

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

(повне найменування вищого навчального закладу)

Херсонський навчально-науковий інститут, суднобудівний факультет

(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

Кафедра суднового машинобудування та енергетики

(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

Андреев А.А.

«__» _____ 202_ р.

Пояснювальна записка

до випускної роботи магістра

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему "Дослідження ефективності енергетичної установки газоза
"CLIPPER QUITO" Dw=53 530 т при застосуванні спиртових палив"

Виконав: студент VI курсу, групи 6220м
спеціальності

135 "Суднобудування"

(шифр і назва спеціальності)

"Експлуатація, випробування та монтаж

(назва освітньо-професійної програми)

суднових енергетичних установок"

Нікіфоров Руслан Анатолійович

(прізвище та ініціали)

Керівник Бондаренко М.С.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Каіров О.А.

(прізвище та ініціали)

Миколаїв-Херсон - 2024 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"

Спеціальність 135 "Суднобудування" (шифр і назва)

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
к.т.н., професор **А.А. Андреев**

" 01 " вересня 2024 року

З А В Д А Н Н Я
НА ВИПУСКНУ МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ
Нікіфорова Руслана Анатолійовича
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи "Дослідження ефективності енергетичної установки газозова "CLIPPER QUITO" Dw=53 530 т при застосуванні спиртових палив"

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

затверджені розпорядженням директора ХННІ НУК від " " 2024 року №

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

3. Вихідні дані до роботи

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

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

Розділ 2. Наукове дослідження на тему Дослідження ефективності СЕУ застосуванням спиртових палив в ДВЗ

Розділ 3. Модернізація головної пропульсивної та допоміжної енергетичної установок судна. Розрахунок і комплектація системи: газовідведення

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

проти дія піратської діяльності на морі;

експлуатація газотурбонагнітачів;

робота машинного відділення з безвахтовим обслуговуванням

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

5.1. Автоматизація керування паливообробкою

5.2. Розробка програми випробувань головного двигуна

Розділ 6. Технологічна розробка елементів СЕУ:

6.1. Діагностування головного двигуна

6.2. Технічне обслуговування та ремонт кришки циліндра МОД

6.3. Технологічний процес монтажу шатунів МОД

Розділ 7. Оцінка ефективності проведеної модернізації СЕУ.

Висновки.

Список використаних літературних джерел.

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

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

Креслення з результатами наукового дослідження – 1 – 2 аркуші.

Креслення загального розташування устаткування у МВ судна – 2 аркуші.

Характеристики елементів пропульсивної установки судна – 1 аркуш.

Креслення теплової схеми СЕУ – 1 аркуш.

Принципова схема системи, що обслуговує СЕУ – 1 аркуш.

Принципова схема (пристрій) автоматизації елемента СЕУ – 1 аркуш.

Креслення розташування датчиків на елементі СЕУ – 1 аркуш.

Креслення пристосування та обладнання, необхідного при ремонті елемента СЕУ – 1 аркуш.

Креслення монтажу елемента СЕУ – 1 аркуш.

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Здобувач


(підпис)

Нікіфоров Р.А.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

Бондаренко М.С.
(прізвище та ініціали)

Анотація

У випускній магістерській роботі досліджено ефективність суднової енергетичної установки газовоза «CLIPPER QUITO» deadweight 53 530 т при застосуванні спиртових палив. У роботі наведено характеристику базового судна, проаналізовано склад і компоновку його енергетичної установки, а також розглянуто особливості експлуатації суднової енергетичної обладнання з урахуванням вимог міжнародних нормативних документів у сфері безпеки мореплавства та запобігання забрудненню довкілля.

У науково-дослідній частині виконано аналіз можливостей використання спиртових палив у суднових двигунах як одного з перспективних напрямів підвищення екологічності та енергоефективності морського транспорту. Розглянуто фізико-хімічні властивості спиртових палив, їх вплив на процеси сумішоутворення і згоряння, паливну економічність, тепловий стан двигуна та екологічні показники енергетичної установки. Особливу увагу приділено оцінці зміни експлуатаційних параметрів суднової енергетичної установки при переході на часткове або повне використання спиртових палив, а також визначенню технічних обмежень і переваг такого рішення.

У конструкторсько-розрахунковій частині обґрунтовано технічні рішення щодо модернізації головної пропульсивної та допоміжної енергетичних установок судна для забезпечення можливості використання спиртових палив. Виконано аналіз необхідних змін паливної системи, систем подачі, зберігання і підготовки палива, а також розглянуто питання автоматизації, контролю та діагностування роботи енергетичної установки в нових умовах експлуатації.

Окремо розглянуто питання безпечної експлуатації судна, машинної установки та паливних систем при використанні спиртових палив, з урахуванням їх пожежонебезпечних властивостей, токсикологічних ризиків і вимог до організації машинної вахти. У технологічній частині роботи висвітлено питання технічного обслуговування, ремонту та монтажу елементів суднової енергетичної установки, що зазнають змін у зв'язку з упровадженням нового виду палива.

У заключній частині роботи наведено оцінку технічної, економічної та екологічної ефективності запропонованих рішень і обґрунтовано доцільність застосування спиртових палив на газовозі «CLIPPER QUITO» як засобу підвищення ефективності суднової енергетичної установки та зниження негативного впливу на навколишнє середовище.

Ключові слова: суднова енергетична установка, газовоз, спиртові палива, модернізація паливної системи, екологічна ефективність, технічна експлуатація, енергоефективність морського транспорту.

Abstract

The master's thesis investigates the efficiency of the ship power plant of the LNG carrier "CLIPPER QUITO" with a deadweight of 53,530 t when using alcohol-based fuels. The study presents the technical characteristics of the reference vessel, analyzes the configuration and layout of the main and auxiliary equipment of the ship power plant, and considers the operational features of marine energy systems in compliance with international regulatory requirements related to maritime safety and environmental protection.

The research section examines the potential of alcohol fuels as a promising pathway to improve the environmental and energy performance of marine propulsion systems. Particular attention is given to the physicochemical properties of alcohol fuels and their influence on mixture formation, combustion characteristics, fuel efficiency, thermal loading of engine components, and emission parameters. The

study evaluates the impact of partial or full substitution of conventional marine fuels with alcohol fuels on the operational indicators of the ship power plant and identifies the main technical advantages and constraints associated with such fuel transition.

In the design and calculation part of the thesis, technical solutions for modernization of the main propulsion plant and auxiliary energy systems are substantiated in order to ensure compatibility with alcohol-based fuels. The analysis includes required modifications to fuel supply, storage, and treatment systems, as well as considerations related to automation, monitoring, and diagnostics of power plant operation under modified fuel conditions.

Special attention is paid to safe operation of the marine power plant and fuel systems when using alcohol fuels, taking into account their flammability characteristics, toxicity aspects, and specific requirements for engine room operation and watchkeeping procedures. The technological section addresses issues of maintenance, repair, and installation processes for the modified elements of the ship power plant associated with the implementation of alternative fuels.

