню безпеки;

якщо які-небудь резервне устаткування, необхідне для забезпечення роботи пропульсивного комплексу не працює;

якщо пульт управління на містку виїшов зі строю;

якщо не виконані усі спеціальні вказівки старшого механіка по роботі у режимі дезвахтеного обслуговування.

Встановлений порядок зв'язку особою потребує, щоб вахтовий механік негайно сповіщає вахтового помічника на містку перед приходом у машинне відділення, коли воно у режимі дезвахтового обслуговування і підтримував зв'язок з інтервалами у 20 хвилин, знаходячись у машині і докладав при остаточному виході з машини.

Два докладних записи параметрів механізмів машинного відділення роблять у вахтовому журналі за 8 годинну вахту, і один запис при роботі машинного відділення у режимі дезвахтеного обслуговування.

Старший механік докладних повинен видавати регулярні інструкції з урахуванням специфіки судна, деталізуючи експлуатацію механізмів під час дезвахтового обслуговування.

Треба попідкуватись, щоб доступ у машинне відділення при дезвахтовому обслуговуванні у неробочий час був дозволений тільки вахтовому механіку, а людям іншим лицам тільки з дозволу старшого механіка.

На дверях у машинне відділення повинний бути чіткий надпис „Вхід заборонений”, вказаний час, коли встановлені особливі обмеження.

4.2.6 Готовність до маневрів.

Вахтовий помічник на містку, згідно навігаційному посіднику повинен дати машинній команді по крайній мірі годину для готовності до маневрів.

Поза залежністю від часу доби і типу судна, тобто, чи розраховано судно на дезвахтове обслуговування, або судно зі звичайним несенням вахти, вахтовий помічник зобов'язаний інформувати старшого механіка, або вахтового механіка, або помічника вахтового механіка про майбутні маневри.

Зниження числа обертів від повного ходу до узгодженого повного ходу на маневрах повинно бути поступовим, по можливості, і повинно здійснюватись у відповідності з інструкціями виготовника.

Треба стримувати робочі параметри з тим, щоб уникнути різких змін, температурних перевантажень і тому подібне.

6.1.7 Безпечне керування головним двигуном при маневрах і виводі його на режим повного ходу. Великі зміни режимів роботи ГД на маневрах судна, робота на малих режимах, а також, процес навантаження його при виході на режим повного ходу представляють собою найбільшу потенційну небезпеку у порівнянні з іншими експлуатаційними режимами СЕУ. Тому у цих випадках особливо важливо діяти у відповідності з алгоритмами безпечного управління, рекомендованими правилами технічної експлуатації і передовим досвідом.

Маневрові якості характеризуються наступними показниками:

можливістю робити швидке і достатнє число пусків і реверсувань головних двигунів;
здатністю забезпечити необхідну потужність і наявність запасу потужності для виконання маневрування у важких і екстремальних умовах (при роботі у крижах, зняття з мілини);
стійкістю роботи при швартуванні, проходження каналів і складних фарватерів.

Перед початком маневрів треба ввести у паралельну роботу другий ДГ, щоб забезпечити додатковий резерв електричної потужності і знизити можливість знеструмлення. Крім того, необхідно виконати наступні початкові процедури:

звернути з містком години, машинний телеграф, відповідність положень і швидкості переключання руля;

провести пуск ГД на передній і задній хід з ЦПК;

передати керування на місток і зробити пуски ГД на передній і задній хід і використання ДАУ,

Послідовність операцій по пуску, реверсуванні, виводі на режим повного ходу, на зупинці ГД повинні виконуватись у відповідності з інструкцією по експлуатації і Правилами нічної експлуатації морських і річкових суден. У випадках, коли це технічно можливо, пуск ГД повинен здійснюватись без навантаження.

З виразним ризиком пов'язані операції реверсування двигуна. В установках з ГФК зміни напрямку обертання гребного звинта є єдиним засобом гальмування судна і руху заднім ходом. Умови реверсування суттєво залежать від початкової швидкості судна, визначаючи відносну ходу звинта як міру навантаження двигуна. При малій швидкості судна реверсування дизеля зазвичай призводить при нульовій частоті обертання за 15–30 с і не викликає проблем.

Екстрене реверсування на середньому і особливо на повному ході при позаних умовах, коли гальмування судна є необхідним маневром, сполучено з великим динамічними навантаженнями пропульсивного комплексу, а час реверсування від моменту подачі команди до початку обертання звинта у протилежному напрямку) складає 2–6 хв в залежності від водотоннажності і початкової швидкості судна. При цьому вибіг судна може складати 3–6 довжин корпусу. Труднощі реверсування на ході обумовлені інерцією судна і необхідністю передороту негативний момент гребного звинта при зупинці двигуна, які складають 0,5–0,7 моменту, що крутить на повному ході.

Після закінчення маневрів необхідно перевірити показники усіх контрольно-вимірвальних приборів, звертаючи особливу увагу на тиск змащувального масла, охолоджуючих засобів, палива, а також упевнитись у відсутності ненормальних шумів, стуків і вібрації.

ГД після закінчення маневрів необхідно вводити у режим експлуатаційного навантаження на протязі часу, вказаного в інструкції по експлуатації, або встановленого судновласником з ціллю його поступового навантаження і рівномірного прозріву. Правила технічної експлуатації СТС забороняють скорочувати час виводу головного Двигуна на режим повного ходу.

Підвищення режиму роботи ГД повинно проводитись по можливості плавно, шляхом ступінчастого збільшення подачі палива з витримкою часу на кожній ступені.

Величина прирощування подачі знижується по мірі приближення до заданої потужності повного ходу, час витримки відповідно збільшується.

Зазвичай системи ДАУ мають спеціальні програми розігріву-охолодження ГД, що працюють автоматично. Ці програми включаються після закінчення маневрів на підвищення режиму і перед приходом судна у порт призначення на постійне зниження режиму і охолодження головного двигуна.

6.1.8 Вибід енергетичної установки з маневрового режиму. Після команди "Машина вільна" і при умові, що двигуни не знадобляться менше, ніж через 36 годин, головна силова установка систематично, поступово повинна вводиться у стоянковий режим, згідно інструкції заводу-виробника і Правил технічної експлуатації морських суден.

У цьому процесі доцільно використання перевірочних листів, передбачених у документації машинного відділення, для забезпечення логічної послідовності необхідних дій.

4.3 Розробка питань технічної експлуатації паливної системи

4.3.1 Підготовка до пуску головного двигуна. Основні операції перед пуском.

Система охолоджуючої води

Відкрити подачу охолоджуючої води в двигун. Пустити насос(и) заборотної води для центрального охолоджувача.

Щоб уникнути значних теплових напруг, пов'язаних з різкими змінами температури зразу ж після пуску, потрібен:

Розігріти двигун. Охолоджуюча вода ВТ повинна бути розігрітий до: 60–70°C при роботі на важкому паливі та мінімум до 40°C – при роботі на морському дизельному паливі.

Якщо із будь-яких причин пуск проводиться без розігріву охолоджуючої води, двигун може бути запущений тільки на морському дизельному паливі.

Система змащувального масла

Перевірте рівень масла в піддоні.

Перевірте рівень масла в регуляторі.

Пустіть резервний насос.

Перевірте тиск попереднього прокачування масла на вході в двигун і на вході в турбонагнітач на панелі оператора.

Паливна система

Подати паливо до двигуна. При пуску на важкому паливі: прокачати підігріте паливо через насоси до тих пір, поки нормальні робочі температури не будуть досягнуті.

Система пускового повітря

Перевірити тиск в балогах пускового повітря.

Простити дренаж системи пускового повітря.

Відкрити подачу пускового повітря до двигуна.

Перевірити тиск повітря на панелі оператора.

Перевірити, щоб не спостерігалось блокування пуску на панелі оператора.

Провертання двигуна

Відкрити індикаторні клапани і повернути двигун на декілька оборотів, перевірити, щоб рідина не витікала з будь-якого індикаторного клапана під час провертання. Провертання можна провести, задіявши кнопку пуску на панелі оператора і одночасно зберігаючи індекс ПНВТ на нулі за допомогою пристрою на регулюючому валу.

Закрити індикаторні клапани. Оглянути можливі протікання з індикаторних клапанів.

Перевірка під час роботи

Перевірити наступне на панелі оператора відповідно до вимірів стендових і ходових випробувань:

Перевірити тиск масла і що резервний насос зупинений.

Перевірити тиск охолоджуючої води.

Перевірити тиск подачі палива.

Перевірити, щоб турбонагнітач працював.

Перевірити, щоб у всіх циліндрах був спалах (за температурою випускних газів).

Двигун не повинен бути навантажений більш, ніж на 50% відразу після пуску. Підвищення навантаження до 100% повинне проводитися поступово протягом 16...20 хв.

При роботі двигуна слід перевірити наступне:

Тиск змащувального масла повинен бути у вказаних межах і не може падати нижче вказаного мінімального тиску.

Температура масла повинна знаходитися в межах, вказаних в "Даних з експлуатації і установки".

Тиск палива повинен підтримуватися на вказаному рівні.

Температура охолоджуючої води циліндра повинна підтримуватися в межах, вказаних у протоколі стендових випробувань і вимірів ходових випробувань.

Випускні гази повинні бути бездимними при всіх навантаженнях. Нормальні температури випускних газів повинні бути в межах, вказаних в протоколі стендових випробувань і вимірах ходових випробувань.

Слід підтримувати тиск і температуру наддувочного повітря під контролем в межах, вказаних в протоколі стендових випробувань і вимірах ходових випробувань.

Слід підкачати балоги пускового повітря до 3,0 МПа. Повітряний стартер працює при тиску 1,5–3,0 МПа.

Для забезпечення експлуатаційної надійності стан двигуна повинен знаходитися під постійним спостереженням, щоб попереджувальна робота по обслуговуванню могла бути проведена до виникнення серйозних поломок.

Зупинка

Перед зупинкою рекомендується дати двигуну попрацювати на холостому ході 10...15 хв.

Двигун зупиняється з панелі оператора.

Перевірте, щоб резервний масляний насос запустився автоматично і працював 5 хвилин.

Пуск і зупинка на важкому паливі

Пуск і зупинка двигуна повинні проводитися на важкому паливі для запобігання будь-яких проблем несумісності палив при перемиканні на малов'язке паливо.

Малов'язке повинно застосовуватися тільки у зв'язку з проведенням роботи по технічному обслуговуванню двигуна або перед тривалими зупинками двигуна.

Перед пуском на важкому паливі двигун повинен бути заздалегідь прогрітий.

Зупинка двигуна на важкому паливі не є проблемою, але при цьому повинна бути забезпечена постійна циркуляція підігрітого палива за допомогою підкачуючого насоса.

4.3.2 Пуск двигуна після ремонту

Наступні перевірки повинні бути проведені відразу ж після пуску і при збільшенні навантаження. Передбачається, що двигун був виведений з експлуатації протягом якогось часу.

Пуск після такого періоду висновку з експлуатації нормально виконується як випробувальний (швартові випробування). Перед випробуваннями повинне бути визначено, що:

Керівництво порту дозволяють випробування.

Швартові закріплені.

Рульова рубка обслуговується в період швартових випробувань.

Незалежно від того, чи проводяться швартові випробування чи ні, на додаток до нормального спостереження і вимірів наступні перевірки повинні бути виконані у вказаному порядку.

Зразу ж після пуску слід перевірити, щоб:

Турбонагнітач працював.

Тиск змащувального масла в нормі і автоматичний масляний фільтр працював.

Всі циліндри працювали, перевірити температуру впускних газів.

Частота обертання двигуна, системи палива, охолоджуючої води і масла в нормі.

Автостоп двигуна здійснюється граничним вимикачем при імітації перевищення граничної частоти обертання.

Якщо стан механізмів відомий не достатньо, особливо після виконання ремонтів або модернізації, то необхідно завжди проводити:

Після 5, 15 і 30 хвилин роботи двигуна на холостому ході відкрийте картер і корпус розподільного валу і промацайте поверхні всіх частин, що рухаються, де тертя може підвищити і викликати надмірний нагрів.

Промацайте: рамові підшипники, підшипники шатуну, підшипники розподільного валу і втулки циліндра.

Після ремонту або заміни втулок циліндра, поршневих кілець або підшипників, під час обкатки, тобто навантаження двигуна повинне збільшуватися поступово, як вказано в таблиці нижче. Потужність двигуна визначається на основі індексу ПНВТ і частоти обертання. По частоті обертання турбонагнітача і тиску наддувочного повітря може бути оцінена потужність двигуна.

Після обкатки переконається, що всі паливні насоси встановлені на один і той же індекс і, що регулятор може встановлювати усі ПНВТ на "нульовий індекс".

4.3.3 Несправності паливної системи двигуна

Основні несправності паливної системи двигуна, можливі причини та способи усунення наведено у табл. 4.2.

Таблиця 4.1 Визначення індексу ПНВТ

Етап навантаження	Час роботи, годин	Навантаження дизеля, %	Оберти дизеля, хв ⁻¹ .	Індекс ПНВТ, мм
1	0,5	0	600	10
2	0,5	10	660	13
3	0,5	20	750	16
4	0,5	30	830	19
5	0,5	40	915	22
6	1,0	50	1000	25
7	1,0	60	1000	28
8	1,0	70	1000	31
9	1,0	80	1000	33
10	1,0	90	1000	36
11	1,0	100	1000	38

Таблиця 4.2 – Основні несправності паливної системи двигуна, можливі причина та способи усунення

Несправність	Можлива причина	Способи усунення
Двигун обертається, як тільки відкривається запорний клапан, без натиснення на кнопку пуск	Несправності в електричній системі	Перевірити електричні компоненти

Несправність	Можлива причина	Способи усунення
Двигун не обертається при натисненні кнопки пуск	Дуже низький тиск повітря в балоні пускового повітря. Головний пусковий клапан закритий. Ведуча шестерня не входить в зачеплення з вінцем. Пневматичний стартер працює, шестерня входить в зачеплення, але не обертається. Несправності в електричній системі.	Запустити компресори, поповнити повітряний балон. Відкрити клапан на балоні і запорний клапан, розташований на трубопроводі між балоном і двигуном. Перевірити повітряний стартер (вал підшипника або кулачки муфти). Перевірити електричні компоненти.
Повітряний стартер працює, але приводний вал не обертається.	Зламана муфта або приводний вал.	Зняти повітряний стартер і відремонтувати його.
Двигун обертається, але немає запалювання. Паливні насоси не задіяні.	Задіяна зупинка двигуна системою захисту. Неправильне налагодження регулятора. Відмови в регуляторі. Паливні насоси заїдають.	Відновити зупинку двигуна системою захисту. Налагодити регулятор, (див. спец. інструкцію). Перевірити, щоб регулятор працював належним чином.
Двигун обертається, але паливо не уприскується через відмову в паливній системі. Двигун обертається, але немає запалювання у всіх циліндрах.	Витратна цистерна палива порожня. Повітря у форсунках.	Закачати паливо у витратну цистерну. Якщо є повітря в паливі, то слід ослабляти шестигранний гвинт на ПНВТ, поки повітря не буде випущено. Провентилувати циліндри, форсунки яких пропускали повітря. Зняти форсунки і перевірити їх на поломку пружин. Перевірити наявність скупчення палива на головці поршня.
	Зношений паливний насос	Замінити паливні насоси

Несправність	Можлива причина	Способи усунення
Двигун обертається, паливо уприскується, але запалювання відсутнє.	Вода в паливі. Форсунки або сопла дефектні	Спустити воду і повторно провентилуйте ПНВТ ослабленням шестигранного гвинта поки повітря не буде видалене. Замінити дефектні форсунки. Перевірити компресію. Перевірити при пуску випускний клапан на щільність
		Перевірити поршневі кільця. Перевірте регулювання паливного розподільного валу. Відрегулювати розподільний вал. Необхідне регулювання моменту подачі палива ПНВТ. Визначите і замінити дефектну форсунку.
Перші спалахи дуже інтенсивні, двигун працює нестійко.	Сповільнений рух маневрового механізму. Індекс ПНВТ високий	Змазати і забезпечити рухливість з'єднання тяги і підшипників в маневровому механізмі. Перевірити з'єднання тяги в маневровому механізмі. Перевірити, щоб регулятор працює належним чином.

Якість палива. В даних аналізів вказується якість палива, його фізичні і хімічні властивості, що мають визначальне значення в його придатності для різного застосування. Для дизельних палив головними критеріями якості є якість згоряє, зміст забруднень, властивості, визначальні умови поводження з паливом.

Оскільки залишкові палива продаються і позначаються по їх в'язкості, покупці звичайно по в'язкості судять про якість. Практично, при оцінці сучасних залишкових палив це може часто приводити до серйозних помилок, оскільки малов'язкое паливо може бути таким же поганим, як паливо дуже високої в'язкості, або навіть гірше його.

Якість залишків перегонки залежить від родовища сировини нафти, ступені її використання при перегонці і технології перегонки.