The final section provides an assessment of the technical, economic, and environmental efficiency of the proposed solutions and substantiates the feasibility of using alcohol fuels on the LNG carrier “CLIPPER QUITO” as an effective measure to improve energy efficiency and reduce the environmental impact of marine transportation.

Key words: marine power plant, LPG carrier, alcohol fuels, fuel system modernization, environmental efficiency, technical operation, energy efficiency of maritime transport.

Зміст

АНОТАЦІЯ.....	4
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.....	13
1.1 Призначення судна.....	13
1.2 Класифікація судна і відповідність правилам морських класифікаційних товариств.....	13
1.3 Основні характеристики.....	14
1.4 Морехідні якості.....	15
1.5 Суднова енергетична установка.....	15
1.5.1 Елементи головної енергетичної установки.....	15
1.5.2 Елементи допоміжної установки.....	15
1.5.3 Допоміжна парова установка.....	16
1.5.4 Валопровід.....	16
1.6 Загальносуднові системи.....	16
1.6.1 Осушувальна система.....	16
1.6.2 Баластна система.....	16
1.6.3 Стічна і шпігатна системи.....	17
1.6.4 Протипожежні системи.....	17
1.6.5 Система питного та мийного прісного водопостачання.....	18
1.6.6 Система опалення і господарського паропостачання.....	19
1.6.7 Система загальносуднової вентиляції.....	19
1.6.8 Система інертних газів.....	20
1.6.9 Вантажна система.....	20
1.6.10 Система кондиціонування повітря.....	20
1.7 Суднові пристрої.....	20
1.7.1 Кермовий пристрій.....	20
1.7.2 Якірний пристрій.....	21
1.7.3 Швартовний та буксирний пристрій.....	21
1.7.4 Допоміжні вантажні пристрої.....	21
1.7.5 Рятувальні пристрої.....	21

1.7.6	Захист корпусу судна від корозії.....	21
1.8	Міжнародний Кодекс управління безпекою (МКУБ)	21
1.9	Комплектація судна технічними засобами та розташування енергетичного обладнання у машинному відділенні судна. Для забезпечення вимог Конвенції SOLAS-74 і MARPOL-73/78.....	22
1.9.1	Розташування машинного відділення.....	22
1.9.2	Розташування головного двигуна і допоміжного устаткування у МВ.....	24
1.9.3	Вимоги до розміщення устаткування систем.....	25
1.10	Загальні положення Конвенції SOLAS-74.....	27
1.11	Міжнародна Конвенція MARPOL-73/78.....	29
1.12	Висновок з розділу.....	31
2.	ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СЕУ ЗАСТОСУВАННЯМ СПИРТОВИХ ПАЛИВ В ДВЗ.....	32
2.1	Робота дизелів на спиртових паливах.....	32
2.2	Займання спиртів від запальної дози дизельного палива.....	34
2.3	Технічна пропозиція.....	41
2.4	Концепція суднового малообертового газового двигуна, що працює на метанолі.....	41
2.5	Система подачі метанолу.....	46
3	МОДЕРНІЗАЦІЯ ГОЛОВНОЇ ПРОПУЛЬСИВНОЇ УСТАНОВКИ. ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ПОКАЗНИКИ Й ОЦІНКА РОБОТИ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА.....	49
3.1	Вимоги, що висуваються до енергетичної установки судна.....	49
3.2	Аналіз різних типів і схем суднових енергетичних установок.....	49
3.2.1	Види суднових енергетичних установок.....	49
3.2.2	Аналіз різних типів головних двигунів.....	50
3.2.3	Аналіз різних типів передачі потужності.....	51
3.2.4	Вибір числа гребних звинтів, числа гребних валів і способу реверсування.....	51
3.2.5	Вибір типу рушія.....	52
3.2.6	Вибір головного двигуна.....	52
3.2.7	Рейсова лінія та гістограми гідрометеорологічних параметрів.....	59
3.3	Проектування головної пропульсивної установки.....	61
3.3.1	Розміщення головного двигуна на судні.....	61
3.3.2	Розрахунок основних характеристик головного двигуна.....	62
3.3.3	Витрата палива.....	69
3.3.4	Визначення головних елементів валопровода та передачі.....	70
3.3.5	Підбір механізмів.....	71
3.4	Розробка теплової схеми СЕУ. Обґрунтування та вибір допоміжних енергетичних комплексів, розробка схеми енергетичних потоків.....	74

3.4.1 Розробка теплової схеми суднової установки.....	74
3.4.2 Вибір суднової електростанції.....	75
3.4.3 Вибір аварійного дизель-генератора.....	82
3.4.4 Вибір елементів допоміжної котельної установки.....	82
3.4.5 Вибір опріснювальної установки.....	85
3.4.6 Енерговикористання в режимі повного ходу.....	88
3.5 Визначення основних параметрів систем СЕУ. Розробка, розрахунок і комплектація системи газовідведення ГД.....	96
3.5.1 Паливна система.....	96
3.5.2 Система змащення.....	98
3.5.4 Система охолодження.....	99
3.5.5 Система газовідведення.....	101
3.5.6 Розрахунок системи газовипуску.....	104
3.5.7 Висновки з розділу.....	106
4 РОЗРОБКА ПИТАНЬ ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СЕУ.....	107
ТА БЕЗПЕЧНОГО НЕСЕННЯ МАШИННОЇ ВАХТИ.....	107
4.1 Вимоги до технічної експлуатації дизелів з ГТН.....	107
4.1.1 Загальні вимоги.....	107
4.1.2 Експлуатаційні параметри ГТН.....	107
4.1.3 Вказівки по безрозбірному очищенню проточних частин ГТН в експлуатації.....	108
4.2 Загальні положення несення машинної вахти.....	109
4.2.1 Несення машинної вахти.....	109
4.2.2 Робота машинного відділення з безвахтовим обслуговуванням.....	111
4.3 Боротьба з тероризмом і піратством.....	112
4.3.1 Міжнародно-правові проблеми захисту від піратства на морі.....	112
4.3.2 Технічні заходи боротьби з тероризмом і піратством.....	116
5 АНАЛІЗ СУДНОВОГО ЕЛЕКТРООБЛАДНАННЯ, ЕЛЕКТРОННОЇ АПАРАТУРИ ТА СИСТЕМ КЕРУВАННЯ, ДІАГНОСТУВАННЯ Й КОНТРОЛЮ СЕУ.....	120
5.1 Загальні положення.....	120
5.1.1 Автоматизовані головні механізми і рушії.....	120
5.1.2 Автоматизовані компресорні установки.....	122
5.1.3 Автоматизовані насосні установки.....	123
5.1.4 Автоматизовані осушувальні установки машинних приміщень.....	123
5.1.5 Автоматизовані холодильні установки.....	124
5.1.6 Устрої на ходовому містку.....	124
5.1.7 Устрої в машинних приміщеннях.....	124

5.1.8	Устрої у житлових приміщеннях механіків.....	125
5.1.9	Автоматизована система керування паливоподачею суднового дизеля.....	125
5.2	Розробка програми випробувань головного двигуна.....	128
5.2.1	Загальні вказівки.....	128
5.2.2	Технічна документація.....	128
5.2.3	Контрольно — вимірювальні прилади.....	129
5.2.4	Швартовні випробування.....	130
5.2.5	Ходові випробування.....	131
5.2.6	Швартовні і ходові випробування валопроводів.....	133
5.2.7	Вимір параметрів головної пропульсивної установки (ГЕУ).....	133
5.2.8	Місце і тривалість ходових випробувань.....	137
5.2.9	Ревізія.....	137
5.2.10	Висновок з розділу.....	138
6	ТЕХНОЛОГІЧНА РОЗРОБКА ЕЛЕМЕНТІВ СЕУ.....	139
6.1.	Технічне обслуговування та ремонт кришки циліндра.....	139
6.2	Розробка технологічного процесу монтажу шатуну МОД.....	141
6.2.1	Технологічний процес монтажу.....	141
6.2.2	Техніка безпеки при виконанні монтажних робіт.....	143
6.2.3	Висновок до розділу.....	144
6.3.	Системи діагностування двигунів та їх окремих вузлів.....	145
6.3.1.	Основні поняття і термінологія технічної діагностики.....	145
6.3.2.	Оптична інтроскопія.....	147
6.3.3	Засоби інтроскопії.....	147
6.3.4	Параметри ендоскопів.....	148
6.3.5	Типи ендоскопів.....	150
6.3.6	Висновок з розділу.....	151
7	ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ СЕУ.....	152
7.1	Загальні положення.....	152
7.2	Висновки з розділу.....	163
	ВИСНОВОК.....	164
	СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	166

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

Протягом останніх трьох десятиліть провідні дизелебудівельні компанії здійснюють дослідження з підвищення екологічності суднових двигунів, що працюють на високов'язких («важких») сортах палива. Після згоряння цього палива в атмосферу викидається значна кількість шкідливих речовин.

Сучасні вимоги щодо обмеження викидів шкідливих речовин (NO_x і SO_x) регламентовані додатком VI Міжнародної Конвенції MARPOL 73/78, прийнятої Міжнародною морською організацією (IMO). Вони стосуються спеціальних морських районів з контролю за викидами сірки (Sulfur Emission Control Area – SECA), в яких норми викиду значно знижені (NO_x до 3,4 г/(кВт·годину), SO_x до нуля), а кількість таких районів зростає з кожним роком.

У процесі інноваційної діяльності з модернізації суднових дизелів основна увага науковців спочатку зверталася на економічні показники суднових установок, потім на надійність, а з переходом двигунів на «важкі» сорти палива – на екологічність.

Технологічні схеми очищення відхідних газів (ВГ) суднових теплових двигунів забезпечують: механічне очищення CO_x , використовуючи поверхнево-активні речовини; домішок NO_x – до 90%, використовуючи, наприклад, систему рециркуляції ВГ, та домішок SO_x – на стадіях паливopідготовки та при згорянні палива під час генерації механічної енергії.

Рециркуляція ВГ (від. англ. Exhaust Gas Recirculation (EGR)) – це спосіб значно зменшити утворення NO_x в суднових дизельних двигунах. Використовуючи цей метод, з'являється можливість виконання вимог Tier III.

В системі рециркуляції, після процесу охолодження і очищення, частина ВГ повертається в ресивер свіжого заряду. Таким чином, частина кисню в свіжому заряді замінюється CO_2 , що міститься у ВГ після процесу згоряння. Ця заміна зменшує вміст O_2 і збільшує теплоємність свіжого заряду, тим самим знижуючи температурний пік згоряння і утворення NO_x .

Метою наукового дослідження у випускній магістерській роботі є підвищення екологічних характеристик та паливної ефективності суднового дизеля до сучасних вимог.

Об'єкт дослідження – система EGR для рециркуляції частини ВГ у циліндри головного двигуна та допоміжних дизель-генераторів;

Предмет дослідження – процеси фільтрації, охолодження та рециркуляції потоку ВГ в установці EGR з клапаном даунпасу (EGRBP);

Наукова новизна магістерської роботи полягає у тому, що були проведені розрахунки зміни параметрів головного суднового двигуна 5G60ME-C9.5 та допоміжного дизель-генератора, на який було встановлено систему EGRBP та побудовані залежності параметрів двигуна від його навантаження. На основі методики розрахунку циклу ДВЗ з урахуванням системи охолодження EGR, було проведено уточнення термодинамічного циклу та визначено оптимальну температуру охолодження перепускних газів.

У науково-дослідницькій частині випускної магістерської роботи розглянуті наступні питання:

- методи зниження викидів оксидів азоту і частинок, які прийнято розділяти на внутрішні (первинні) і зовнішні (вторинні). Приділено увагу зовнішнім способам зменшення

- шкідливих викидів, складено їх загальну класифікацію;
- особливості встановлення системи рециркуляції ВГ на головний судовий двигун фірми «MAN B&W» з електронним управлінням 5G60ME-C9.5;
- особливості роботи системи та окремих її блоків;
- побудова залежності кількості шкідливих викидів від степеню рециркуляції.

Досить велику увагу було приділено загальним характеристикам системи EGR, розміщенню системи на судні, обробці перепускних газів. Також були приведені фактори, що впливають на швидкість очищення ВГ.

Як судно-прототип для встановлення двигуна з системою EGRBP було прийнято судно-газовоз типу "Liquefied Gas Carrier" "GAS STAR" (рис. 1) дедвейтом $D_w = 54500$ т., який був закладений 11 жовтня 2013 р. Проектант і будівельник судна – компанія "Hyundai Heavy Industries Co., Ltd, Корея. Проектанти ставили за мету створення максимально великого судна, який би задовольняв обмеженням щодо його розмірів, що накладаються можливостями портових споруд.

Спуск газозовоза на воду був здійснений 06 січня 2014 р. Газовоз має номер IMO 9670004, прапор Панами. Власник судна – фірма "KSS Line", Корея.



Рисунок 1 Загальний вид газозовозу "GAS STAR"

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 судна

Судно — газовоз класу “Liquefied Gas Carrier” з чотирма танками. “CLIPPER QUITO” (IMO: 9630755) (рис. 1.1) побудовано і введено в експлуатацію у 2013 році Корейською компанією “HYUNDAI HEAVY INDUSTRIES CO”, призначене для перевезення зрідженого нафтового газу.

Район плавання — необмежений.