Деякі залишки від перегонки, що використовуються для виробництва рідкого палива, вимагають особливої обробки (легкого крекінгу), при якій в'язкість знижується, але якість не поліпшується.

При виробництві залишкових палив з оброблених у такий спосіб і залишків крекінгу, а також із залишків від "прямой перегонки", остаточне регулювання в'язкості для задоволення вимогам різних сортів проміжних палив здійснюється додаванням газойля.

Проте, слід помітити, що значне пониження в'язкості забезпечується додаванням порівняно невеликої кількості газойля, який даватиме тільки незначне підвищення якості суміші. Отже, якість палива залежить, головним чином від залишків, що містяться в суміші. Тому якість залежить також від густини.

Унаслідок можливих відмінностей, якість змішуваних палив може змінюватися, навіть для палив однакової номінальної в'язкості.

Якість згоряння

Якість згоряння означає здібність палива до запалювання і згоряння належним чином. Якість запалювання, інтенсивність, тривалість і повнота згоряння залежать від хімічного складу і структури даного палива.

Якість запалювання визначається затримкою запалювання, тобто часом від початку упорскування до початку згоряє.

Якість запалювання виражається цетановим числом, дизельним або цетановим індексом. У всіх випадках, чим вище їх значення, тим краще якість запалювання. Для дизельного палива якість запалювання виражається цетановим числом, визначуваним особливим методом на стандартному двигуні, що працює за стандартних умов.

Для залишкових палив якість запалювання може виражатися дизельним індексом або цетановим індексом, які можуть обчислюватися на підставі фізичних властивостей, таких як: анілінова крапка, питома вага і температура середньої дистиляції. Між значеннями цетанового числа, дизельного або цетанового індексу певного палива існує прийнятна кореляція.

Перевірка FIA цетанового числа також є прийнятною для оцінки якості згоряння.

Умови згоряння палив звичайно оцінюються за змістом залишків вуглецю по Конрадсону і асфальтенів.

Забруднення

Вміст забруднень в паливах для дизельних двигунів повинен бути в міру можливості низьким, тому шкідливі і небажані забруднення повинні бути в максимально можливому ступені видалені в системі паливopідготовки, щоб звести до мінімуму знос і корозію деталей двигуна. Джерелом забруднень є власне сира нафта, процеси перегонки, транспортування і зберігання палив. Деякі забруднення, такі як сірка і ванадій, розчиняються в паливі і їх неможливо видалити в звичайній системі паливopідготовки, тоді як вміст води і твердих забруднень можна знизити сепарацією і фільтрацією. Як тверді забруднення в паливі можуть бути пісок, іржа, оксиди металів і частинки каталізаторів.

Знос і корозія, що викликаються паливом дизельних двигунів виявляються в механічному зносі і хімічній корозії, остання — у виді як високотемпературної, так і низькотемпературної корозії.

Тверді забруднення і частинки, що утворюються при згорянні (зола), викликають механічний знос деталей двигуна.

Особливо абразивні частинки каталізаторів, оксиду кремнію і алюмінію та силікати у вигляді піску. При згорянні з ванадію і натрію утворюється корозійна зола у вигляді оксидів, карбонатів і сульфатів.

Вміст сірки в паливі може привести до низькотемпературної корозії деталей і утворенню відкладень на них. Корозійна дія пояснюється утворенням сірчаної кислоти.

Критерії якості та характеристики палива наведені у табл. 4.3.

Вода, що міститься в паливі може надавати різну шкідливу дію як на паливну систему, так і на двигун в цілому, викликаючи як механічний і корозійний знос, так і забруднення.

Технологічні властивості палива. Обробка палива, тобто його зберігання, перекачування і паливopідготовка, залежить головним чином від таких фізичних властивостей як в'язкість, густина і температура спалаху і застигання, хоча умови поводження з ним залежать і від деяких інших властивостей палива, наприклад, від його стійкості, схильності до емульгування, індексу в'язкості, а також роду і кількості води, що міститься в ньому і твердих речовин.

Таблиця 4.3 Критерії якості та характеристики палива

Критерій якості	Характеристики палива	Основна дія
Якість згорання	Вуглець по Конрадсону асфальтени + перевірка FIA	Здатність до запалювання. Умови згорання. Забруднення газоходів.
Вміст забруднень	Сірка	Корозійний знос. Холодна корозія.
	Ванадій, натрій	Утворення відкладень на випускних клапанах і в турбонагнітачах. Високотемпературна корозія.
	Вода	Порушення процесу згорання. Підвищене теплове навантаження деталей камери згорання, забруднення газоходів, механічний знос і кавітація систем упорскування палива.
	Зола, дрібні частинки каталізаторів	Механічний і корозійний знос деталей камери згорання. Утворення відкладень. Механічний знос системи упорскування палива, втулок циліндрів і поршневих кілець.
Технологічні властивості палива	В'язкість, Густина, температура застигання	Температури, тиск і місткості паливних систем для зберігання, перекачування і паливopідготовки.
	Температура спалаху	Вимоги безпеки

Номінальною в'язкістю визначається необхідна температура підігріву для досягнення в'язкості, необхідної для перекачування, відстою, сепарації і упорскування.

Густина має значення для гравітаційного відстою води і твердих забруднень у відстійних цистернах. Питома вага є також важливим параметром в процесі сепарації. Температура спалаху з міркувань безпеки відповідно до вимог класифікаційних суспільств і інших організацій не повинна бути нижчою 60 °C.

Температура спалаху пов'язана з летючістю, кількістю і родом легких фракцій в паливі і по ній можна судити про схильність палива до газифікації в частинах паливної системи, що не знаходяться під тиском.

Температура застигання визначає температуру, при якій відбувається кристалізація парафіну, перешкоджаючи текучості і перекачуванню палива. Температуру застигання необхідно враховувати при визначенні необхідності підігріву і поверхні змішувиків в цистернах.

6.2.6 Аналіз хімічного складу палива

Залишок вуглецю

Залишок вуглецю в паливі указує на його схильність до утворення коксу і може бути використаний для визначення схильності до утворення відкладень в камерах згоряє і газоходах. При цьому, чим вище значення залишку вуглецю, тим більше схильність до забруднення.

Деякі зміни процесу згоряння, що вимагають регулювання максимального тиску згоряння також можуть бути обумовлені високим вмістом вуглецю. Значення визначається стандартними випробуваннями, такими як випробування по Конрадсону, які дають однакові результати.

Залишок при випробуванні на вуглець, що не випарувався, складається з вуглецевого матеріалу і неорганічних забруднень і указується у відсотках ваги випробуваного зразка палива. Вміст вуглецю і асфальтенів звичайно змінюються однаково, оскільки обидва залежать від відношення вуглецю до водню, із значеннями, що збільшуються, для більш високого відношення.

Відношення вуглецю до водню і, відповідно, вміст вуглецю залежить від родовища сирої нафти і застосованого процесу перегонки.

Дії залишку вуглецю неможливо протидіяти попередньою паливо-підготовкою, оскільки сепарація впливає тільки на тверді неорганічні забруднення і тверді асфальтени, що становлять тільки невелику частину загального вагового відсотка речовин, звану залишком вуглецю.

Асфальтени

Асфальтенами називається та частина проби рідкого палива, яка не розчиняється в гептані. Вміст асфальтенів указується у відсотках ваги випробуваної проби палива.

Асфальтени є ароматичними, поволі згоряють напівтвердими вуглеводневими з'єднаннями, зваженими в рідкому паливі, їх вплив на процес згоряння подібний впливу залишків вуглецю, основна шкідлива дія – це забруднення газоходів. Стабільність палива залежить від вмісту асфальтенів.

Асфальтени впливають також на змащувальні властивості палива і в екстремальних випадках високий вміст асфальтенів може викликати завісання плунжерів ПНВТ.

Палива з високим вмістом асфальтенів схильні до утворення шламу, особливо, якщо вміст води також високий. На вміст асфальтенів впливає паливopідготовка, найважчі напівтверді асфальтени і асфальтени, пов'язані з водою, можуть видалятися при сепарації.

Дизельний індекс

Дизельний індекс – це розрахункова величина, за якою визначають якість запалювання палива. Якість запалювання залежить від складу вуглеводнів, з яких парафін відрізняється високою якістю, n-гептани – середнім, а ароматичні вуглеводні – низькою якістю.

За деякими виключеннями, вуглеводневий склад рідкого палива відображається його аніліновою крапкою і питомою вагою, і тому ці параметри входять в приведену нижче нескладну формулу для визначення якості запалювання:

$$\text{Дизельний індекс} = t_{\text{ан}} \cdot d / 100,$$

де $t_{\text{ан}}$ – анілінова точка

Під аніліновою точкою мається на увазі низька температура, при якій рівні об'єми рідкого палива і аніліну стають змішуваними. Випробування засновано на тому факті, що ароматичні вуглеводні повністю змішуються з аніліном при порівняно низьких температурах, тоді як парафіни вимагають для повної змішуваності з аніліном значно більш високих температур.

Таким чином, високе значення анілінової точки указує на високий вміст парафіну в паливі і на добру якість запалювання палива. Аналогічно, високий показник ваги по стандарту Американського нафтового інституту означає невисоку питому вагу і високий вміст парафіну, що також указує на добру якість запалювання палива.

Палива з поганою якістю запалювання і низьким дизельним індексом можуть, зокрема, викликати проблеми при пуску двигунів і при роботі на низькому навантаженні.

Окрім проблем при пуску, тривала затримка запалювання може викликати зміни максимального тиску, ведучі до підвищеної механічному і тепловому навантаженням.

Крім того, палива з незадовільною якістю запалювання можуть викликати сповільнене згоряння і внаслідок цього забруднення газоходів.

Сірка

Сірка в паливі зустрічається головним чином у вигляді органічних сполук, її вміст указується у відсотках маси випробовуваної проби палива. Наявність вільної сірки може викликати корозію в паливній системі. Головною проблемою, яку створює сірка, є низькотемпературна корозія. Під час згоряння утворюються оксиди сірки у вигляді газів. За наявності також і вологи, може утворитися сірчана кислота на деталях камери згоряння і в газоходах, де температура нижче за температуру конденсації сірчаної кислоти.

Руйнуючому ефекту наявності сірки в паливі протидіють підтримкою достатньої температури деталей камери згоряння, і застосуванням лужного змащувального масла для нейтралізації сірчаної кислоти, що утворюється при згорянні.

Ванадій і натрій

Ванадій і натрій входять до складу золи, що міститься в паливі. Їх кількість вимірюють аналізом залишку при спалюванні проби для визначення вмісту золи. Кількість ванадію і натрію указується в частинах на мільйон (ppm) по відношенню до маси проби палива, що піддається випробуванню для визначення вмісту золи. Ванадій потрапляє в паливо з сирої нафти і, будучи розчинним в паливі, не може бути видалений звичайним способом паливopідготовки. Натрій потрапляє в паливо як з сирої нафти, так і при забрудненні морською водою під час зберігання і

транспортування палива. Натрію розчиняється у воді, отже, він, незалежно від його походження, схильний з'єднуватися з в паливі з водою.

Завдяки розчинності натрію у воді можна знизити його вміст або видалити з палива. При згорянні ванадію і натрію утворюється корозійна зола.

Особливо, якщо відношення натрію до ванадію по вазі перевищує 1:3, утворюється зола з дуже низькою температурою плавлення і прилипання, що викликає високотемпературну корозію випускних клапанів і утворення відкладень в турбокомпресорах.

Схильність до утворення шкідливої ванадієво-натрієвої золи можна знизити ефективною сепарацією, солі натрію разом з водою. Якщо забезпечено дуже невеликий вміст натрію, тоді навіть досить високий вміст ванадію буде прийнятний.

Вода

Вміст води в паливі вимірюється стандартним аналітичним розгоном і указується у відсотках до об'єму випробовуваної проби. Вода в паливі може надавати різні шкідливі дії на паливну систему, викликати корозію і кавітацію паливних насосів і форсунок, а також відкладення в газозаходах і турбокомпресорах.

Унаслідок що міститься в ній натрію, морська вода в поєднанні з ванадієм сприяє утворенню легкоплавкої корозійної золи, що роз'їдає випускні клапани і турбокомпресори. Коли вода порушує розпиленість палива, вона приводить до поганого згорання, що підвищує теплове навантаження на деталі камери згорання.

Вміст води в паливі, в першу чергу, можна знизити сепарацією, і цей спосіб слід застосовувати в максимально можливому ступені для запобігання негативної дії води, що міститься в паливі.

Зола

Вміст золи є мірою вмісту в паливі речовин, що не згоряють. Вміст золи визначають, спалюючи пробу палива, і указують у відсотках ваги залишку від ваги спаленої проби.

Матеріали, з яких утворюється зола, частиною є природними компонентами сирої нафти, а частиною потрапили в паливо унаслідок забруднення його ззовні.

Утворюючи золу речовини зустрічаються як у вигляді твердих сторонніх речовин, так і у вигляді розчинних з'єднань. Тверді забруднення можуть викликати абразивний знос в системі упорскування палива. Зола, що утворюється при згорянні, може викликати як абразивний так і корозійний знос деталей, утворюючих камеру згорання, і приводить до утворення шкідливих відкладень. Тому надзвичайно важливо знизити, в міру можливості, кількість золообразуючих матеріалів, сепарацією.

Тверді забруднення, такі як пісок, іржа, окисли деяких металів і дрібні частинки каталізаторів, можна видалити сепарацією. Таким же способом можна видалити розчинні у воді солі, наприклад, солі натрію.

Було встановлено, що деякі з речовин, що входять до складу золи, особливо шкідливі, і тому в результатах аналізів вони указуються окремо.

Оксиди кремнію і алюмінію

Залишкові палива, вироблювані нафтоперезінними заводами, що застосовують спосіб рідиннофазного каталітичного крекінгу, можуть бути забруднені частинками каталізаторів у

вигляді окислів кремнію і алюмінію. Зміст частинок каталізаторів включається в зміст золи. Окремі дані про вміст окислу кремнію і окислу алюмінію виходять аналізом цієї золи.

Кількість окислів кремнію і алюмінію указується в ррт від маси первинної проби палива, випробовуваної на вміст золи. Оскільки частинки каталізаторів дуже тверді і абразивні, вони можуть викликати значний механічний знос паливної апаратури, втулок циліндрів і поршневих кілець.

Частинки каталізаторів, будучи твердими і нерозчинними, можуть бути видалені з палива. Рекомендації по виборі розмірів сепараторів засновані на тому факті, що біля 1/3 частинок каталізаторів (по масі) віддаляються.

В'язкість

В'язкість — це міра внутрішнього тертя або опору рідини в її течії. В'язкість морського газойля (МОО) і морського дизельного палива (МНО) виражається в сантістоксах (сСт) при 40 °С.

В'язкість є важливим параметром для перекачування, попередньої паливонідготовки і упорскування палива, оскільки можливість і ефективність цих процесів у високому ступені залежить від в'язкості.

Регулювання в'язкості до відповідних значень можливо завдяки залежності між температурою і в'язкістю палива.

Номінальна в'язкість палива є чинником, що визначає температуру підігріву, необхідного для отримання належної в'язкості для перекачування, сепарації і упорскування палива і, отже, також вирішальним чинником при визначенні поверхні устаткування для підігріву палива.

Густина

Густина визначається як маса одиниці об'єму і указується в г/см³ при температурі 15°C (59 °F).

Густина є важливим параметром для сепарації, при якій відділення води і розчинених у воді забруднень з палива засновано на різниці густини. Якщо густина палива близька до густини води, сепарація стає менш ефективною, вимагає пониження витрати і, отже, більш високої продуктивності сепаратора.

Здібність палива до відділення води підвищується попереднім підігрівом його перед сепарацією, оскільки густина палива і води залежно від температури змінюється неоднаково, що представляє можливість отримання оптимальної різниці густини.

До певної міри по густині палива можна судити про його якість, оскільки густина прямо пропорційна вуглеводородньому відношенню, яке, у свою чергу, прямо пропорційно змісту ароматичних речовин, вуглецю і асфальтенів, але обернено пропорційно до теплотворної здатності палива.

Температура застигання

Температура застигання палива – низька температура, при якій паливо тектиме або може бути перелитий. Температура застигання вимірюється випробуванням за певних умов. Паливо необхідно зберігати, обробляти і перекачувати при температурах вище за температуру його застигання, щоб уникнути кристалізації парафіну, який може утворити осад в цистернах для зберігання палива, закупорити фільтри і трубопроводи і зробити паливо непридатним для перекачування. Звичайно температура застигання залишкових палив не створює яких-небудь

проблем, оскільки температура, необхідна для пониження в'язкості до рівня, що дозволяє перекачування, достатньо перевищує температуру застигання.

Температура запалювання

Температурою запалювання (спалахи) палива – температура, при якій воно достатньо випаровується для утворення запалюваної суміші з повітрям. Така суміш запалає або спалахне при дії відкритого полум'я, але не підтримуватиме саме горіння. Температура спалаху рідкого палива випробовується спалюванням в закритому тиглі по методу Мартенс-Пенського. Для забезпечення достатньої пожежобезпеки під час зберігання, транспортування і обробки палива на борту судна, палива повинні відповідати вимогам класифікаційних суспільств, що обмежують температуру запалювання мінімум до 60°C.