Розрахункова температура зовнішнього повітря для вибору товщини ізоляції і конструкції корпусу прийнята 30°C для інших конструкцій механізмів і устроїв — 20°C.

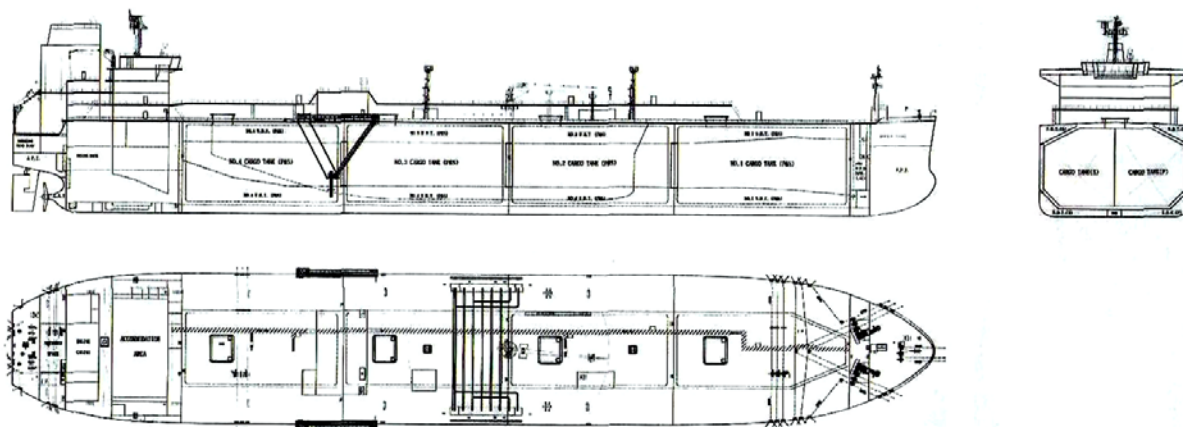


Рисунок 1.1 Загальний вигляд газовозу “CLIPPER QUITO”

1.2 Класифікація судна і відповідність правилам морських класифікаційних товариств

Судно побудовано й експлуатується за правилами морського класифікаційного товариства Корейський Реєстр суден (Korean Register of Shipping) із наданням символів класу: + KRS 1 – Liquefied Gas Carrier, 2G 1A (R)/ 0.275bar, -50°C, 0.61SG (IGC), IWS, SeaTrust (DSA1, FSA1, FSA2), ENV (IBWM, IAFS, IOPP, ISPP, IGPP, IAPP, IHM), CHA, LI, PSPC, +KRM 1 –UMA, STCM, IGS. Судно відповідає наступним Конвенціям і Правилам [6; 7]:

– Міжнародній Конвенції з охорони людського життя на морі SOLAS –74, консолідоване видання 2000 р. (з дюретениями 11 – 15);

- Міжнародній Конвенції із запобігання забруднень моря з суден МАРПОЛ-73/78, зводне видання 1999 р.;
- Міжнародній Конвенції про вантажну марку морських суден 1966 р. з урахуванням резолюції ІМО А.231(VII) від 12.10.71 р.
- Міжнародному Кодексу з безпечного перевезення зерна насипом 1991 р., Резолюції MSC 23(59);
- Міжнародним Правилам запобігання зіткнень суден у морі 1972 р. (МППСС-72) з поправками по резолюціям А.464 (XII), А.626 (15);
- Міжнародному Стандарту ISO 8468-90 (Схема суднових містків і пов'язаного з ними обладнання. Вимоги і керівні принципи);
- Міжнародній Конвенції з обмірювання суден 1969 р.;
- Правилам Берегової Охорони США, що стосуються запобігання забруднення моря з іноземних суден (без видачі сертифікатів на судно), MET Publication, № 515, третє видання, відкореговане в серпні 1992 р., Книга 1;
- Правилам плавання по Суецькому каналу, 1984 р. із змінами 1986 р.;
- Правилам плавання по Панамському каналу із сповіщенням № 1-2002 від 1 січня 2002 р.;
- Резолюції ІМО А.601 (15) про постачання суден інформацією щодо маневрених характеристик судна та Резолюції А.751 (18);
- Резолюції А.667 (16) про пристрої для передавання лоцмана;
- Резолюції ІМО А.468(XП) "Кодекс по рівням шуму на суднах";
- Міжнародному Стандарту ISO 6954-1984 "Механічні коливання та дьвігтіння. Принципи загального оцінювання вібрації на торгових суднах";
- Кодексу безпечної практики перевезення навалювальних вантажів 1991 р. (BC Code);
- Конвенції про приміщення для екіпажу на борту суден № 92 1949 р. (MOT-92) з додатковими положеннями конвенції № 133 1970 р. (MOT-133);
- Міжнародному регламенту радіозв'язку за рішенням всесвітньої адміністративної радіоконференції (ВАКР-87ПС);
- Вимогам федерації портових працівників Австралії до трюмних трапів;
- тощо.

1.3 Основні характеристики

довжина найбільша	225,16;
довжина між перпендикулярами	220,00;
ширина у районі мідель-шпангоуту	36,60;
висота борту	22,2;
осадка розрахункова	11,60;
осадка максимальна	12,00.

Дедвейт судна у морській воді густиною 1,025 т/м³, при осадці по лінію вантажну марку 11,6 м, складає 53530 т.

1.4 Морехідні якості

Плавучість судна при прийнятій формі корпусу і розподіл навантажень забезпечується у всіх експлуатаційних випадках. Остійність судна у всіх експлуатаційних випадках завантаження задовольняє вимогам SOLAS для суден необмеженого району плавання.

Непотоплюваність забезпечується у відповідності з діючими вимогами SOLAS при затопленні двох сумісних автономних відсіків.

Максимальна швидкість судна на глибокій воді, при чистому свіжофарбованому корпусі, вітрі і хвилюванні не більше 4-х балів при осадці 11,60 м на рівний кіль складає — 16,8 вуз.

1.5 Суднова енергетична установка

1.5.1 Елементи головної енергетичної установки

У якості головного двигуна встановлений двигун фірми «MAN B&W» — 6S60MC-C8.2-TII, який має наступні характеристики і параметри (табл. 1.1):

– двотактний, простої дії, крейцкопфний, реверсивний, морського виконання.