Очищення палива. Рідкі палива завжди забруднені і, отже, перед застосуванням їх необхідно очищати, як від твердих, так і від рідких забруднень. Тверді забруднення в паливі головним чином складаються з іржі, піску, пилу і каталізаторів нафтоперегонки. Рідкі забруднення – головним чином вода, тобто прісна вода або морська вода.

Забруднення можуть пошкодити насоси і паливні форсунки, викликати підвищений знос втулок циліндрів і сідел випускних клапанів. Застосування недостатньо очищеного рідкого палива також може привести до відкладень в газоходах і на лопатках турбокомпресорів.

Ефективне очищення можна забезпечити тільки сепарацією. Рекомендується, щоб продуктивність сепараторів була рівна щонайменше вказаній в інструкціях виробника. Для отримання оптимального очищення надзвичайно важливо, щоб сепаратор працював при мінімально можливій в'язкості палива і, щоб паливо якомога довше залишалося в барабані сепаратора.

Особливо для палив в'язкістю понад 180 сСт / 50°C в підігрівачі палива перед сепаратором слід підтримувати найвищу температуру – 98°C (208°F).

Для того, щоб паливо довше залишалося в сепараторі, витрату через сепаратора слід відрегулювати так, щоб він відповідав що вимагається двигуном кількості палива без зайвої рециркуляції. Отже, сепаратор повинен працювати 24 години на добу, виключаючи час, необхідний для очищення.

Беручи до уваги сучасні якості палив, слід зважати на необхідність досить частого очищення сепараторів. Для ефективного видалення води особливо важливий правильний підбір і правильна настройка регулювальних з'єдинень і/або гравітаційних дисків. В інструкції по сепараторах вказано, як повинні бути відрегульовані диски або з'єдинення відповідно питомій вазі палива.

В практиці для очищення палива є в розпорядженні щонайменше два сепаратори. Результати дослідів обробки нинішніх сортів залишкового палива в сепараторах показали, що якнайкращий ефект очищення, особливо видалення дрібних частинок каталізаторів, виходить послідовною роботою сепараторів в режимі пурифікатор/кларифікатор

Тому послідовна робота сепараторів, що забезпечує максимум безпеки, є повністю прийнятною альтернативою рекомендованій раніше паралельній роботі, за умови, що робоча продуктивність кожного з сепараторів достатня для обробки всієї кількості палива, що вимагається двигуном, без перевищення витрати, що рекомендується виготовником сепараторів для цього режиму роботи.

Якщо встановлена продуктивність сепараторів невелика в порівнянні з необхідною для в'язкості вживаного палива і, якщо є більше одного сепаратора, то може бути доцільний використовувати їх паралельно, щоб отримати ще більшу величину потоку палива. Проте, в зв'язку з вищезазначеними результатами і рекомендаціями, слід серйозно пропрацювати установку нового устаткування, відповідного якості палива, вживається і рекомендаціям по потоку.

Для визначення необхідної продуктивності сепарації рекомендується слідувати вказівкам виробника сепараторів. На додаток до сепараторів в паливній системі може бути передбачено зомогенізатор для зомогенізації невіддалених сепарацією води частинок шлам.

Паливна система. Залежно від якості палива двигун може бути оснащений різним устаткуванням.

Для роботи на МНО (морське дизельне паливо) на стандартний двигун встановлюються:
Паливopідкачуючий насос.

Здвоєний фільтр з металевими вставками.

Система змащення ПНВТ.

ПНВТ з сальниковим ущільненням протічок палива.

Неохолоджувані форсунки.

Навішане устаткування для роботи на МНО спроектовано для установок з одним двигуном. Для ДЕУ з декількома двигунами рекомендується або мати роздільну подачу палива, або замінити насоси на електричні.

Важке паливо (HFO)

Для роботи на HFO (важке паливо) на стандартний двигун встановлюються:

Здвоєний паливний фільтр з металевими вставками.

Підпірний клапан поворотного палива.

Система змащення ПНВТ.

Неохолоджувані форсунки.

Устаткування, що навішано, спроектовано для використання в паливних модулях (дустерних модулях).

Для багатомашинних дизельних енергетичних установок загальна система паливоподачі повинна охоплювати всі двигуни.

Рекомендується використовувати на даному двигуні важке паливо з в'язкістю до 380 сСт / 50 °С, навіть якщо двигун розрахований на паливо з в'язкістю до 700 сСт / 50 °С, залежно від фактичної якості палива.

Максимальна в'язкість при уприскуванні – 12–14 сСт.

Висновки до розділу

Наведено особливості несення вахти під час стоянки судна на якорі і у порту, а також несення вахти в особливих умовах плавання: в умовах граничної видимості та у прибережних водах. Проаналізовано особливості роботи машинного відділення із безвахтовим обслуговуванням.

Було розроблено питання технічної експлуатації паливної системи головного двигуна. На модернізованому судні прийняті всі необхідні технічні рішення, що забезпечують запобігання

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 06	Аркуш
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		134

небезпеки виникнення пожеж, оповіщення про можливе виникнення пожежі, гасіння пожежі й обмеження можливості його поширення, а також захист шляхів евакуації людей при пожежах і шляхів, що можуть використовуватися при проведенні операцій із гасіння виниклих пожеж, тобто судно цілком задовольняє вимогам пожежної безпеки.

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 06	Аркуш
						135
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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:
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.

виконання останньої заданої команди незалежно від порядку і швидкості завдання;
можливість установки величини і напрямку упору одним органом управління;
автоматичне походження зон критичної частоти обертання незалежно від заданого режиму роботи;

запобігання перевантаження головних механізмів у нормальних експлуатаційних режимах;
незалежність системи дистанційного автоматизованого управління і машинного телеграфу один від одного (допускається використовувати один і той же орган управління);
сигналізацію про втрату живлення і несправностях у системі;

виключення неприпустимих режимів роботи головних двигунів і рушіїв (мимовільне підвищення частоти обертання, пуск і реверс) при виході зі строю ДАУ;

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 07			
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Аналіз суднового електрообладнання, електронної апаратури та систем керування, діагностування й контролю СЕУ	Лист.	Аркуш	Аркушів
Студент		Перезищенко В.І.						
Консульт.		Шалапко Д.О.						
Керівник		Пирисунько М.А.				ХФ НУК		
Н. Контр.		Андрєєв А.А.						
Зав.кафед.		Андрєєв А.А.						

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 устрою треба електрична енергія.

У головних механізмів — двигунів внутрішнього згоряння повинна підтримуватись тієї ж температура робочих середовищ:

- охолоджувально 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.

При можливості переповнення також повинна бути передбачена сигналізація по верхньому рівню.

При наявності роздільних систем мастильного масла.

Для двигунів потужністю більше 2250 кВт з діаметром циліндра більше 300 мм.

При наявності декількох систем мастильного масла (для розподільного валу, клапанних коромисел і т.п.) індивідуальний сигнал АПС повинен бути передбачений для кожної системи.

Зниження навантаження не потрібно, якщо охолоджуючою рідиною є циркуляційне масло.

При неможливості, через конструкції двигуна, здійснення контролю потоку рідини, яка охолоджує поршні, допускається прийняття альтернативних мід контроль теплового стану поршнів.

При наявності загального для всіх циліндрових втулок охолоджувача без індивідуальних запірних клапанів.

При використанні охолоджуючої води у теплообмінних апаратах палива і мастильного масла.

Потребується при використанні установок з двопаливними (газ — рідке паливо) двигунами.

5.1.2 Автоматизовані компресорні установки

Системи стисненого повітря повинні мати устрої 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%, відбувався 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%, відбувався автоматичний пуск другого, який знаходиться в автоматичному режимі компресору, і обидва компресори продовжували б працювати до досягнення номінального тиску.

Інша логіка роботи автоматизованих компресорів (табл. 5.1) підлягає спеціальному розгляданню Регістром.

Параметри автоматизованих компресорних установок, які контролюються, місця заміру, граничні значення параметрів і види автоматичного захисту і індикації параметрів.

Таблиця 5.1 Автоматизовані компресорні установки

№ п/п	Контрольований параметр	Індикація, АПС	Автоматичний захист
1	Тиск мастильного масла на вході у компресор	—	+
2	Поток охолоджуючого середовища на виході з компресора	—	
3	Температура повітря за охолоджувачем	—	
4	Тиск пускового повітря на виході повітряного балону		+
5	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.

5.1.3 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 установки. 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.

5.1.4 Автоматизовані осушувальні установки машинних приміщень

Відповідні осушувальні насоси повинні автоматично вмикатись в залежності від рівня води у лляльних 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. 5.2.

Таблиця 5.2 Автоматизовані осушувальні установки машинних приміщень

№ п/п	Контрольований параметр	АПС
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. При дистанційному управлінні. 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 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 окремий сигнал „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 пості 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: устроями, вказаними в „Механічні установки”;

пультом системи аварійного — попереджувальної сигналізації (АПС);

устроями індикації режимів роботи механізмів і установок;

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”;

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 07	Аркуш
						140
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

„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.

5.1.8 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 несправностях механічної установки, а також устрої сигналізації.

Квінтитування 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.

5.1.9 Автоматизована система керування паливоподачею суднового дизеля

При експлуатації суднових дизелів на важких паливах необхідні:

- жорсткі умови до підбору циліндрових масел і присадок до картерів масел;
- інтенсифікація охолодження розпилювачів форсунок ;
- забезпечення рівномірного прогріву деталей ПНВТ в період переведення дизеля з дизельного на важке паливо (якісна теплова ізоляція ПНВТ і трубопроводу високого тиску);
- збільшення зазорів в прецизійних плунжерних парах ПНВТ і голок в направляючих форсунок;
- забезпечення відведення витоків палива з ПНВТ і форсунок;
- надійний підігрів і регулювання в'язкості палива перед уприскуванням;
- обладнання трубопроводів високого тиску захисними кожухами (для запобігання ймовірності виникнення пожежі), з яких паливо при розриві паливопроводу відводиться в спеціальну цистерну;
- збільшення тиску в ПНВТ і відповідно зростання навантаження на його привід в залежності від довжини трубопроводу високого тиску на 20–40%;
- наявність пристрою зміни кута випередження подачі палива для досягнення показників робочого процесу дизеля, близьких до показників роботи дизеля на дизельному паливі (в першу чергу по економічності). При конструюванні ПНВТ слід передбачити можливість зміни кута випередження подачі без зупинки дизеля. Наприклад, в дизелях типу RLA, RTA фірми «Зульцер» впроваджена система регулювання кута випередження подачі палива VIT, яка забезпечує зменшення питомої витрати палива на 2–4% (залежно від в'язкості важкого палива і режиму роботи дизеля) безпосередньо під час його роботи.

З метою надійної роботи системи з доку наповнення ПНВТ передбачається безперервна циркуляція палива, яка дозволяє уникнути кидків тиску підкачки при змінних навантаженнях і зупинках, дизеля, не допускати охолодження палива в системі ПНВТ і забезпечувати рівномірне прогрівання плунжерних пар в процесі перекладу дизеля з дизельного палива на важке, уникати застою пароповітряних бульбашок, що виникають в порожнинах наповнення ПНВТ.

Ефективне використання важких палив досягається за допомогою спеціальних розпилювачів, що мають збільшені діаметр отвору і кут розпилювання. Система охолодження форсунок при роботі на важкому паливі повинна передбачати переключення на підігрів. Наприклад, фірма «Пілстік» для задовільної експлуатації своїх дизелів РС-2 на паливі в'язкістю 600 мм²/с рекомендує з метою зниження в'язкості палива до 15–17 мм²/с температуру 130–135 °С на вході в ПНВТ, а тиск подачі палива до ПНВТ не нижче 0,4 МПа. Діаметр отворів розпилювачів повинен становити 0,55 мм для дизелів РС-3 і 0,99 мм для дизелів РС-4.

Застосування сепарування в даний час – найефективніший метод очищення важких палив, фільтрацію слід розглядати як додатковий метод очищення палив. Щоб підвищити ефективність очищення важких палив на борту судна навіть для сепараторів з системою самоочищення, потрібно додаткове очищення сепараторів вручну.

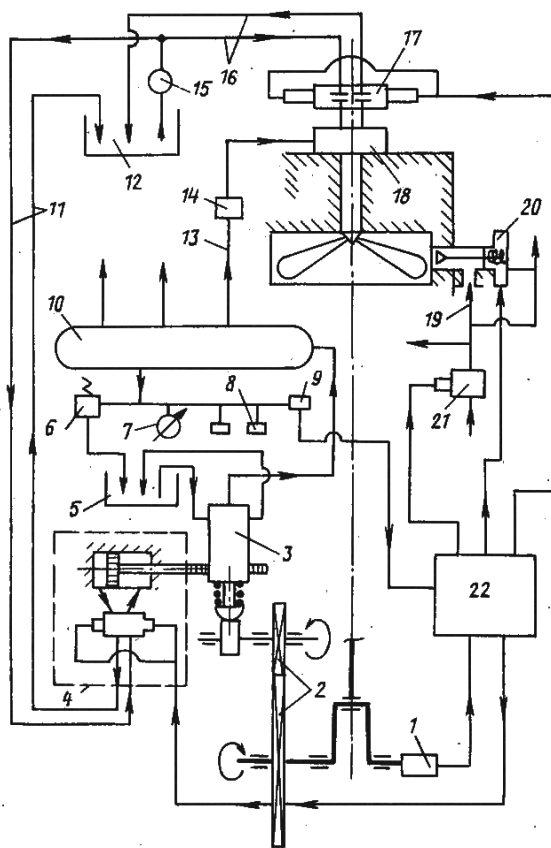


Рисунок 5.1 Принципова схема акумуляторної паливної системи з електронним управлінням

- 1 – керуючий пристрій; 2 – редукторна передача; 3 – ПНВТ; 4 – електрогідравлічний позиціонер; 5 – чергова цистерна; 6 – запобіжний клапан; 7 – дистанційний манометр; 8 – перемикачі; 9 – датчик реєстрації поточного тиску в акумуляторі; 10 – акумулятор, загальний для всіх циліндрів; 11 – трубопроводи до позиціонера; 12 – масляний бак, обслуговуючий сервомотори; 13 – трубопроводи від акумулятора до форсунок; 14 – швидкодіючі запірні клапани; 15 – гідроагрегат; 16 – трубопроводи; 17 – керуючий сервоклапан; 18 – форсунка; 19 – пусковий трубопровід; 20 – пусковий клапан; 21 – головний маневровий клапан; 22 – електронний контролер – керуючий логічний пристрій.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 07

Аркуш

142

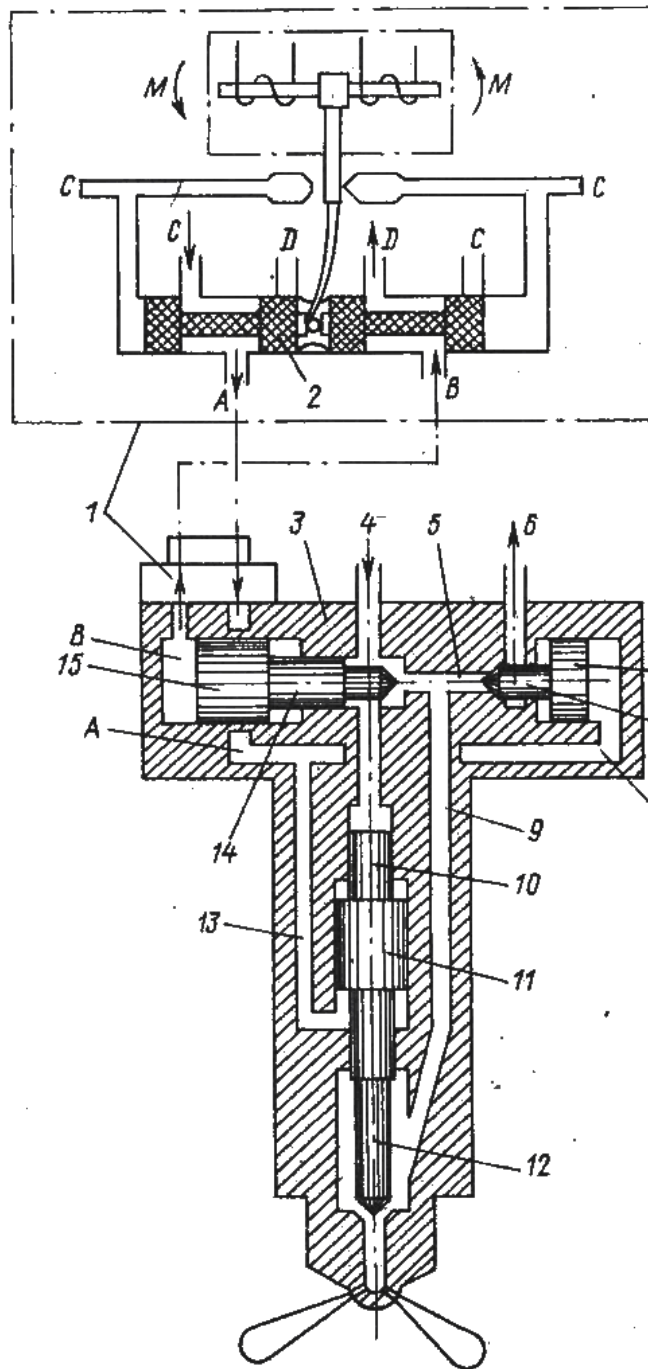


Рисунок 5.2. Дозуючий пристрій акумуляторної системи з електронним управлінням:
 1 – сервоклапан форсунки; 2 – золотник; 3 – корпус форсунки; 4 – центральний канал форсунки, пов'язаний з акумуляторами; 5, 6 – розвантажувальні отвори остаточного тиску палива; 7, 8 – диференціальні клапани зняття тиску серворідини; 9 – паливопідводящий канал; 10, 11 – диференціальні поршні голки; 12 – голка форсунки; 13 – паливний канал; 14, 15 – диференціальні клапани; А, В, С – перепускні масляні канали.

Перспективно електронне управління уприскуванням, при якому регулювання піддаються момент початку впорскування, середній тиск уприскування і зміна тиску в процесі уприскування. Так як величина N_e пропорційна добутку частоти обертання, тривалості уприскування і тиску

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 07

Аркуш

143

палива, то введення цих величин в програму роботи електронного регулятора дозволяє оптимізувати по де будь-який режим дизеля.

При електронному управлінні можна одійтися однією форсункою з тим же перетином каналів розпилювача форсунки при різних навантаженнях дизеля для отримання мінімумів де моді як при традиційному механічному уприскуванні досягнення мінімумів на повному і на часткових навантаженнях можливо тільки з двома форсунками.

Електронне управління забезпечує можливість оптимізації де при зміні атмосферних умов шляхом регулювання кута випередження впорскування і підтримки цим сталості P_z .

Оптимізація індикаторного процесу у всьому діапазоні робочих режимів дизеля можлива в акумуляторної паливної системи фірм MAN і «BOSH» (рис. 7.1) з електронним управлінням.

Електронний контролер всієї системи є мікрокомп'ютерним комплексом, переробним все вхідні в нього сигнали і контролюючим задану послідовність операцій при пуску, реверсі та роботі дизеля. Він також виконує функції регулятора частоти обертання у всьому діапазоні експлуатаційних режимів. Функції дозуючого приладу здійснює форсунка з встановленим на її корпусі сервоклапанів, які мають електрогідравлічний виконавчий механізм (рис. 7.2).

5.2. Розробка програми випробувань головного двигуна

5.2.1 Загальні вказівки

Перед початком випробувань необхідно ознайомитись з діючими методиками і програмами, які оговорені заводом — будівником і замовником. При виконанні випробувань необхідно користуватись положеннями по дотриманню вимог техніки безпеки підготовки і організації випробувань і можливості контролю параметрів при виконанні їх замірів.

Дійсна методика складена по програмі для проведення випробувань головного двигуна 6G60ME-C9.

Обслуговування головного двигуна під час випробувань повинно здійснюватись відповідно до інструкцій по обслуговуванню двигуна і засобів автоматизації.

До початку ходових випробувань головний двигун повинен бути обкатаний по програмі, складеної фірмою — виробником.

Виміри при випробуваннях здійснюються штатним і позаштатними контрольними — вимірювальними приладами.

Результатом випробувань головного двигуна в обсязі даної методики, є закриття посвідчень про приймання головного двигуна на швартовних і ходових випробуваннях.

Зазначені за порядковим номером і пунктів, методики номери в дужках відповідають пунктам програми по випробуванню головних двигунів.

Безпека проведення випробувань забезпечується виконанням особами, зарахованими у здавальну команду, вимог, викладених у інструкціях з експлуатації двигуна, що комплектують устаткування автоматизації.

Організація, порядок, умови і підготовка до проведення випробувань повинні відповідати ГОСТ 5.0347-81 „Випробуванню здавально — приймальних суден цивільного призначення. Порядок проведення і основні положення”.

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 07	Архуш
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		144

У процесі випробувань необхідно вести облік виявлених дефектів і відмовлень:
 тривалість роботи до відмовлення;
 умови роботи при відмовленні;
 найменування вузла, що відмовив, (деталі) і його заводський номер;
 причини відмовлення, дефекту;
 ужиті заходи для усунення відмовлення;
 час, витрачений на усунення відмовлення.

5.2.2 Технічна документація

Необхідна документація для проведення випробувань представлена нижче

Перелік технічної документації:

- 1 Специфікація (виконана)
- 2 Технічний опис і інструкція експлуатації дизеля 6G60ME-C9
- 3 Система підігріву рідин.
- 4 Система стиснутого повітря
- 5 Система паливна
- 6 Система масляна
- 7 Система охолодження.
- 8 Система масляна. Трубопровід змащення і охолодження підшипників дейдвудного
- 9 Валопоротний пристрій.
- 10 Валопровід. Формуляр
- 11 Електропривод суднових механізмів і пристроїв.
- 12 Валопровід. Технічний опис і інструкція з експлуатації.
- 13 Програми випробувань
- 14 Збірник вахтових інструкцій механізмів у МКВ.
- 15 Технічні умови на судновий дизель
- 16 Технічні формуляри, або паспорти механізмів, заповнені на момент випробувань.
- 17 Аналіз палива і масла прийнятих для здійснення випробувань
- 18 Перелік контрольованих параметрів і налаштування приладів автоматики ЕУ
- 19 Схема електрична загальна
- 20 Таблиця червоних рис манометрів ЕУ
- 21 Технічний опис, формуляр, або паспорти, заповнені на момент випробувань, прилади, що поставляються комплексно з ГД.

5.2.3 Контрольно — вимірювальні прилади

Для проведення контролю параметрів головного двигуна і обслуговуючих його механізмів на судні використовують контрольно — вимірювальні прилади (див. табл. 5.1)

Таблиця 5.1 Перелік контрольно — вимірювальних приладів

Найменування	Кількість	Межі шкал і клас точності	ТУ, або ДСТ
Мегаомметр 500 В	1	0-100 Мом	ТУ-04-2131-78
Мегаомметр 100 В	1	0-20 Мом	
Амперметр змінного струму	1	0-10 а	ТУ-25-04-019-66

Найменування	Кількість	Межі шкал і клас точності	ТУ, або ДСТ
Вантажо-поршневий манометр МП-60	1	0-60 кг/см ²	ДСТ 8291 – 69
Контрольний манометр	1	0-2,5 кг/см ²	ТУ03 – 547 – 66
Контрольний манометр	1	0-10 кг/см ²	– ”” –
Контрольний манометр	1	0-40 кг/см ²	ТУ03 – 547 – 66
Амперметр змінного струму	1	0-30 а	
Вольтметр змінного струму	1	0-450 у	ТУ-25-04-019-66
Годинник	1		
Секундомір	1		ДСТ5072-72
Найменування	Кількість	Межі шкал і клас точності	ТУ, або ДСТ
Термометр БПЕ-25	1	0-100 °С	ВІН9-780-67
Прилад комбінований Ц 4312	1		ТУ25-04-3300-77
Манометр типу МО, 10 кг/см ² , клас точності 0,4	1	0...10	ТУ25-07-996-71
Індикатор „Майзак типу 50”	1		
Планіметр	1		

5.2.4 Швартовні випробування

Швартовні випробування систем, механізмів і засобів автоматизації ГЕУ проводять спочатку при не працюючому двигуні, а потім, по прямому призначенню.

Перевірка систем починається з паливної і масляної. Найперше, контролюють ступінь розрідження перед насосами (тільки на головних суднах), дистанційний і місцевий пуски насосів, час заповнення цистерн, перекачування і подачі палива і масла споживачам, якість сепарації палива і масла кожним агрегатом, а потім — дію приборів і апаратури автоматики, контролю тиску і температури палива і масла у встановлених точках, автоматичного управління основними і резервними механізмами і устроями.

В системах охолодження прісної і заборотної водою спочатку перевіряють прийом води головними стояночними насосами і подачу її в систему охолодження головного дизеля, дизель — генераторів (ДГ), випарної установки і інших механізмів згідно схематичної документації, а також прогрів ГД і ДГ від різних джерел, а потім несправність дії приборів і апаратури автоматики, контролю температури і тиску прісної води у системах охолодження дизелів, автоматичного і дистанційного управління основними і резервними механізмами і устроями.

Окремо випробують систему пускового повітря. Спочатку — на заповнення по черзі кожним компресором пусковим балонами, дію редукційних і запобіжних клапанів, на автоматичну періодичну продувку вологомасловідділювачів, подачу повітря з пускових балонів у пускові устрої

дизелів і систему управління головним дизелем, а потім — на роботу захисних і блокуючи пристроїв, систем сигналізації, автоматизованого і дистанційного управління.

Функціональні випробування системи дистанційно — автоматичного управління (ДАУ) проводять при закритому пусковому клапані, відключеному механізмі подачі палива і непрацюючих масляних насосах. Пускорегулююча рукоятка може переміщуватись тільки у напрямку, відповідно розташованого валу. У випадку пристосування реверсивного двигуна, він повинен реверсуватись за допомогою повітря.

Перевірку блоків системи ДАУ здійснюють у визначеній послідовності. Спочатку перевіряють пристрої повітряного прокручування дизеля за допомогою повітря і відключенню світлової сигналізації на мнемосхемі і панелях, сигналізації на центральному посту управління (ЦПУ) і в рульовій рудці при прокручуванні дизеля на декілька обертів. Після цього повністю відкривають запірний клапан пускового повітря і контролюють відключення пристроїв. Зупинку дизеля перевіряють за допомогою аварійного стоп — крана шляхом імітації сигналу втрат тиску робочого середовища, який поступає від датчика до виконавчого механізму клапана, а також натиском кнопки аварійної зупинки дизеля. Потім перевіряють роботу блоку проходження критичної частоти обертання дизеля при повітряному переводі пуско — регулюваній рукоятці через ділянку, відповідно цій частоті обертання. І, нарешті, контролюють відкриття і закриття головного пускового клапана по звуковому сигналу системи ДАУ установкою пускорегульованої рукоятки в положення „Відділ”, або „Перехідний хід”.

Рекомендуються пуски реверсивної дизельної установки на передній і задній хід проводити з рульової рудки після повної зупинки газу турбонагнітачів до початку роботи дизеля на паливі. Перевірка повинна сполучатися з іспитами на максимально можливу кількість пусків. Після перерахованих перевірок проводять іспити блокуючи систем дистанційного управління (ДУ) і ДАУ шляхом подачі на пульт взаємовиключних команд (наприклад, перевід пускорегульованої рукоятки системи ДУ, або ДАУ з положення „Передній хід” у положення „Задній хід” без зміни пускорегульованого важеля блокувального пристрою, або установки цієї рукоятки в положення „Задній хід”, а важеля — „Передній хід”).

На блокувального ступня перевірка — перехід на управління дизелем з ЦПУ. Для цього пускорегулюючу рукоятку встановлюють в положення „Стоп” і пости управління і гвинтову муфту переключають в положення „Аварійна робота” з наступним управлінням дизелем через повітряний позиціонер. Аварійне управління здійснюють вручну за допомогою рукоятки, яка діє на гідро посилювач аварійного привода відсіченого валу, з місцевого поста управління у машинному відділенні судна

Випробувана система ДАУ при управлінні дизельної ГЕУ проводять у такій послідовності: перевіряють блок програми збільшення навантаження (розігріву), потім — роботу блоку зниження частоти обертання дизеля по переміщенню сервомотора завдання швидкості в зону малої частоти обертання у випадках аварійної зупинки, зниження частоти обертання, перевищення швидкості, зупинці по команді машинного телеграфу, або повторного запуску. Випробовують дію сигналізації про закриття головного пускового клапана (вона повинна спрацьовувати при його закритті). Контролюють зупинку дизеля при відключенні питання в результаті обриву кабелю

(одриб імітують відєднанням однієї жили від клєми у шафі дистанційного управління на ЦПУ). перевіряють функціювання системи ДАУ при переході на аварійне живлення (одночасно з випробуванням блоку живлення).

Устрії повторного запуску дизеля перевіряють по спрацьовуванню звукової сигналізації при вкљученні паливного насоса і установці пускорегулюючої рукоятки у рульовій рудці в положення „Середній передній хід”.

Пускові випробування на головних суднах починають з холодного, але підготовленого до пуску стану дизеля при відповідній температурі рідин у його системах. Число послїдовних пусків — реверсів з різних постїв управління без поповнення пускових балонів повітрям повинно бути не менше 12 для реверсивних і не менше 6 для нереверсивних дизелїв невеликої потужності, а число пусків без підзарядки від акумуляторних батареї — не менше 12 для головних дизелїв і не менше 6 для дизелїв, працюючих на генератор.

Режимні випробування передбачають перевірку навантаження головних дизелїв. При роботі на ГФК воно повинне змінюватись по швартовній характеристиці $M_{кр} = f(n_s)$, при роботі на ГРК — по звинтовій характеристиці виду $N_e = f(n)$, яка проходить через точку номінальної (повної) потужності, або навантаженої характеристики виду $N_e = f(H_b / D_b)$ $n = const$.

5.2.5 Ходові випробування

Ходові випробування ГД передбачають перевірку роботи дизеля на сортах палива, передбачених проектною документацією, а також реверсування дизеля з усіх місць управління.

Дизельні установки, навантаження яких змінюються по звинтовій характеристиці, випробують на режимах, зазначених у табл. 5.2. Протягом усього періоду ходових випробувань перевіряють комплексну роботу систем і ЦАК по визначенню параметрів ГД з додатковим контролем їхніми штатними приладами, встановленими на механізмах.

Примітка: Тривалість випробування (вихід) здійснюється після завершення ходових випробувань ГД. Під час ревізії роблять контрольне розкриття механізмів, пристроїв і систем. Для виявлення дефектних вузлів і деталей у процесі випробувань і контрольного розкриття використовують засоби технічної діагностики. Після усунення зауважень і дефектів проводять контрольні випробування у двох режимах навантаження — повній передній і задній ходи. Тривалість цих випробувань на першому режимі і для дизельних установок від 151 до 4000 кВт — 2 год., на другому режимі і для всіх потужностей дизелїв — 0,25 год. При контрольних випробуваннях повинні бути підтверджені параметри, що вимірялися під час ходових випробувань.

Під час контрольного виходу проводиться цілий комплекс робіт по головному двигуну, який неможливо виконати при виконанні ходових випробувань коло стінки заводу:

- 12 пусків — реверсів з роботою системи автоматики;
- робота машини на задній хід 1 година;
- мінімально стійке число обертів 0,5 години;
- робота двигуна на протязі 6 годин, на повному ході при управлінні з рульової рудки;
- перевірка програм і маніпуляції з ГД, з рульової рудки;
- робота двигуна при максимальній потужності 1 годину;

перевірка устрою „збереження режиму” при втраті живлення;
перевірка реверсів;
перевірка роботи всіх постів керування.

Таблиця 5.2 Режими випробувань

Характеристика режиму	Головні ДВЗ, взяті окремо, які працюють на гребні гвинти. Тривалість випробувань, годин		ДВЗ приводу генераторів, або допоміжних механізмів. Довжина випробувань, годин	
	Гвинт фіксованого кроку	Гвинт регульованого кроку	Головні	Допоміжні, або приводу допоміжних механізмів
Розрахункова частота обертання	4	4	–	–
Частота обертання відповідно до вимог експлуатаційної потужності	2	2	–	–
Частота обертання 1,032 розрахункової	0,5	0,5	–	–
Мінімально стійка частота обертання	0,25	0,25	–	–
Задній ход при 70% розрахункової частоти обертання	0,25	0,25	0,25	–
100% розрахункової потужності на гребних валах	–	–	4	4
100% довшотривалої експлуатаційної потужності на гребних валах	–	–	2	–
110% розрахункової потужності на гребних валах	–	–	0,5	0,5
Пуски	+	+	+	+
Реверси	+	+	+	–
Перевірка системи централізованого контролю, АПС і захисту	+	+	+	+
Перевірка механізму зміни кроку	–	+	–	–

5.2.6 Швартовні і ходові випробування валопроводів

Після монтажу на судні здійснюється перевірка валопроводу у дії одночасно з проведенням

швартовних і ходових випробувань головних механізмів. Перевірка у дії валопроводу на швартовних і ходових випробуваннях проводиться по програмі, яка є складовою частиною загальної суднової програми і методиці випробувань валопроводу, схваленій Регістром.

Готовність валопроводу до випробувань по згоді з Регістром.