Таблиця 1.1 Характеристики головного двигуна

Параметр	Значення
Число циліндрів	6
Діаметр циліндра, хід поршня, мм	600x2400
Номинальна потужність при частоті обертання, кВт/хв ⁻¹	14280/105
Специфікаційна потужність, при частоті обертання, кВт/хв ⁻¹	12600/92,7
Оптимізаційна потужність, при частоті обертання, кВт/хв ⁻¹	11340/89,5
Середній ефективний тиск, МПа	1,9
Середня швидкість поршня, м/с	8,47
Питома ефективна витрата палива, г/(кВт·год)	172
Тип турбокомпресора	TCA
Витрата циркуляційного масла, г/(кВт·год)	0,15
Витрата циліндрового масла, г/(кВт·год)	1,0
Вага двигуна, т	395
Розміри, мм	8500x3650x11700

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

1.5.2 Елементи допоміжної установки

У якості основних джерел живлення встановлені 3 дизель — генератора Hyundai Himsen 6H21/32 з наступними характеристиками (табл. 1.2):

Таблиця 1.2 Характеристики дизель-генераторів

Параметр	Значення
Число циліндрів	6
Діаметр циліндра і хід поршня, мм	210 x 320
Потужність двигуна, кВт	1200
Потужність генератора, кВт	1140
Число обертів хв. ⁻¹	900
Витрата масла, г/(кВт год)	0,8
Питома ефективна витрата палива, г/(кВт год)	183

1.5.3 Допоміжна парова установка

У якості парового джерела встановлений один паровий котел фірми Kangrim моделі MA-05 та один утилізаційний котел (УК) фірми «Kangrim» серії EM паропродуктивністю 1500 кг/годину.

Таблиця 1.3 Характеристики парового котла марки Kangrim

Параметр	Значення
Паропродуктивність по насиченій парі, кг/годину	3000
Температура живильної води, °C	50
Тиск пари, МПа	0,7
Температура газів на виході з ГД при 85% навантаженні	200

1.5.4 Валопровід

У склад валопроводу входять:

- гребний вал;
- проміжний вал;
- ущільнення гребного валу „SIMPLEKS”;
- дейдвудний пристрій з двома підшипниками ковзання;
- гребний гвинт фіксованого кроку, діаметром $D = 7,4$ м;

1.6 Загальносуднові системи

1.6.1 Осушувальна система

Осушувальна система призначена для періодичного видалення невеликих кількостей води, що накопичуються в нижніх частинах корпусу судна в процесі його нормальної експлуатації.

Основне устаткування системи розташоване:

- у трюмі машинного відділення (МВ): два відцентрових і один поршневий електропривідні насоси і водоструминний ежектор подачею $160 \text{ м}^3/\text{годину}$;
- на II платформі МВ: сепаратор льяльних вод;
- у приміщенні ежектора: водоструминний ежектор подачею $10 \text{ м}^3/\text{годину}$.

На прийомних відводах осушення приміщення пожежного насоса, а також на трьох прийомних відводах автономного трубопроводу ВМН осушення колодязів МВ і двох колодязів румпельного відділення встановлені дистанційно-керовані клапани з пневмоприводом.

1.6.2 Баластна система

Баластна система забезпечує прийом водяного баласту до цистерн і видалення його за борт. Вона обслуговується трьома відцентровими електричними насосами подачею $3000 \text{ м}^3/\text{годину}$ кожний.

Баластні насоси розташовані в трюмі МВ у приміщенні баластних насосів.

Запірна арматура на відводах у баластні цистерни і трюм № 4 розташована у міждонному коридорі систем. Решта запірної арматури розташована в МВ і у приміщенні баластних насосів.

Магістральні канали прокладені в міждонному просторі по баластних цистернах, а магістраль зачищення баласту – в міждонному коридорі систем.

Арматура системи дистанційно-керована з гідроприводами, за винятком трьох неповоротно-запорних клапанів, встановлених у МВ.

Магістральні канали прокладені в міждонному просторі по баластних цистернах, а магістраль зачищення баласту – в міждонному коридорі систем.

Арматура системи дистанційно-керована з гідроприводами, за винятком трьох неповоротно-запорних клапанів, встановлених у МВ.

Передбачено прокачування баластних цистерн і форпіка підігрітою забортною водою системи охолодження енергетичної установки.

1.6.3 Стічна і шпігатна системи

Передбачено роздільні системи стічних вод (СВ) і господарсько-побутових вод (ГПВ).

Стічні системи забезпечують відведення СВ і ГПВ від устаткування в цистерни і можливість їхнього знезаражування в установці обробки СВ і ГПВ.

Передбачено можливість скидання СВ і ГПВ за борт і видача СВ у прийомні спорудження.

Стічна цистерна – вклюдного типу. Установка обробки СВ і ГПВ, фекальний насос і ежектор видачі СВ розташовані в приміщенні збирання й обробки СВ у МВ.

Цистерна ГПВ розташована в міждонному просторі.

Робоча вода на ежектор видачі СВ подається від водопожежної системи.

Для осушення приміщень застосовані шпігати. Конструкція шпігатів передбачає гідравлічні затвори, що запобігають проникненню запахів зі СВ.

Шпігати на ВП й у необхідних місцях мають непроникні закриття, що запобігають забрудненню моря нафтопродуктами при їх розливі на палубі.

1.6.4 Протипожежні системи

1.6.4.1 Система водяного пожежогасіння. Система призначена для гасіння пожежі суцільними чи розпиленими водяними струменями ручних пожежних стволів.

Система виконана кільцевою у надбудові та лінійною в інших частинах судна.

Системою передбачено:

- подача не менше двох струменів води в дудь-яку частину кожного приміщення чи палуби, при цьому забезпечується подача одного струменя по рукаву стандартної довжини, а другий може бути поданий по двом таким же з'єднанням послідовно рукавам;

- можливість прийому води з берега через міжнародне берегове з'єднання.

Обслуговується система трьома насосами. Один пожежний насос подачею 1200 м³/годину при напорі 1 МПа, один допоміжний пожежний насос подачею 2 м³/годину розташовані у машинному відділенні. Аварійний пожежний насос подачею 350 м³/годину при напорі 1 МПа розташований у румпельному відділенні.

У системі використовуються: пожежні клапани Ду65 для машинних приміщень та відкритих палуб; ручні пожежні стволи Ду65 з насадкою діаметром 19 мм для МВ та відкритих палуб; пожежні клапани Ду50 – для решти приміщень; палубні рукави довжиною 20 м на відкритих палубах і 10 м – у відкритих приміщеннях.

1.6.4.2 Система вуглекислотного гасіння високого тиску. Система вуглекислотного гасіння високого тиску передбачена для гасіння пожеж у МВ, вантажних трюмах, приміщеннях АДГ, інсинератора, малярської, а також в УПГ, ресивері наддубочного повітря ГД і глушниках-іскрогасниках.

Устаткування системи розміщене в станціях вуглекислотного гасіння й у МВ.

У комплект устаткування входять:

- балони для зберігання CO_2 із клапанами, сифонними трубами і деталями кріплення;
- збірні колектори;
- клапани випуску CO_2 у захищені приміщення;
- пускові шафи для керування випуском CO_2 у трюми і МВ;
- прилад затримки сигналу на відкриття балонів із CO_2 ;
- свистки сигнальні;
- випускні сопла;
- трубопроводи й арматура;
- таблички з написами й інструкціями з пуску;
- пристосування для зважування балонів.