Готовність валопроводу до випробувань за згодою з Регістром визначається позитивними результатами усіх передбачених оглядів і перевірок, які виконуються у процесі монтажу валопроводу, а також по таблицям замірів (актів, формулярів валопроводу).

По результатам швартовних випробувань визначається можливість проведення ходових випробувань.

Позитивні результати швартовних і ходових випробувань визначаються температурними режимами по експлуатації; відсутністю сторонніх шумів, ударів, підвищеної вібрації і інших побічних при знаків ненормальної роботи; задоволеної роботою систем, приборів і устроїв, які обслуговують валопровід у відповідності з інструкцією по експлуатації цих систем, приборів і устроїв, а також результатами вимірювань крутильних коливань.

Необхідність ревізії вузлів і деталей валопроводу, деїдвудного устрою, а також контрольної перевірки центрування валопроводу визначається по результатам ходових випробувань конструктивних особливостей валопроводу.

5.2.7 Вимір параметрів головної пропульсивної установки (ГЕУ).

Під час випробувань ГЕУ вимірюють крутильні і подовжні коливання лінії валу, обертовий момент (на головних суднах), частоту обертання, потужність, тиск і розрядження, температуру, витрати палива, та масла.

Резонансні крутильні подовжні коливання в системі „дизель — лінія валу — гребний звинт” визначають у робочому діапазоні зміни частоти обертання за результатами торсіографування. Установлюють заборонну зону критичної частоти обертання гребного валу.

Обертовий момент на гребному валі обчислюють, вимірюючи деформацію вала торсіометром, або вбудованим у дизель – вимірником обертового моменту. У першому випадку повинний бути попередньо відтаріровано на стенді підприємства – виготовлювача для визначення співвідношення між кутами скручування двох заздалегідь установлених перетинів вала з додатком до нього заданого скручуючого моменту. Скручуючий момент, H м,

$$M_{кр} = \pi E_c J_p \varphi_{ск}$$

де E_c — модуль зрушення, Па;

J_p — полярний момент інерції валу, m^4 ;

$\varphi_{ск}$ — кут скручування, що представляє собою відношення абсолютного кута скручування до довжини тарованої ділянки, рад/м.

Потужність дизелів, що працюють на рушії, визначають за результатами виміру на валу обертового моменту і частоти обертання. Припустимо знаходити потужність по середньому індикаторному тиску, частоті обертання вала і механічному ККД, або іншим непрямим методом за рекомендацією підприємства — розробника.

Для визначення індикаторної потужності проводиться зняття індикаторних діаграм індикатором і їх обробка планіметром. В такому випадку, якщо двигун має систему

діагностування, постійно можна знати величини моменту, що крутить, числа обертів і ефективної потужності.

Величини контрольованих параметрів зазначені в табл. 5.3.

Таблиця 5.3 Величина контрольованих параметрів і їх граничні значення

№	Символ	f – зливі t– температура С° p – тиск – Пма sp – швидкість, об/хв i – рівень v – в'язкість	Норм. значення	Граничне максимальне	Граничне мінімальне	Зниження	Зупинка
1	2	3	4	5	6	7	8
1	V	Паливо після фільтра	10–15	20	7		
2	P	Паливо у двигун	0,7–0,8		0,65		
3	P	Падіння тиску при проходженні через фільтр	0,02–0,05				
4	T	Вхід масла у двигун	40–45	55	35	60	
5	T	Вихід масла з двигуна	50–60	65			
6	T	Вихід масла з охолодження поршнів	55–65	70		75	
7	T	Потік масла з охолодження поршнів		Нема потік у		Нема Потіку	
8	T	Вихід масла з турбонагнітачем	70–115				
9	P	Повітря у МВ	0,095–0,105				
10	P	Масло на охолодження поршня	0,19				
11	P	Масло на зупинку двигуна (охолодження поршнів)	0,11			0,07	
12	P	Масло на рамові підшипники	0,19				
13	P	Масло на зупинку ГД (на рамові підшипники)	0,09			0,07	0,05
14	T	Повітря у компресор турбонагнітача	–10+45				
15	T	Масло від рамових підшипників	50–60	60			
16	T	Масло від мотильових підшипників	50–60	60		70	
17	T	Масло від головних підшипників	50–60	60		70	
18	T	Сегменти упорного підшипника	60–70	75		80	90

№	Символ	f – злив t– температура С° p – тиск – Пма sp – швидкість, об/хв i – рівень v – в'язкість	Норм. значення	Граничне максимальне	Граничне мінімальне	Зниження	Зупинка
19	T	Масло на підшипники розпод. валу на вихлопний клапан	40-45	55			
20	P	Масло на підшипники розпод.валу і вихлопний клапан	0,25-0,3		0,2		0,15
21	T	Вихід масла з под-об розпод.валу	45-50	70		60	
22	I	Масло у лубрикаторі			Низький рівень	Немає Рівня	
23	P	Масло у турбонагнітач	0,15-0,22		0,12		0,08
24	T	Масло від турбонагнітача	70-90	95		55	
1	2	3	4	5	6	7	8
25	T	Охолоджувальна вода у охолоджувач повітря	>10-32	40			
26	T	Охолоджувальна вода у охолоджувач масла	>10-32		10		
27	P	Охолоджувальна вода у охолоджувач повітря	0,2-0,25	0,35	0,1		
28	P	Охолоджувальна прісна вода на вході у двигун	0,35- 0,45		0,2	0,15	0,1
29	T	Охолоджувальна прісна вода на вході у двигун	65-70		57		
30	T	Охолоджувальна прісна вода на виході з двигуна (охолодження кришки і втулки)	80-85	90		95	
31	T	Охолоджувальна прісна вода на виході з охолодження вихлопного клапана	100-110				
32	P	Падіння води при проході через двигун	0,08- 0,14			0,04	
33	T	Охолоджувальна вода з турбонагнітача	80-85	90			
34	P	Пускове повітря	3		1,5		
35	P	На систему автоматики повітря	0,7		0,55		

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 07

Аркуш

152

№	Символ	f – зливі t – температура С° p – тиск – Пма sp – швидкість, об/хв i – рівень v – в'язкість	Норм. значення	Граничне максимальне	Граничне мінімальне	Зниження	Зупинка
36	T	Продув очне повітря у реверсі		55		65	
37	T	Повітря в картері		80		120	
38	P	Повітря у реверсі	0,55		0,45		
39	T	Вихлопні гази перед турбіною	380–430				
40	T	Вихлопні гази після вихлопного клапана	320–390	430		450	
41	T	Різниця для вихлопних газів		+50	-50	± 60	
42	T	Вихлопні гази після турбонагнітача	220–300				
43		Концентрація масляного туману у картері		0,5мд/1		0,5мд/1	
44		Граничне число обертів					MCR min ⁻¹ x1,09
45	P	Повітря на регулятор	0,05–0,5				
46		Вібрація турбонагнітача		Висок а			

5.2.8 Місце і тривалість ходових випробувань

При виході судна на ходові випробування — складається програма випробувань, зміст якої наступний:

1. проходження девіації;
2. прийняття даласту з урахуванням досягнення спеціфікаційної осадки у вантажі;
3. визначення швидкості судна на мірній милі, з визначенням швидкості ходу судна на 3-х галсах при відповідності параметрів навколишнього середовища необхідним вимогам; перевірки роботи якірного устрою у районі м. Тарханкут і його автоматичного управління; перевірка 12-ти пусків — реверсів головного двигуна і основних маніпуляцією з ГД при роботі системи автоматики; перевірка роботи головного двигуна при роботі на передній хід з усіма механізмами, які обслуговуються, дизель — генераторами, котельної установки і рульовою машиною на протязі 6 годин; перевірка роботи головного двигуна при роботі на передній хід на протязі 1 години на максимальній потужності;

перевірка роботи головного двигуна і рульової машини при роботі на задній хід на протязі 0,5 години, двигун працює в режимі середнього ходу;

перевірка роботи постів управління;

перевірка реверсів, мінімально стійких обертів, блоку захисту і команд блокування;

ходовий режим при управлінні двигуном з навігаційної рубки на протязі 16 годин з перевіркою опріснювальної установки;

стояночний режим при управлінні і контролі механізмами з навігаційної рубки, але з ЦПУ;

ревізія механізмів;

завантаження судна перед його передачею команді.

5.2.9 Ревізія

Ревізія здійснюється після проведення ходових випробувань. Під час ревізії проводять контрольні розкриття механізмів, устроїв, систем і елементів двигуна. Для виявлення дефектних вузлів і деталей у процесі контрольного розкриття використовують засоби технічної діагностики. Після усунення зауважень і дефектів проводять контрольні випробування з тривалістю по узгодженню замовника і здавальника.

Висновок до розділу

Після закінчення усіх випробувань і виконання усіх робіт по ревізії, складається приймальний акт, який підписується у двосторонньому порядку з однієї сторони — членами приймальної команди і представником класифікаційного товариства; з другої сторони — представниками заводу — будівника.

Підписаний приймальний акт є заключним документом, після підписання якого, судно передається замовнику і починається експлуатаційний період судна.

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 07	Аркуш
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		154

6. Технологічна розробка елементів СЕУ

6.1. Технічне обслуговування та ремонт сальника штока поршня

Капітальний ремонт сальника штока (рис 6.1) здійснюється штатним методом у зв'язку з демонтажем поршнів.

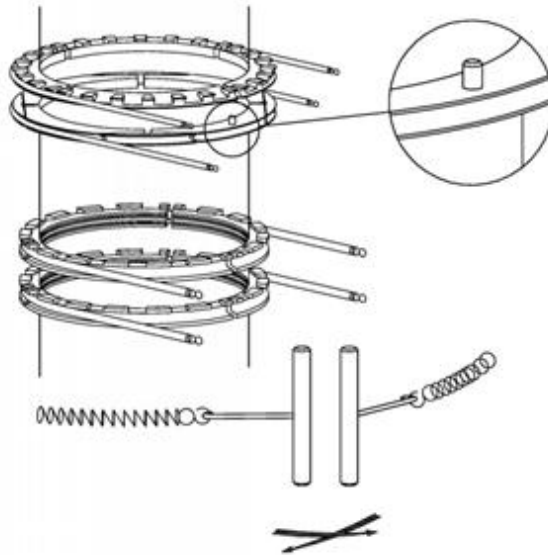


Рисунок 6.1 Розбирання кілець сальника

Під час таких ремонтів, поршень спирається на спеціальну підтримуючу підставку над одним із вирізів на верхній платформі.

Робота з сальником при цьому здійснюється з платформи нижче.

Змонтувати два монтажні-долти в фланці сальника, і зачепити на двох ланцюгах.

Підніміть сальник трохи вгору по штоку, і змонтувати робочий стіл навкруги штоку на відповідну робочу висоту.

Опустити сальник на робочий стіл (рис 8.3), і видалити снасті і монтажні долти.

Зняти кільце ущільнювача сальника. Якщо ущільнювальні кільця не пошкоджені і можуть бути використані знову, перемістити їх нагору по штоку і закріпити їх в такому положенні, наприклад, зі стрічкою.

Зняти гайки з сальника разом з долтами.

Виїміть шість долтів, і зняти одну половину сальника.

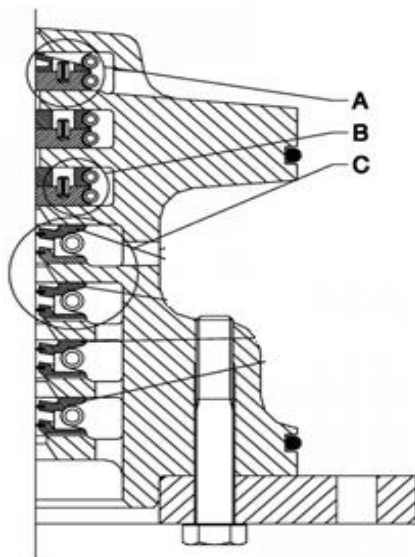
Змонтувати два монтажні долти на сальник і зняти другу половину з робочого столу.

Видаліть залишившуся половину сальника.

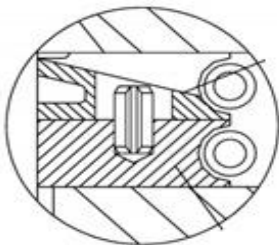
Виміряйте зазор між кільцями сегментів і визначити, чи необхідна їх заміна.

Демонтувати і скласти кільця в тому ж порядку, як при установці в сальник.

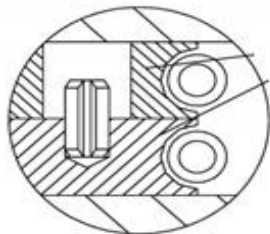
					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 08			
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Технологічна розробка елементів СЕУ	Лист.	Аркуш	Аркушів
Студент	Перезищенко В.І.							
Консульт.	Абдюнін Р.Ю.							
Керівник	Пирисунько М.А.							
Н. Контр.	Андрєєв А.А.							
Зав.кафед.	Андрєєв А.А.							
						ХФ НУК		



A



B



C

Рисунок 6.2 Розташування та конструкція кілець сальника

верхньому ущільнювачу кілець (рис. 6.3).

Ретельно очистіть всі сегменти кілець (рис 6.2).

Перевірити і оцінити якість поверхні ущільнювальних кілець. Якщо їх поверхні ковзання мають подряпини або сліди, замініть кільця.

Перевірте довжину пружини.

Перевірте поверхню штока. Якщо присутні невеликі поздовжні подряпини (викликані погано пристосованими кільцями сальника), ретельно відшліфувати поверхню штока дрібнозернистим карборундним каменем. У випадку грубих подряпин, може виявитися необхідним, розрівняти поверхню в майстерні.

Очистити половинки сальника.

Змастити шток з дисульфідом молібдену (MoS_2).

Для правильної установки ущільнення і скребків-кілець ознайомитися з ескізом. Скребок-кілець в пазі №4, повинно бути без рельєфних пазів на нижній стороні.

Здеріть всю начинку на робочий стіл навколо штока, наступним чином:

Розмістити нижні сегментні кільця-скребки на робочий стіл.

Розмістити навесні круглі сегменти, і зачок разом.

Повторіть цю процедуру для решти кілець-скребків.

У верхній частині кільця, скласти два ущільнювальних кільця (кожне з яких складається з 4-х елементних кілець і 8-елементних кілець).

Здеріть 8-елементні кільця ущільнювача так, щоб дві основні поверхні розміщувалися контактною поверхнею догори, розмістити навесні круглі сегменти і, кінці навесного заку разом.

Здеріть 4-елементне ущільнювальні кільця вище 8-елементних кілець ущільнювача. Стисніть два кільця разом таким чином, що напрямні штифти в нижньому ущільнювачу кілець взаємодіяли з двома отворами у

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 08

Аркуш

156

Зібрати складові частини верхнього кільця (що складається з 4-х елементного кільця скребком і 8-елементного кільця ущільнювача).

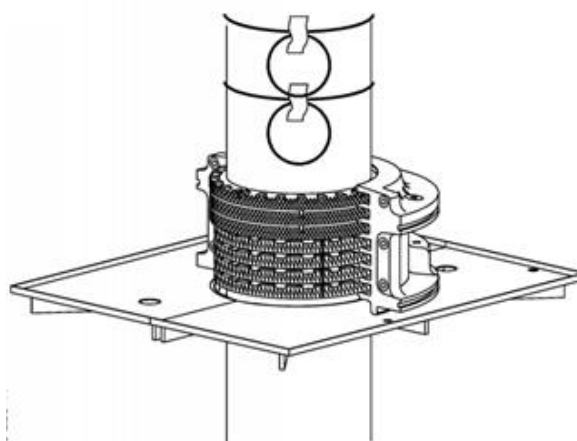


Рисунок. 6.3 Схема розташування монтажного столика з сальником

Візьміть половину сальник на робочий стіл для регулювання висоти всіх присутніх кілець на штоку, всі кільця повинні відповідати відповідним пазам в сальнику. Потім, стисніть половину сальника до контакту з поршневим штоком.

Перевірте зазор кілець знову.

Потім помістіть другу половину сальника на робочий стіл, підтискаючи його на місце круглого кільця. Змонтувати і затягнути болти встановлені з обертовим моментом, зазначеним на лист.

Встановити ущільнюючі кільця в канавки сальника.

Встановити монтажні болти і троси, і зняти сальник.

Видалити робочий стіл і опустити сальник в нижню частину штока (рис. 6.4).