Система забезпечує:

- зберігання CO_2 у балонах;
- зважування балонів у станціях вуглекислотного гасіння;
- подачу CO_2 у приміщення;
- включення попереджувального сигналу про пуск CO_2 у МВ;

У системі гасіння пожежі в трюмах і МВ передбачено два послідовно включених засоби керування випуском. Один використовується для випуску CO_2 з балонів, інший – для відкриття пускового клапана на трубопроводі, що здійснює подачу CO_2 тільки в МВ. Для МВ ці два засоби керування знаходяться усередині пускової шафи. Для трюмів з окремого пускового обладнання здійснюється тільки випуск CO_2 з балонів, а пускові клапани для кожного з трюмів мають ручний привод. Пускові шафи розташовані у станції вуглекислотного гасіння.

Для гасіння пожежі в малих приміщеннях: АДГ, малярської та інсинератора, а також устаткування МВ використовуються місцеві установки CO_2 , що складаються з 2-х і 3-х балонів.

Для цих установок також передбачено два окремих засоби керування випуску CO_2 : ручне відкриття клапана випуску CO_2 у приміщення, що захищається, і ручне відкриття пристрою для випуску CO_2 з балонів.

1.6.4.3 Система порошкового пожежогасіння. Системами порошкового пожежогасіння повинні бути обладнані всі судна, що перевозять зріджені гази наливом. На судні система представлена двома ідентичними секціями на лівій та правій сторонах верхньої палуби. Кожна секція складається з двох танків дікарбоната натрія і 9-ти та 3-х балонів N_2 під тиском. За рахунок перепуску стисненого газу у танк з порошком, суміш газу з порошком подається до шафи зі шлангом.

1.6.4.4 Місцеві пости пожежогасіння. Для гасіння місцевих вогнищ пожежі у МВ передбачаються стаціонарні повітряно-пінні апарати.

1.6.5 Система питного та мийного прісного водопостачання

Передбачено єдину систему постачання побутових споживачів прісною водою питної якості. Система забезпечує холодною і гарячою водою споживачів води, камбуз, пральню, умивальники, душові, ванни і обмив ілюмінаторів навігаційної рубки. Холодна прісна вода подається до водороздірного автомата і на змив унітазів.

Механізми й устаткування системи розташовані в приміщенні водопідготовки. Водороздірні автомати з охолодженням води розташовані в МВ й у коридорі жилої надбудови.

Запаси питної води зберігаються в двох вкладних цистернах місткістю 194,3 м³. Заповнення цистерн запасу виконується через наливний пристрій з фланцем міжнародного зразка, розташований на ВП по правому і лівому бортах, по єдиному трубопроводу.

Передбачено можливість консервації та переконасервації запасів води іонами срібла дозою 0,05 мг/л.

Передбачено поповнення запасів води від вакуумної водо опріснювальної (ВОУ) з мінералізацією і знезаражуванням в установці ультрафіолетового опромінення з наступною консервацією іонами срібла дозою 0,05 мг/л.

1.6.6 Система опалення і господарського паропостачання

Система парового опалення забезпечує обігрів приміщень, що не обслуговуються системою кондиціонування повітря чи електроопаленням.

Потужність обігрівальних приладів обрана з розрахунку підтримки заданих температур у зимовий час року:

- акумуляторні 5 °С;
- комори і станції пожежегасіння 10 °С;
- приміщення вентиляторів, механізмів, насосне відділення 12 °С;
- майстерні, туалети, пральні, гладильні, камбуз 16 °С;
- душові, роздягальні 25 °С;
- сушильні 45 °С.

Передбачено можливість прийому пари з берега через рукавні з'єднання, що підключаються до прийомного патрубку, встановленого на відкритій частині палуби з наступним редуціюванням тиску до 0,39 МПа.

Конденсат через конденсатовідводи спрямовується в охолоджувач конденсату, а з нього в теплий ящик. В аварійному випадку передбачена можливість відводу конденсату в теплий ящик чи за борт.

Система парового опалення – однопілинна, з робочим тиском пари в опалювальних приладах 0,39 МПа.

Система господарського паропостачання – двопілинна, прямоточна, з робочим тиском пари в нагрівальних приладах 0,39 МПа.

Споживачі пари системи парового опалення – радіатори, системи господарського паропостачання, нагрівачі повітря систем кондиціонування, загальносуднової та машинної вентиляції, підігрівачі прісної води, устаткування прального блоку.

1.6.7 Система загальносуднової вентиляції

В усіх приміщеннях, крім приміщень, що обслуговуються системою кондиціонування повітря, передбачена штучна або природна вентиляція.

У необхідних випадках системою загальносуднової вентиляції забезпечено також видалення повітря з приміщень, що обслуговуються системою кондиціонування повітря.

Повітрообмін і спосіб вентиляції акумуляторних визначені з умови асиміляції водню, що виділяється, відповідно до Правил морського класифікаційного товариства.

1.6.8 Система інертних газів

На судні встановлена система інертних газів продуктивністю до 750 м³/годину фірми Smit Gas System.

1.6.9 Вантажна система

Для завантаження та регазифікації вантажу на судні встановлено чотири триступеневих компресори, розташованих на головній палубі в окремому приміщенні. Також встановлено один підігрівач вантажу (в комплексі з випарником). Для розвантаження стисненого газу на судні встановлено по два насоси в кожному танку, продуктивністю 600 м³/годину кожний.

1.6.10 Система кондиціонування повітря

Система кондиціонування повітря призначена для підтримки комфортної температури і вологості в приміщеннях, що обслуговуються, при параметрах зовнішнього повітря: температури +34 °C і вологості 70 % влітку і -25 °C і 85 % взимку. Кондиціонери, що обслуговують житлові, громадські та службові приміщення, розміщені в приміщенні кондиціонерів на палубі рудки I ярусу, кондиціонери кормової рудки і камбуза – у вентиляторній на палубі рудки II ярусу, кондиціонер ЦПК – у МВ.

Система виконана одноканальною за винятком телетрансляційної та салонів, де вона виконана двоканальною. В їдальнях і кают-компанії передбачена одноканальна система, що працює за принципом двоканальної.

Підтримка параметрів повітря в приміщеннях, що обслуговуються одноканальною системою, забезпечена шляхом зміни витрати повітря за допомогою підволочних повітророзподільвачів.

Підтримка параметрів повітря в приміщеннях, що обслуговуються двоканальною системою, забезпечена шляхом змішування повітря від I та II ступенів кондиціонерів у змішувачах.

Підтримка постійного статичного тиску в трубопроводах забезпечена за допомогою регуляторів статичного тиску.

Передбачена 30 % рециркуляція повітря і зволоження його парою.

1.7 Суднові пристрої

1.7.1 Кермовий пристрій

На судні встановлюється одне кермо: обтічне, напівбалансирне, розташоване у ДП за гребним звинтом.

Загальна площа керма складає приблизно 49 м², що дорівнює приблизно 1,6 % від площі проекції підводної частини корпусу судна на вертикальну площину при осадці по конструктивну ватерлінію.

Для перекладання керма в румпельному відділенні встановлюється електрогідравлічна роторна кермова машина із обертаючим моментом на газозовзі 1520 кН·м.

Кермова машина має 2 електроприводні гідравлічні насосні агрегати. Кожний насосний агрегат забезпечує перекладання керма з 35° одного борту на 30° другого борту за 28 с при повному передньому ході судна. Передбачається дистанційне електричне керування кермовою машиною із навігаційної рудки.

1.7.2 Якірний пристрій

Судно забезпечується двома становими й одним запасним якорями типу Холла масою 11 т кожний. Станові якорі убираються в бортові якірні клюзи. Запасний якір зберігається на ВП.

Якірні ланцюги для станових якорів передбачаються особливої міцності із сталі категорії 3, калібром 81 мм. Довжина якірних ланцюгів складає 350 м правого борту і 325 м лівого борту. Якірні ланцюги зберігаються в ланцюгових скринях, які забезпечують самоукладання ланцюга.

Ледідки обладнуються системою дистанційної віддачі якоря з навігаційної рубки, лічильниками довжини витравленого ланцюга, які встановлені у постів керування ледідками та в навігаційній рубці.

1.7.3 Швартовний та буксирний пристрій

Як швартовний пристрій використовується швартовна автоматична ледідка з електричним приводом:

- кількість – 8 шт., одnobарабанні;
- тягове зусилля – 125 кН;
- канатомісткість – 200 м;
- швидкість вибирання – не менше 0,2 м/с.

Якірні швартовні пристрої – автоматичні двобарабанні ледідки з електричним приводом:

- кількість і місце установки – 2 шт. на палубі бака;
- тягове зусилля – 160 кН;
- швидкість вибирання – не менше 0,2 м/с.

Для швартування та буксирування передбачається необхідна кількість швартовних та буксирних кнехтів, клюзів.

1.7.4 Допоміжні вантажні пристрої

Для проведення допоміжних вантажних операцій на судні передбачено один гідравлічний вантажний кран вантажопідйомністю 10 т.

Для підняття провізії або частин механізмів у МВ на судні передбачено 2 гідравлічні крани. Вантажопідйомність кожного крану 4 т.

1.7.5 Рятувальні пристрої

На судні встановлюють дві моторні рятувальні шлюпки на 28 осіб й одну чергову шлюпку з пластмасовим корпусом на 6 осіб.

На судні встановлюються два рятувальні плоту на 28 осіб кожний в пластмасових контейнерах та додатковий надувний рятувальний пліт на 6 осіб.

1.7.6 Захист корпусу судна від корозії

Для захисту кормового підзору, кінгстонних ящиків і кінгстонно-розподільчого каналу передбачається захист протекторами алюмінієвого сплаву з терміном служби не менше ніж три роки.

1.8 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:

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

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

1.9 Комплектація судна технічними засобами та розташування енергетичного обладнання у машинному відділенні судна. Для забезпечення вимог Конвенції SOLAS-74 і MARPOL-73/78

1.9.1 Розташування машинного відділення

Розміщення машинного відділення (MV), по довжині корпусу судна має вплив на технічні, експлуатаційні і економічні показники судна, а також на його загальну архітектуру. У морській практиці в основному зустрічаються три варіанти розташування приміщення енергетичної

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Приміщення МВ розташовуються як в основному корпусі судна, так і у його надбудовах. Питомий об'єм приміщень МВ для морських суден транспортних суден з ДЕУ зазвичай складає 0,35

— 070 м³/кВт (на 1 кВт потужності ЕУ). Для визначення повного об'єму машинних приміщень необхідно до об'єму МВ додати об'єм тунелів зредних валів, об'єм шахт, димових труб і інших приміщень у надбудовах і рубках, об'єми цистерн енергетичних і інших запасів, які не входять у об'єм МВ.

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

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

Кожухи димових труб служать для виводу газовідвідних труб і труб витяжної

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

Для збереження запасів палива використовуються цистерни подвійного дна, бортові і перетину (диптанки), а також вкладні цистерни повинні бути відділені коффердамами від живих, службових і рефрижераторних приміщень, а також, цистерн прісної води. Цистерни змащувального масла розташовуються зазвичай у МВ, як правило, поза подвійного дна і відділяються коффердамами від зовнішньої обшивки корпусу судна, або виконуються вкладними.

1.9.2 Розташування головного двигуна і допоміжного устаткування у МВ

Устрій машинних відділень і розміщення у них устаткування повинні відповідати вимогам Korean Register of Shipping, 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 габарити 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, підкріплюючи ці механізми додатковими конструкційними елементами. Такі механізми необхідно амортизувати і екранізувати їх від постів, де довгостроковий час знаходиться обслуговуючий персонал.

При виборі місця установки людих 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 перебірок 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 далони 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 же платформі, або нижче у трюмі під балконом. В установках невеликої потужності і на допоміжних двигунах далони можуть бути встановлені поряд з дизелем, а компресори — у трюмі.

1.9.3 Вимоги до розміщення устаткування систем

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

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

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

При роботі ГД на двох сортах палива (важкому і легкому) передбачають міри проти їх змішання. Насоси, сепаратори, фільтри і інше устаткування паливної системи необхідно розташовувати у трюмі МВ компактно, бажано у агрегаті і поблизу витратних цистерн очищеного палива. Для перекачування палива встановлюють не менше двох насосів, один з яких резервний. Ці насоси, а також насоси сепараторів, окрім місцевого, устатковують дистанційним управлінням. На суднах, ЕУ яких працюють на важкому паливі, встановлюють не менше двох сепараторів.

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

Приймальні кінгстони заборотної води розташовуються у носовій частині МВ перед відливними клапанами. Кінгстони повинні встановлюватись на спеціальних кінгстонних ящиках, або в приймальних 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 троси у приміщеннях ЕУ розташовуються переважно вище настилу палуб, при необхідності розміщення кабелів під настилом їх прокладають у металічних трубах, або закритих каналах (траси кабелів повинні стояти від джерел тепла не менше ніж на 100 мм, від підвішеного дна і масляних цистерн — не менше ніж на 50 мм, від зовнішнього обшивання і передірок — не менше ніж на 20 мм).

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

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

Для доступу до механізмів і арматури, розташованих 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, одухи для підвішування талей, візка. Зазвичай великі запасні частини розташовують поблизу тих максимумів, до яких вони відносяться.