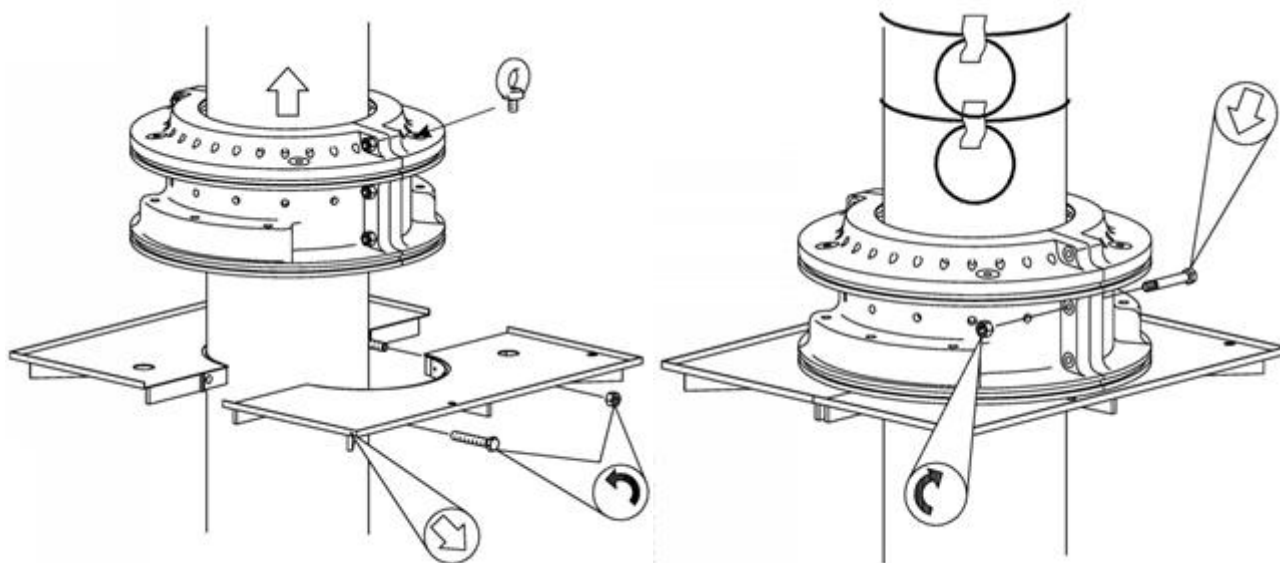


Рисунок 6.4 Зборка сальника і встановлення на робоче місце

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 08

Аркуш

157

Видалити трости і гвинти.

6.2 Технологічний процес монтажу суднових дизель-генераторів на амортизаторах

6.2.1 Загальні технологічні вимоги

Кріплення дизель-генераторів до суднового фундаменту виконується на амортизаторах конусоподібного типу, що входять до комплекту поставки ДДГ.

При монтажі дизель-генераторів 6L28/32H (6CH 28/32) необхідно керуватися монтажними кресленнями і відомостями кріплення механізмів у МВ, нормаллю на монтаж допоміжних механізмів і теплообмінних апаратів ОСТ 5.4110-74, інструкцією з експлуатації та обслуговування дизель-генераторів (двигунів 6CH 28/32) і формулярними даними.

Суднові фундаменти до завантаження дизель-генераторів повинні бути здані корпусниками за заявкою відділу технічного контролю заводу і зазрунтовані чи пофарбовані відповідно до відомостей фарбування. Монтажник повинен ознайомитися із заявкою на установку фундаменту.

Завантаження дизель-генераторів на судно повинні робити досвідчені такелажники під керівництвом майстра такелажних робіт у присутності майстра чи бригадира монтажників.

Установку одухів для переміщення дизель-генераторів необхідно виконувати за вказівкою майстра такелажних робіт з місця і варити згідно СТП 140-098-77.

Для даного типу кріплення місця установки на опорній поверхні фундаменту повинні бути оброблені так, щоб вільно встановлені амортизатори прилягали до фундаменту без хитань, а зазори між підшвою амортизатора і фундаменту не повинні перевищувати 0,5 мм.

Обробка опорної поверхні фундаменту в одну площину не потрібна.

При монтажі дизель-генератор повинен бути виставлений у горизонтальній площині за рівнем. Допустимі відхилення від горизонталі складають 3 мм/м. Товщина вирівнюючих шайб визначається безпосереднім виміром величин зазорів між торцевими опорними поверхнями рами агрегату.

Найбільша товщина вирівнюючих шайб не повинна перевищувати 20 мм, найменша – не менше 3 мм.

Вирівнююча шайба повинна прилягати до опорної поверхні втулки несучої планки амортизатора і до рами дизель-генератора. Щуп 0,1 мм не повинен проходити на 2/3 обводу шайби при незатиснутих болтах; чистота шайб не менше 5 класу.

Болти кріплення рами до амортизаторів повинні бути закручені нормальним ключем до повного опору торцевих поверхонь вирівнюючих шайб або з поверхнею рами дизель-генератора; після цього болти рекомендується додатково затягти не більше ніж на 1/2 оберту.

Перевірка щільності прилягання амортизаторів до фундаменту виконується щупом при незатягнутих болтах кріплення; щуп 0,5 мм не повинен проходити під амортизатор.

Розмітка отворів для кріплення амортизаторів до фундаменту виконується по шаблону.

Тахометри дизель-генераторів до їхньої установки необхідно відправити у центральну лабораторію виміральної техніки для стендової перевірки.

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 08	Аркуш
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		158

Матеріальна карта дана для довідок при отриманні матеріалів зі складів цеху. Замовлення матеріалів виконується по відомості.

При монтажу дизель-генераторів на плавбу необхідно:

- установити дизель-генератор на судновому фундаменті на віджимних болтах;
- на фундаментній рамі ГД оптичним рівнем визначити крен і диферент;
- уставити дизель-генератор на судновому фундаменті з креном і диферентом, що відповідають крену і диференту, вказаним у нормативній документації.

Припустимі відхилення не більш 2 мм на 1 м.

Після центрування ДДГ виконується перевірка розбіжності щік колінчастого вала, допускається не більше 0,03 мм, виміри знімаються на відстані 260 мм від осі шатунної шийки (у місці нанесення керна).

Установку дизель-генератора здає відділу технічного контролю і представнику морського класифікаційного товариства.

6.2.2 Вимоги до амортизаторів

Основні вимоги до амортизаторів такі:

- до установки на судно допускаються амортизатори, що відповідають вимогам ГОСТ 17053-71;

- перед установкою амортизатори повинні пройти ретельний зовнішній огляд у відповідності з технічними вимогами на їхнє виготовлення з перевіркою терміну придатності та пред'явленням відділу технічного контролю;

- термін зберігання амортизаторів – до двох років;

- дата виготовлення та установки амортизаторів повинна бути занесена у формуляр механізму;

- монтаж амортизаторів при температурі навколишнього повітря нижче -10°C забороняється;

- трубопроводи, що підводяться до дизель-генератора, повинні монтуватися не раніше, ніж через 24 години після монтажу опорних амортизаторів.

6.2.3 Техніка безпеки при виконанні монтажних робіт

Роботи по збиранню та монтажу дизеля необхідно виконати згідно основним вимогам безпеки праці при виконанні будівництва суден, викладеним в ОСТ 5.0241-78.

До небезпечних та шкідливих факторів даного технологічного процесу треба віднести:

- можливість виникнення пожежі;

- шум та вібрація при роботі механізованого інструменту;

- запиленість;

- вплив паливно-мастильних матеріалів на шкіру;

- механічні травми, ураження струменем масла високого тиску (при гідро зтяганні).

До робіт по монтажу дизеля (допускаються люди, більш, ніж 18-річного віку, які пройшли інструктаж по техніці безпеки та виробничій санітарії, медичне обстеження з послідуочною періодичною перевіркою.

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 08	Аркуш
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		159

Перед завантаженням вузлів дизеля на судно огляд та підготування опорних поверхонь, які розташовуються знизу, виконувати при встановлених виробках на дерев'яних брусах або дошках.

При збиранні дизеля заборонено виконання дудь-яких вогневих робіт (електрозварювальних, газорізальних тощо). При недостатньому освітленні робочого місця необхідно користуватися переносною електричною лампою напругенням струму не вище 12 вольт.

Роботи, пов'язані з вантажопідйомними механізмами, повинні виконуватись під керівництвом людини, яка відповідає за безпечне переміщення вантажів кранами. Підйом та транспортування повинно виконуватися випробуваними засобами у відповідності зі схемою завантаження /21/.

При обробці деталей фундаменту пневматичним інструментом необхідно користуватися "Правилами техніки безпеки та виробничій санітарії при холодній обробці металу". Робітникам необхідно користуватися захисними окулярами та респіраторами ШБ-1 або іншими засобами індивідуального захисту органів дихання.

Ручний пневматичний інструмент до того, як його видадуть робітникам, повинен бути перевірений на вібрацію та відповідати вимогам "Санітарних норм та правил при роботі з інструментами, механізмами та обладнанням, яке створює вібрацію, яка передається на руки працюючих". Оснащення, інструмент та пристосування повинні знаходитися у справному стані. Використання оснащення та інструменту з несправностями, які можуть призвести до займання або іскроутворення, не допускається.

При роботі з зідривальними пристосуваннями повинні виконуватися наступні вимоги:

- під час роботи поблизу не повинні знаходитися люди, які не зайняті на даній операції;
- дозволяється користування тільки перевіреними по строку придатності манометрами та випробуваними трубопроводами.

При монтажі дизеля не дозволяється виконання інших робіт над та під ним, якщо не прийняти міри, які охороняють працюючих знизу від падаючих інструментів та інших предметів.

Усі механомонтажні роботи на судні робітниками та ІТР повинні виконуватися у захисних касках.

Після закінчення роботи необхідно прибрати та очистити робоче місце працюючого від промаслених обтиральних матеріалів, бруду, сміття. Розповісти зміннику або майстру про всі несправності, які були помічені під час роботи.

При займанні масла або уайт - спіриту дозволяється застосовувати усі засоби гасіння, окрім води. Ефективним засобом захисту є вуглекислотне гасіння вогнегасниками ВХВП-10М.

Перед виконанням монтажу дизеля повинно бути перевірено протипожежний інвентар та засоби пожежогасіння.

При виконанні приварювання технологічних упорів необхідно прийняти засоби проти розлітання іскор. Місце проведення зварювальних робіт повинно бути забезпечено додатковими засобами пожежогасіння.

Розконсервування механізмів головного двигуна повинно виконуватися на спеціальних ділянках, обладнаних автоматичними засобами пожежогасіння. Суміщати вогневі та вогненебезпечні роботи неприпустимо.

Допустима відстань для проведення вогневих робіт від місця проведення розконсервування та знежирування повинна бути не менш 10 м по горизонталі.

6.3. Системи діагностування двигунів та їх окремих вузлів.

6.3.1. 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 невірної 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 окремих 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 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 посідників.

В ряді посідників по діагностуванні 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 будування 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, неврівноваженість 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, віброакустичні і інші), які за кількістю, або якісно характеризують ТС об’єкту. Як правило, ТС визначається по сукупності діагностичних параметрів.

Контрольопридатність (діагностованність) 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 устрої;
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.

Будь-яка 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 будь-яких інших систем управління, або контролю.

Це:

- вивчення об'єкту, його можливих дефектів і признаков проявлення останніх;
- вибір, або побудова математичного опису (моделі) поведінки справного об'єкту і його несправних модифікацій;
- аналіз математичної моделі з ціллю отримання системою алгоритму діагностування, яка реалізується;
- внесення при необхідності зміни в структуру і конструкцію ОД для забезпечення умов діагностування, які вимагаються;
- вибір, 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.

6.3.2. Оптична інтроскопія

Інтроскопія – огляд (при необхідності з фіксуванням зображення) внутрішніх полостей – дизелів, редукторів і приводів розподільних валів проточних частин турбін я турбокомпресорів, турбінних поверхових котлів і теплообмінників, трубопроводів і т. д. – без роздирання через отвори за допомогою оглядових трубок з відведеною системою освітлення об'єкта спостереження у видимій області спектра (0,38... 0,78 мкм).

6.3.3 Засоби інтроскопії

Засоби інтроскопії – ендоскопи поділяються за типами оглядових трубок (рис 8.1) на жорсткі (лінійні, іноді звані дороскопах), гнучкі (волоконно-оптичні, іноді звані фідроскоп) і мікро-телевізійні. У всіх типів ендоскопів застосовують волоконно-оптичне освітлення, в деяких жорстких трубках використовуються лампи розжарювання. Є конструкції, що представляють поєднання жорстких і гнучких оглядових трубок. Зображення розглядається за допомогою окуляра або на екрані телевізійного монітора. Фіксація зображення – фотоапаратом або відеомagnetофоном. Судновий ендоскоп комплектується з декількох оглядових трубок в залежності від області застосування.

6.3.4 Параметри ендоскопів.

Діаметр і довжина робочої частини характеризують «проникаючу» здатність оглядових трубок. Існують конструктивні обмеження довжини оглядових трубок в залежності від їх діаметра:

- жорсткі трубки — довжина не перевищує 300 діаметрів, гранична становить 4200 мм;
- гнучкі трубки — довжина не перевищує 670 діаметрів, гранична довжина стандартна до 3 м, спеціальна — до 6 ... 25 м;
- мікротелевізійне — діаметр 6 ... 35 мм, гранична довжина 8 ... 30 м (в приладах для огляду труб до 300 м).

Напрямок спостереження, кут поля зору і кут повороту дистального кінця — кутові характеристики, що визначають охоплення спостерігається площі (див. рис. 6.6).

Збільшення зображення визначає кратність збільшення (x або крат) зображення при розгляді через окуляр або на екрані монітора по відношенню до фактичного значення (наприклад, тріщини). Збільшення зображення залежить від відстані лінзи об'єктива від об'єкта, а також ступеня збільшення об'єктива, окуляра або телевізійної системи (рис. 6.5).

Роздільна здатність ендоскопа характеризує його здатність окремо відтворювати дрібні частини деталі і визначається найбільшим значенням частоти штрихів, нанесених на випробувальну пластинку («штриховая світу»), при якому в зображенні ці штрихи можуть бути помітні (не зливаються). Роздільна здатність вимірюється числом штрихів (ліній) на 1 мм — лін/мм або мм^{-1} і становить 4 ... 22 лін/мм.

Глибина різкості — допустиме порушення точності фокусування об'єктива ендоскопа, мм, при якому зберігається різкість зображення (рис. 6.7). При постійній фокусуванні глибина різкості 10 ... 100 мм, при регульованій від 6 до ∞ .

Освітленість об'єкта огляду — відношення світлового потоку, що падає на елемент площі поверхні, лк, на певній відстані від зрізу освітлювальної лінзи (світлопроводів); діапазон 1000 ... 5000 лк.

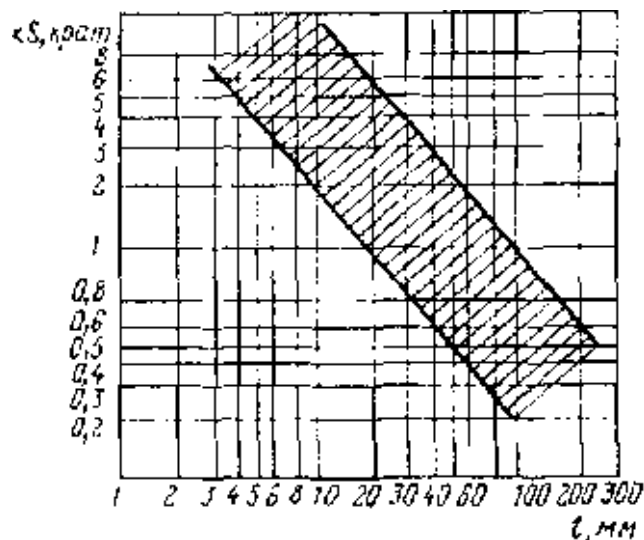
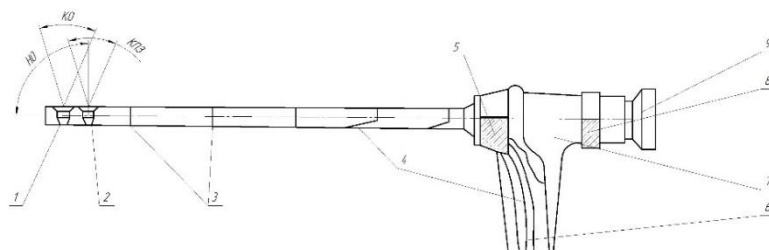
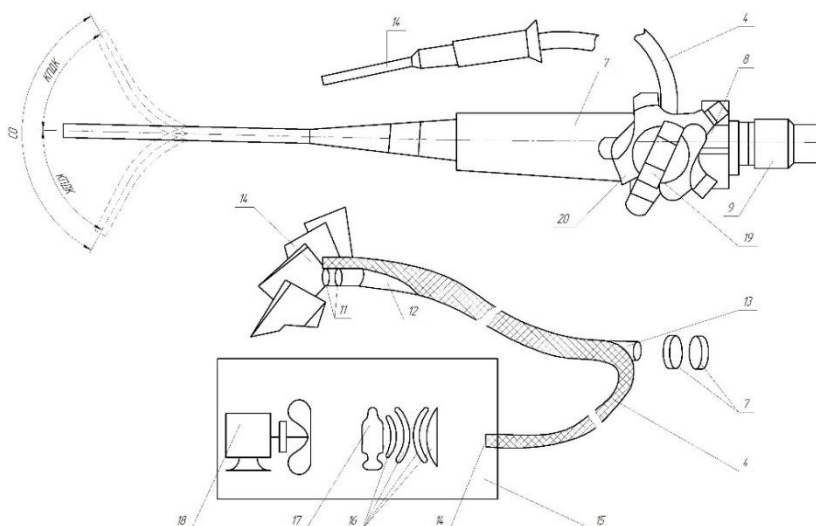


Рисунок 6.5 Номограма для визначення кратності збільшення ендоскопом (xS) в залежності від відстані l від лінзи об'єктива до об'єкта

Жорстка трубка ендоскоп



Гнучка трубка ендоскоп з джерелом випромінювання



Мікротелевізійний ендоскоп

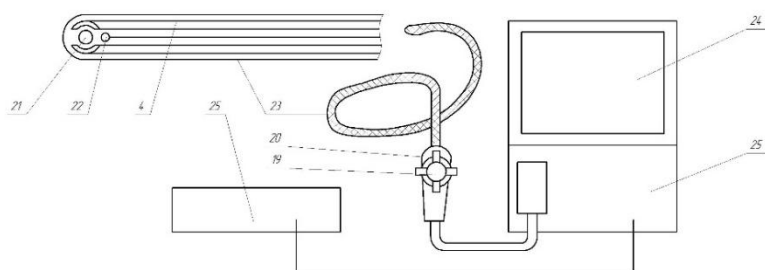


Рисунок 6.6 Схеми ендоскопів

КПЗ — кут поля зору; КО — кут освітлення; НО — напрямок огляду; СО — сектор огляду; КПДК — кут повороту дистального кінця; 1 — лінза освітлення; 2 — об'єктив; 3 — лінзи; 4 — світловід; 5 — система повороту оглядового трубки навколо своєї осі; 6 — підключення наконечника світловода; 7 — окуляр; 8 — кільце регулювання фокусу; 9 — кільце регулюванняостроті зору; 10 — об'єктив-насадка, кільце регулювання фокусу; 11 — Об'єктив кривого поля; 12 — джгут, виводить зображення на екран; 13 — колектив; 14 — торці освітлювального світловода; 15 — джерело випромінювання; 16 — конденсатор; 17 — галогенні лампи; 18 — вентилятор; 19 — керування поворотом дистального кінця вправо і вліво; 20 — керування поворотом дистального кінця вниз і вгору; 21 — лінза; 22 — перетворювач світлового сигналу в електронний; 23 — мікротелевізійная

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 08

Аркуш

165

згучка оглядовий трубка; 24– монітор; 25 – відеопроцесор з джерелом випромінювання; 26 – записуючий пристрій.

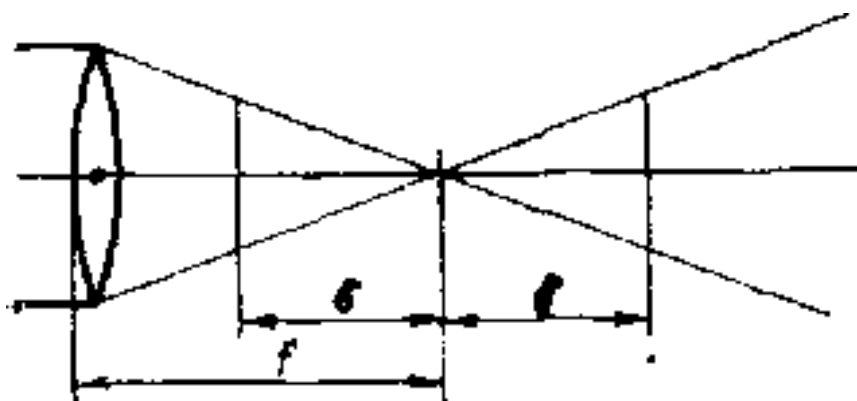


Рисунок 6.7 До поняття глибина різкості:
f – фокусна відстань; δ–глибина різкості

Умови роботи оглядових трубок – температура і тиск навколишнього середовища; можливість роботи в агресивних середовищах.

6.3.5 Типи ендоскопів

Жорсткі оглядові трубки. Конструкція жорсткої оглядового трубки показана на рис. 6.6, а і складається з об'єктива, світловодів для передачі зображення і освітлення, окуляра і корпусу. Застосовуються об'єктиви з постійною глибиною різкості або з дистанційно регульованою фокусуванням. Об'єктив має кілька лінз і вбудоване або знімний пристрій для зміни напрямку огляду. Світловод для передачі зображення складається, як правило, з набору лінз малого діаметра (приблизно одна лінза на 20 мм довжини оглядового трубки) або пучка оптичного волокна. Жорсткі оглядові трубки мають напрямок огляду пряме або під кутом 45–110 °. Кут поля зору 10 ... 90 °, стандартний – 55 °, що відповідає куту зору людського ока; Забезпечується поворот оглядового трубки щодо осі окуляра на 370 ° (Олімпас), в той час як загальне збільшення предмета спостереження залежить від відстані до об'єкта, див. рис. 6.5. В оглядових трубках з бічним оглядом має місце ефект дзеркального зображення, для виправлення якого в окулярах необхідно застосовувати призми Дюбай. Обертання окуляра забезпечує адаптацію під будь-який зір (в межах ± 5 діоптрій). У разі прямого огляду підсвічування здійснюється навколо об'єктива, при кутовому огляді – під тим же кутом, але трохи нижче об'єктива (див. рис. 6.6).

Світловод для передачі освітлення в жорсткою оглядового трубки виготовляється з оптичного скляного моноволокна або пучка з 16 ... 64 волокон. У жорстких оглядових трубках 'великих діаметрів (наприклад, 19 мм) може застосовуватися підведення освітлення від двох джерел.

Жорсткі оглядові трубки діаметром 1...3 мм (мінідороскопи) мають довжину 90...290 мм, напрямок огляду 0...90°, кут поля зору 10...70°, глибина різкості від 1 мм до ∞ . Поруч фірм випускаються складові жорсткі оглядові трубки (наприклад, фірма «Тітол Тул Саплай» з трьох частин 560, 1015 і 1015 мм, фірма «КМІ до 15 м). Для зручності огляду застосовується кутовий поворотний з'єднання двох частин жорстких оглядових трубок.

Гнучкі оглядові трубки. Конструкція гнучкою оглядового трубки (рис. 7.3) складається з об'єктива, світловодів для передачі зображення і освітлення, окуляра, пристрої для повороту наконечника оглядового трубки (дистального кінця) з об'єктивом і захисної трьох, чотиришаровій гнучкою оболонки. У гнучких оглядових трубках застосовуються об'єктиви з постійною або регульованою фокусуванням. Об'єктив складається з декількох лінз. У деяких гнучких оглядових трубках в якості об'єктива застосовані R-Градан (селфокі) у вигляді циліндрика, приклеєного до світловоду.

Гнучка оглядовий трубка, як правило, має кілька знімних насадок на об'єктив, що змінюють напрямок огляду і кут поля зору (рис. 7.3). Фірма «Ендоскен» випускає комбіновані оглядові трубки жорстко-гнучкі. Світловод для передачі зображення представляє пучок оптичного волокна діаметром 9 ... 40 мм з числом волокон до десятка тисяч. Оптичне волокно складається з ниток оптичного скла, кожна з яких покрита тонким шаром (~ 2 мкм) скла з низьким показником заломлення. Оптичні волокна збираються (спікається) в джзугу. Світловод для передачі освітлення і окуляри в гнучких оглядових трубках мають конструкції, аналогічні жорстким трубкам. У окуляра розташовані кільце приводу змінної фокусування і ручка повороту дистального кінця (в двох або чотирьох напрямках з кутом вигину до 120...130°). Переміщення окуляра забезпечує адаптацію під дудь-який зір.

Висновок: Представлені вище положення по автоматизації елементів суднової енергетичної установки для суден у символі класу AUT 1, повністю відповідають тому устаткуванню, яке встановлено на танкері, представленому у дипломному проекті. Тому, клас автоматизації танкера, який побудований під наглядом класифікаційного загалу, відповідає класу автоматизації AUT 1.

Також розділ містить розробку засобів діагностування обладнання СЕУ інтроскопічними методами методами.

В розділі описано процес проведення ремонту та дефектації сальника штока поршня в судових умовах. У другій частині розділу розроблено технологічний процес допоміжного дизель генератора з розробкою технолого-нормувальних карт.

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 08	Аркуш
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		167

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. 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 скорочується, 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. 7.1, 7.2, а розрахунки наведені у табл. 7.3.

					ВМР. 135. 6220зм. 13. 11 ПЗ 11		
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Студент	Перези́денко В.І.				Оцінка ефективності проведеної модернізації СЕУ	Лист.	Аркуш
Консульт.	Пирисунько М.А.						
Керівник	Пирисунько М.А.					ХФ НУК	
Н. Контр.	Андреев А.А.						
Зав.кафед.	Андреев А.А.						

Зм.					ВМР. 135. 62203м. 13. 11 ПЗ 11	Арк.
Арк.						
№ докум.						
Підпис						
Дата						

Таблиця 7.1. Вибір та обґрунтування ідних даних для розрахунків по устаткуванню, яке демонтується та встановлюється під часі модернізації СЕУ

Найменування устаткування та його характеристика		Позначення	Одиниці вимірювання	Джерело	Базове судно	Після модернізації
Ніглер гіпноло	Марка	–	–	приймається	7S60ME-C8	6G60ME-C9
	Специфікаційна потужність	N_e^e	кВт	приймається	16660	16080
	Частота обертання колінчастого вала	n	хв^{-1}	приймається	105	97
	Питома витрата умовного палива	g_{ey}	кг/(кВт.годину)	приймається	0,171	0,168
	Питома витрата циркуляційного масла	g_{mc}^{2d}	кг/(кВт.годину)	приймається	0,0004	0,0003
	Питома витрата циліндрового (лудріаторного) масла	g_{ml}^{2d}	кг/(кВт.годину)	приймається	0,0015	0,00074
	Вартість двигуна	C_{2d}	у.о.	[30]	2700000	2500000
	Марка високов'язкого палива (ВВП)	RNK	–	приймається	RNK ($\rho=991 \text{ кг/м}^3$)	RNK ($\rho=991 \text{ кг/м}^3$)
	Марка малов'язкого палива (МВП)	ГОСТ 305-82	–	приймається	«/»	«/»
	Вартість ВВП	C_{vbp}	тис. у.о./т	[30]	0,7	0,7
	Вартість МВП	C_{mbp}	тис. у.о./т	[30]	1,1	1,1
	Вартість циркуляційного масла	C_{mc}	тис. у.о./т	[30]	4	4
	Вартість циліндрового (лудрікатного) масла	C_{ml}	тис. у.о./т	[30]	6,5	6,5

Зм.	Док.	№ докум.	Підпис	Дата
ВМР. 135. 6220Зм. 13. 11 ПЗ 11				
				Док.

Таблиця 7.2 Зміна параметрів роботи судна

	Найменування	Позначення	Одиниця вимірювання	Джерело	Числове значення	
					до	після
1	Водотонажність судна	D	тис. т.	Із технічної документації по судну	97 546	97 546
2	Дедвейт судна	D _w	тис. т.	Із технічної документації по судну	100 869	100 869
3	Вантажопідйомність судна	P _{вп}	тис. т.	Із технічної документації по судну	58 300	58 300
4	Експлуатаційна швидкість ходу судна	V _s ^e	вуз.	Технічна документація по проекту	14,5	14,7
5	Довжина рейсової лінії	l _p	мілі	приймається	2500	2500
6	Час стоянки судна з вантажними операціями	τ _{см1}	дід	[30,31]	75	75
7	Час стоянки судна без вантажних операцій	τ _{см2}	дід	[30,32]	35	35
8	Тривалість маневрів	T _{ман}	дід	[30,32]	0,25	0,25
9	Питома фрахтова ставка	$\frac{1}{\Phi C}$	у.о./т.миль	[30]	0,003	0,003
10	Нижча теплота згоряння палива	Q _н	кДж/кг	Для палива RNK	39000	39000
11	Середньоексплуатаційна кількість робочих дід за рік	n _{се}	дід/рік	[30,32]	335	335
12	Норматив екологічного збору	H _{е.з.}	у.о. /т	[30]	4,5	4,5
13	Коефіцієнт, враховуючий чисельність населення в районі	K _{нас}	–	[30]	1,2	1,2

14	Коефіцієнт, враховуючий тип населеного пункту	K_{ϕ}	–	[30]	1,25	1,25
15	Окупність судна	$T_{ок}$	рік	приймається	7	7
16	Час, відпрацьований судном до модернізації	$T_{м}$	рік	приймається	0	0

Таблиця 7.3 Розрахунок змін доходу, витрат та прибутку при експлуатації суден з різними СЕУ

№ п/п	Найменування	Позначення	Одиниці вимірювання	Розрахункова формула або джерело	Числове значення	
					базо-вий варіант	після модернізації
1	2	3	4	5	6	7
1	Тривалість ходового режиму	τ_x	дід	$\frac{l_p}{V_s^{24}}$	7,18	7,08
2	Тривалість рейсу	T_p	дід	$\tau_x + \tau_{cm\ 1} + \tau_{cm\ 2} + \tau_{ман}$	117,4	117,3
3	Провозоспроможність судна за рейс	$(ПС)^p$	тис. т.	$(ПС)^p = P_{bn}$	58300	58300

Зм.	
Арк.	
№ докум.	
Підпис	
Дата	
ВМР. 135. 62203м. 13. 11 ПЗ 11	
Арк.	

Продовження табл. 7.3

1	2	3	4	5	6	7
4	Дохід, отриманий при експлуатації судна за рейс	D^p	тис. у.о./рейс	$(ПС)^p \cdot (ФС) \cdot I_p$	4372 50	437250
5	Питома ефективна витрата високов'язкого палива головним двигуном	$g_e^{z\partial}$	кг/(кВт.години цу)	$(42700/Q_H) g_{ey}^{\partial\partial}$	0,184	0,182
6	Витрата палива головним двигуном за ходовий час	$G_x^{z\partial}$	т/рейс	$g_{ey}^{z\partial} N_e^e \tau_x 10^{-3} \cdot 24$	528	497
7	Питома ефективна витрата малов'язкого палива допоміжними двигунами	$g_{емоп}^{\partial\partial}$	кг/(кВтгодини цу)	Специфікація судна	0,194	0,192
8	Кількість та потужність допоміжних двигунів на ходовому режимі	$N_{e\ x}^{\partial\partial}$	кВт	Приймається	1000	1000
9	Кількість та потужність допоміжних двигунів на стояночному режимі без вантажних операцій	$N_{e\ см. 2}^{\partial\partial}$	кВт	Приймається	1000	1000
1	2	3	4	5	6	7
10	Кількість та потужність допоміжних двигунів на стояночному режимі з вантажними операціями	$N_{e\ см. 1}^{\partial\partial}$	кВт	Приймається	2000	2000

Зм.	
Дрк.	
№ докум.	
Підпис	
Дата	
ВМР. 135. 62203м. 13. 11 ПЗ 11	
Дрк.	

Продовження табл. 7.3

1	2	3	4	5	6	7
11	Питома ефективна витрата високов'язкого палива допоміжними двигунами	$g_{e\delta\delta n}^{\partial\partial}$	кз/(кВт.годину)	$(42700/Q_H) g_e^{\partial\partial}$	0,212	0,201
12	Витрата малов'язкого палива допоміжними двигунами за ходовий час	$G_{x\delta\delta n}^{\partial\partial}$	т/ход. час	$g_{e\delta\delta n}^{\partial\partial} \cdot N_{e\delta\delta n}^{\partial\partial} \cdot \tau_x \cdot 10^{-3} \cdot 24$	33,45	32,65
13	Витрата високов'язкого палива допоміжними двигунами за ходовий час	$G_{x\delta\delta n}^{\partial\partial}$	т/ход. час	$g_e^{\partial\partial} \cdot N_{e\delta\delta n}^{\partial\partial} \cdot \tau_x \cdot 10^{-3} \cdot 24$	36,6	33,9
14	Витрата малов'язкого палива допоміжними двигунами на стоянці з вантаж. операціями	$G_{cm1\delta\delta n}^{\partial\partial}$	т	$g_{e\delta\delta n}^{\partial\partial} \cdot N_{e\delta\delta n}^{\partial\partial} \cdot \tau_{cm1}^{\partial\partial} \cdot 10^{-3} \cdot 24$	178	167
15	Витрата високов'язкого палива допоміжними двигунами на стоянці з вантаж. операціями	$G_{cm1\delta\delta n}^{\partial\partial}$	т/рейс	$g_e^{\partial\partial} \cdot N_{e\delta\delta n}^{\partial\partial} \cdot \tau_{cm1}^{\partial\partial} \cdot 10^{-3} \cdot 24$	764	717
16	Витрати малов'язкого палива допоміжними двигунами на стоянці без вантаж. операцій	$G_{cm2\delta\delta n}^{\partial\partial}$	т/рейс	$g_{e\delta\delta n}^{\partial\partial} \cdot N_{e\delta\delta n}^{\partial\partial} \cdot \tau_{cm2}^{\partial\partial} \cdot 10^{-3} \cdot 24$	356	335
17	Витрата високов'язкого палива допоміжними двигунами на стоянці без вантаж. операцій	$G_{cm2\delta\delta n}^{\partial\partial}$	т/рейс	$g_e^{\partial\partial} \cdot N_{e\delta\delta n}^{\partial\partial} \cdot \tau_{cm2}^{\partial\partial} \cdot 10^{-3} \cdot 24$	178	167

Зм.	
Док.	
№ докум.	
Підпис	
Дата	
ВМР. 135. 62203м. 13. 11 ПЗ 11	
Док.	

Продовження табл. 7.3

1	2	3	4	5	6	7
18	Витрати палива допоміжними котлами за ходовий час	$G_{\text{дбн}}^{\partial \kappa}$	т/ход. час	$g_{\text{дбн}}^{\partial \kappa} \cdot \tau_x \cdot 10^{-3} \cdot 24$	482	476
19	Витрати палива допоміжними котлами на стоянці з вантажними операціями	$G_{\text{см1 дбн}}^{\partial \kappa}$	т	$g_{\text{дбн}}^{\partial \kappa} \cdot \tau_{\text{см1}} \cdot 10^{-3} \cdot 24$	5040	5040
20	Витрати палива допоміжними котлами на стоянці без вантажних операцій	$G_{\text{см2 дбн}}^{\partial \kappa}$	т	$g_{\text{дбн}}^{\partial \kappa} \cdot \tau_{\text{см2}} \cdot 10^{-3} \cdot 24$	2252	2352
21	Витрата високов'язкого палива за рейс	$G_{\text{дбн}}^{\rho}$	т/рейс	$G_x^{2\partial} + G_x^{\partial \partial} + G_{\text{см1}}^{\partial \partial} + G_{\text{см2}}^{\partial \partial} + G_x^{\partial \kappa} + G_{\text{см1}}^{\partial \kappa} + G_{\text{см2}}^{\partial \kappa}$	9416	9317
22	Витрата малов'язкого палива за рейс	$G_{\text{дбн}}^{\rho 1}$	т/рейс	$G_x^{\partial \partial} + G_{\text{см1}}^{\partial \partial} + G_{\text{см2}}^{\partial \partial}$	569	535
23	Витрати на високов'язке паливо за рейс	$B_{\text{дбн}}^{\rho}$	тис. у.о./рейс	$G_{\text{дбн}}^{\rho} \cdot \zeta_{\text{дбн}}$	7533	7454
24	Витрати малов'язкого палива за рейс на загальносуднові потреби	$G_{\text{дбн}}^{\rho 2}$	т/рейс	$0,05 \cdot G_{\text{дбн}}^{\rho}$	470	466

Зм.	
Дрк.	
№ докум.	
Підпис	
Дата	
ВМР. 135. 62203м. 13. 11 ПЗ 11	
Дрк.	

Продовження табл. 7.3

1	2	3	4	5	6	7
25	Витрати на мало в'язке паливо за рейс	$B_{\text{мбп}}^{\text{р}}$	тис. у.о./рейс	$(G_{\text{мбп}}^{\text{р}1} + G_{\text{мбп}}^{\text{р}2}) / \zeta_{\text{мбп}}$	1351	1301
26	Витрати циркуляційного масла головним двигуном за рейс	$G_{\text{цм}}^{\text{зд}}$	т/рейс	$N_{\text{е}}^{\text{зд}} \cdot g_{\text{цм}}^{\text{зд}} \cdot \tau_{\text{х}} \cdot 10^{-3} \cdot 24$	1,15	0,82
1	2	3	4	5	6	7
27	Витрати на циркуляційне масло для головного двигуна за рейс	$B_{\text{цм}}^{\text{зд}}$	тис. у.о./рейс	$G_{\text{цм}}^{\text{зд}} \cdot \zeta_{\text{цм}}^{\text{зд}}$	4,6	3,28
28	Витрати циліндрового масла головним двигуном за рейс	$G_{\text{лм}}^{\text{зд}}$	т/рейс	$N_{\text{е}}^{\text{зд}} \cdot g_{\text{лм}}^{\text{зд}} \cdot \tau_{\text{х}} \cdot 10^{-3} \cdot 24$	4,3	2,02
29	Витрати на циліндрове масло для головного двигуна за рейс	$B_{\text{лм}}^{\text{зд}}$	тис. у.о./рейс	$G_{\text{цм}}^{\text{зд}} \cdot \zeta_{\text{цм}}^{\text{зд}}$	30,16	14,2
30	Витрати циркуляційного масла допоміжними двигунами за рейс	$G_{\text{цм}}^{\text{дд}}$	т/рейс	$g_{\text{цм}} (N_{\text{ех}}^{\text{дд}} \cdot \tau_{\text{х}} + N_{\text{есм1}} \cdot \tau_{\text{см1}} + N_{\text{есм2}} \cdot \tau_{\text{см2}}) \cdot 10^{-3} \cdot 24$	5,53	5,53
31	Витрати на циркуляційне масло для допоміжних двигунів за рейс	$B_{\text{цм}}^{\text{дд}}$	тис. у.о./рейс	$G_{\text{цм}}^{\text{дд}} \cdot \zeta_{\text{цм}}$	22,14	22,13
32	Експлуатаційні витрати на паливо за рейс	$B_{\text{пл}}^{\text{р}}$	тис. у.о./рейс	$B_{\text{ббп}}^{\text{р}} + B_{\text{мбп}}^{\text{р}}$	8884	8755

Продовження табл. 7.3

1	2	3	4	5	6	7
33	Експлуатаційні витрати на масло за рейс	B_{mc}^p	тис. у.о./рейс	$B_{cm}^{z\partial} + B_{lm}^{z\partial} + B_{cm}^{\partial\partial}$	56,9	39,6
34	Кількість рейсів за рік	$n_{\partial p}$ n_{mp}	–	n_{ce}/τ_p	2,85	2,86
35	Зміна доходу судна при модернізації СЕУ		тис. у.о./рік	$(\Pi C)^p \cdot ($		346
35	Зміна витрат на паливо при модернізації		тис. у.о./рік	$B_{\partial, ll}^p \cdot n_{\partial p} - B_{m, ll}^p \cdot n_{mp}$		347
36	Зміна витрат на масло при модернізації		тис. у.о./рік	$B_{\partial, mc}^p \cdot n_{\partial p} - B_{m, mc}^p \cdot n_{mp}$		49
37	Годинна витрата палива СЕУ до модернізації		т/годину	$(g_{e\partial}^{z\partial} \cdot N_{e\partial}^{z\partial} + g_{e\partial}^{\partial\partial} \cdot N_{e\partial}^{\partial\partial} + G_{\partial}^{\partial k}) \cdot 10^{-3}$		5,8
38	Годинна витрата палива СЕУ після модернізації	G_{nm}	т/годину	$(g_{em}^{z\partial} \cdot N_{em}^{z\partial} + g_{em}^{\partial\partial} \cdot N_{em}^{\partial\partial} + G_m^{\partial k}) \cdot 10^{-3}$		5,7
39	Зміна витрат на екологічний збір за рахунок модернізації СЕУ за рік		тис. у.о./рік	$[(G_{\partial\partial} - G_{nm}) \cdot H_{e3} \cdot K_{noc} \cdot K_{\phi} \cdot \tau_{e3}] \cdot 10^{-3}$		0,028
40	Зміна капітальних витрат при модернізації		тис. у.о./рік	$\Pi_m^{z\partial} + \Pi_m^{\partial z\partial} + \Pi_m^{\partial k} + \Pi_m^{yk} + \Pi_m^{oy} - \Pi_{\partial}^{z\partial} - \Pi_{\partial}^{\partial z\partial} - \Pi_{\partial}^{\partial k} - \Pi_{\partial}^{yk} - \Pi_{\partial}^{oy}$		-200

BMP. 135. 62203M. 13. 11 ПЗ 11

APK:

Продовження табл. 7.3

1	2	3	4	5	6	7
41	Зміна витрат на відрахування на окупність при модернізації		тис. у.о./рік	$\frac{\Delta K_M}{T_{OK} - T_M}$		-28,5
42	Загальна зміна балансового прибутку за рахунок модернізації		тис. у.о./рік	$\Delta D - \Delta B_{пл} - \Delta B_{мс} - \Delta B_{вз} - \Delta K_M$		771
43	Загальна зміна чистого прибутку з урахуванням податків		тис. у.о./рік	$0,7 \cdot \Delta \Pi_M$		540

ВМР. 135. 62203м. 13. 11 ПЗ 11

Арк.

7.2 Висновки з розділу

Як показали проведені розрахунки у разі заміни головного двигуна (7S60ME-C8 на 6G60ME-C9) та допоміжних дизель-генераторів (Himsep на MAN 5L21/31) як на найбільш сучасні та економічні, які працюють на дешевих сортах палива, підвищується ефективність роботи СЕУ, що підтверджено зростанням річного прибутку після модернізації енергетичної установки ($\Delta\Pч = 540$ тис. у.о. за рік). Таким чином проведена модернізація виправдана.

					ВМР. 135. 6220м. 13. 11 ПЗ 00	Арк.
						178
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновок

У дипломному проекті вирішується задача заміни на танкері типу "YURI SENKEVICH" дедвейт $D=100\ 869$ т. головного двигуна 7S50ME-C8 виробництва "MAN B&W" на двигун 6G60ME-C9.5 фірми "MAN B&W", що має номінальну потужність 16080 кВт, частоту обертання 97 хв.⁻¹; питому витрату палива 168 г/(кВт·годину).

Необхідність застосування палив, альтернативних нафтовим, обумовлена спостережуваним в останні роки різким подорожчанням традиційних моторних палив і помітним виснаженням сировинних ресурсів для їх виробництва – нафтових родовищ. У такій ситуації використання спиртових палив в двигунах внутрішнього згоряння стає економічно виправданим. Крім того, в ряді випадків таке застосування дозволяє помітно знизити токсичність відпрацьованих газів двигунів і поліпшити екологічну ситуацію в районах активного судноплавства.

Метанол в якості судового палива цікавий судновласникам, оскільки він не містить сірки та є рідким у навколишньому середовищі, що дозволяє легко зберігати його на борту суден. Для суден, що працюють в районах з контролем за викидами (ЕСА) з використанням міжнародних морських організацій (International Maritime Organization (IMO)), метанол може бути прийнятним рішенням для задоволення вимог що до вмісту сірки. При використанні метанолу скорочення викидів подібні до переваг, отриманих при використанні рідкого природного газу (LNG).

Використання спиртових палив, на сьогоднішній день, постає суттєвою альтернативою нафтовмісним паливам, оскільки вирішується проблема вичерпності нафтових запасів, покращуються екологічні та економічні показники двигуна, а також існує чудова база на основі двигунів типу DF.

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 гребного звинта і головного двигуна розрахована експлуатаційна швидкість.

Скомплектований новий склад допоміжної енергетичної установки. Розроблені принципові схеми систем, які обслуговують двигун, та підібрано згідно вимог Морського Регістра Судноплавства обладнання цих систем.

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 МКВ судна, діагностування технічного стану судових дизелів.

Розроблені питання ремонту лубрикаторів мало обертових двигунів.

Технологічна частина проекту присвячена розробці процесу монтажу поршня зі штоком.

Розроблені заходи щодо безпеки мореплавства та цивільної оборони.

Розроблена програма ходових випробувань ГД.

В економічній частині проекту приведені висновки про доцільність передбачених у дипломному проекті заходів, які пов'язані з модернізацією судової енергетичної установки.

					ВМР. 135. 6220м. 13. 11 ПЗ 00	Арк.
						179
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Список використаної літератури

1. International Maritime Organization. *International Convention for the Safety of Life at Sea (SOLAS), 1974, as amended*. London: IMO.
2. International Maritime Organization. *International Convention for the Prevention of Pollution from Ships (MARPOL 73/78), as amended*. London: IMO.
3. International Maritime Organization. *International Code of Safety for Ships Using Gases or Other Low-flashpoint Fuels (IGF Code)*. London: IMO.
4. International Maritime Organization. *MSC.1/Circ.1621. Interim Guidelines for the Safety of Ships Using Methyl/Ethyl Alcohol as Fuel*. London: IMO, 2025.
5. International Organization for Standardization. *ISO 6583:2024. Methanol as a Fuel for Marine Applications — General Requirements and Specifications*. Geneva: ISO, 2024.
6. CIMAC. *Frequently Asked Questions (FAQ) — ISO 6583:2024: Methanol as a Fuel for Marine Applications — General Requirements and Specifications*. Frankfurt am Main: CIMAC, 2025.
7. MAN Energy Solutions. *The Methanol-fuelled MAN B&W L/GIM Engine*. Copenhagen: MAN Energy Solutions.
8. MAN Energy Solutions. *MAN B&W ME-LGIM*. Copenhagen: MAN Energy Solutions.
9. MAN Energy Solutions. *Marine Engine IMO Tier II. Programme*. 2nd ed. Copenhagen: MAN Diesel & Turbo, 2013.
10. MAN Energy Solutions. *MAN B&W G45ME-B9.3-TII Project Guide. Electronically Controlled Two-stroke Engines with Camshaft Controlled Exhaust Valves*. 1st ed. Copenhagen: MAN Diesel & Turbo, 2013.
11. MAN Energy Solutions. *L23/30H IMO Tier II. Marine Generating Sets*. Copenhagen: MAN Diesel & Turbo, 2010.
12. Wärtsilä. *Marine Methanol Engines*. Helsinki: Wärtsilä.
13. Wärtsilä. *Adopting Methanol as Marine Fuel for New and Existing Vessels*. Helsinki: Wärtsilä.
14. Wärtsilä. *4 Clear Examples — Proof that Methanol Could Really Work for Your Vessel*. White paper. Helsinki: Wärtsilä, 2023.
15. DNV. *Methanol Fuel in Shipping*. Høvik: DNV, 2025.
16. IEA AMF TCP. *Methanol. Advanced Motor Fuels Technology Collaboration Programme*.
17. IEA AMF TCP. *The Progress of Advanced Marine Fuels*. Task 60 report. 2023.
18. Гордov В. М. *Енергетичні палива*. Миколаїв: ЧДМТУ, 2003.
19. Гордov В. М., Ратушняк І. О., Трушляков Є. І., Чередніченко О. К. *Суднова енергетика та Світовий океан* / за ред. В. М. Гордова. Миколаїв: НУК, 2007.
20. Артемов Г. А., Гордov В. М. *Суднові енергетичні установки*. Миколаїв: ЧДМТУ, 2002.
21. Шостак В. П., Гершанік В. І., Ком В. П., Бондаренко М. С. *Проектування пропульсивної установки суден з прямою передачею потужності на гвинт* / за ред. В. П. Шостака. Миколаїв: ЧДМТУ, 2003.
22. Parris D., Spinthiropoulos K., Ragazou K., Giovou A., Tsanaktisidis C. *Methanol, a Plugin Marine Fuel for Green House Gas Reduction—A Review*. **Energies**. 2024. Vol. 17, No. 3. Art. 605.
23. Altosole M., Balsamo F., Campora U., Fasano E., Scamardella F. *Simulation Analysis of a Methanol Fueled Marine Engine for the Ship Decarbonization Assessment*. **Energies**. 2024. Vol. 17, No. 11. Art. 2498.
24. Karvounis P., Theotokatos G., Vlaskos I., Hatzia Apostolou A. *Methanol Combustion Characteristics in Compression Ignition Engines: A Critical Review*. **Energies**. 2023. Vol. 16, No. 24. Art. 8069.

					BMP. 135. 6220м. 13. 11 ПЗ 00	Арк.
						180
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

25. Zincir B., Deniz C., Tunür M. *Investigation of Environmental, Operational and Economic Performance of Methanol Partially Premixed Combustion at Slow Speed Operation of a Marine Engine*. **Journal of Cleaner Production**. 2019. Vol. 235. P. 1006–1019.
26. *Methanol as an Alternative Fuel for Marine Engines: A Comprehensive Review of Current State, Opportunities, and Challenges*. **Renewable Energy**. 2025. Vol. 252. Art. 123562.
27. *Towards Green Marine Engines: A Review of Methanol Fueled Internal Combustion Engine*. **Green Energy and Resources**. 2026. Art. 100168.
28. *Performance Improvement and Emissions Reduction of Methanol Fuelled Marine Dual-Fuel Engine with Variable Compression Ratio*. **Fuel Processing Technology**. 2025. Vol. 272. Art. 108208.
29. Gong S., Liu W., Luo J., Fang Z., Gao X. *Experimental and Modelling Study on the Performance of an SI Methanol Marine Engine Under Lean Conditions*. **Energies**. 2025. Vol. 18, No. 24. Art. 6607.
30. Mitsubishi Heavy Industries. *Mitsubishi UE Engine / Line Up*. Tokyo: Mitsubishi Heavy Industries.