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

1.10 Загальні положення Конвенції 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 торговельних 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 й 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 й 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 газовозі "CLIPPER QUITO" встановлено як індивідуальні рятувальні засоби, так і колективні.

1.10.1 Індивідуальні рятувальні засоби

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

Рятувальні круги

Рятувальний круг – це плаваючий 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;шиті 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 засід виготовлений з водонепроникного матеріалу з низькою теплопровідністю у вигляді пакетів чи мішків і призначений для відновлення температури тіла людини, що подувала в холодній воді, або для зігрівання при знаходженні в рятувальній шлюпці або надувному плоту.

1.10.2 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 лихо, 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 рудки, 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. 1.7.5): дві моторні рятувальні шлюпки на 28 осіб і одну чергову шлюпку з пластмасовим корпусом на 6 осіб. Рятувальна шлюпка вільного падіння із спуско-підйомним пристроєм.

Надувні рятувальні плоти

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

На судні встановлені (див. п. 1.7.5): два рятувальні плоти на 28 осіб кожен в пластмасових контейнерах та додатковий надувний рятувальний пліт на 6 осіб.

1.11 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 забрудненню 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 багаступінчастість 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 – подріднювачі сміття (млинові

пристрої) забезпечують роздрідження сміття до часток, що не перевищують 25 мм; спалювання в спеціальних печах – інсінераторах, які відповідають “Стандартним технічним вимогам ІМО”.

На гозовозі “CLIPPER QUITO” 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 відхідних газів 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 аерозолію і найбільш можливому 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. [25]

1.12 Висновок з розділу

Розділ містить загальний опис судна “CLIPPER QUITO”, його корпусу, енергетичної установки та систем. Приведено норми Міжнародного Кодексу управління безпекою (МКУБ). Також розглянуто інформацію про основні засоби розміщення механізмів у машинному відділенні. Також увагу приділено комплектації судна згідно до вимог Конвенції SOLAS-74 і MARPOL-73/78.

2. Дослідження ефективності СЕУ застосуванням спиртових палив в ДВЗ

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 (киснемісних 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 — метилтретбутилового ефіру (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 біоетанол, 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. Позитивними якостями етанолу є простота його отримання з відновлюваних ресурсів: для отримання біоетанолу 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 бензину, 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 бензином. 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-бензинова суміш становить 10% паливного ринку США і використовується більш ніж в 100 млн. двигунів. Вартість етанолу до недавнього часу була вища за вартість бензину. 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 на 20...35% вище, ніж бензинові 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. Ефективне займання спиртових палив в дизелях досягається при подачі в камеру згоряння запальної дози дизельного палива.

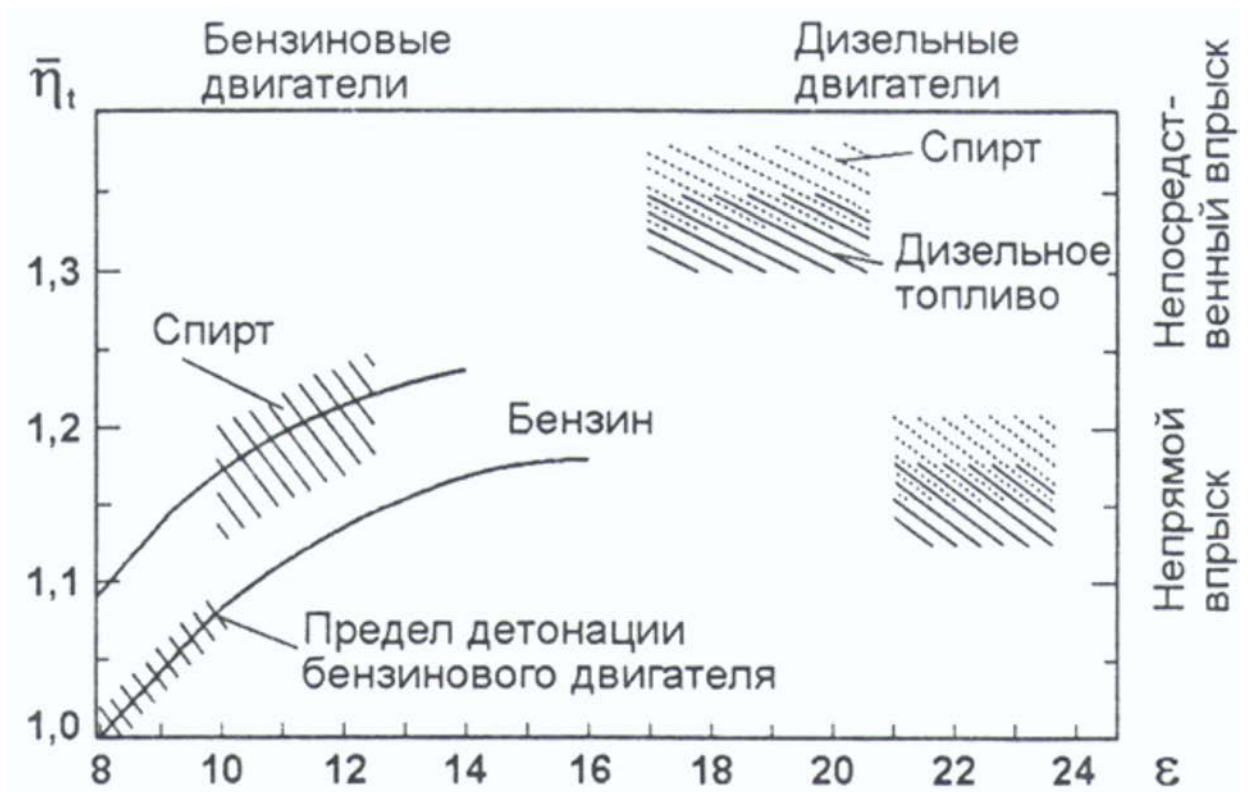


Рисунок 2.1 Відносна термічна ефективність використання нафтових палив і спирту в бензинових і дизельних двигачах: $\bar{\eta}_t$ — відносний термічний ККД (за одиницю прийнятий термічний ККД бензинового двигача зі ступенем стиснення $\epsilon = 8$)

Дослідницькі роботи з адаптації дизелів для роботи на метанолі і етанолі проведені найбільшими двигунобудівними 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 проведені в МАДИ, НАМИ, Кіровському Сільськогосподарському інституті, МІИТ, МГТУ ім. Баумана, РУДН, Волгоградському політехнічному інституті). Ряд досліджень виконано на Україні. Розглянемо деякі результати зазначених досліджень.

2.2 Заїмання 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 двигун 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 бак 11 (рис. 2.2) через паливопровід 10 надходить до ПНВТ 8, який через паливопровід 6 подає спирт до форсунки 5. Така ж паливоподаюча система, що містить бак 12, ПНВТ 2, паливопроводи 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 заїмання 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 згорання дизеля.

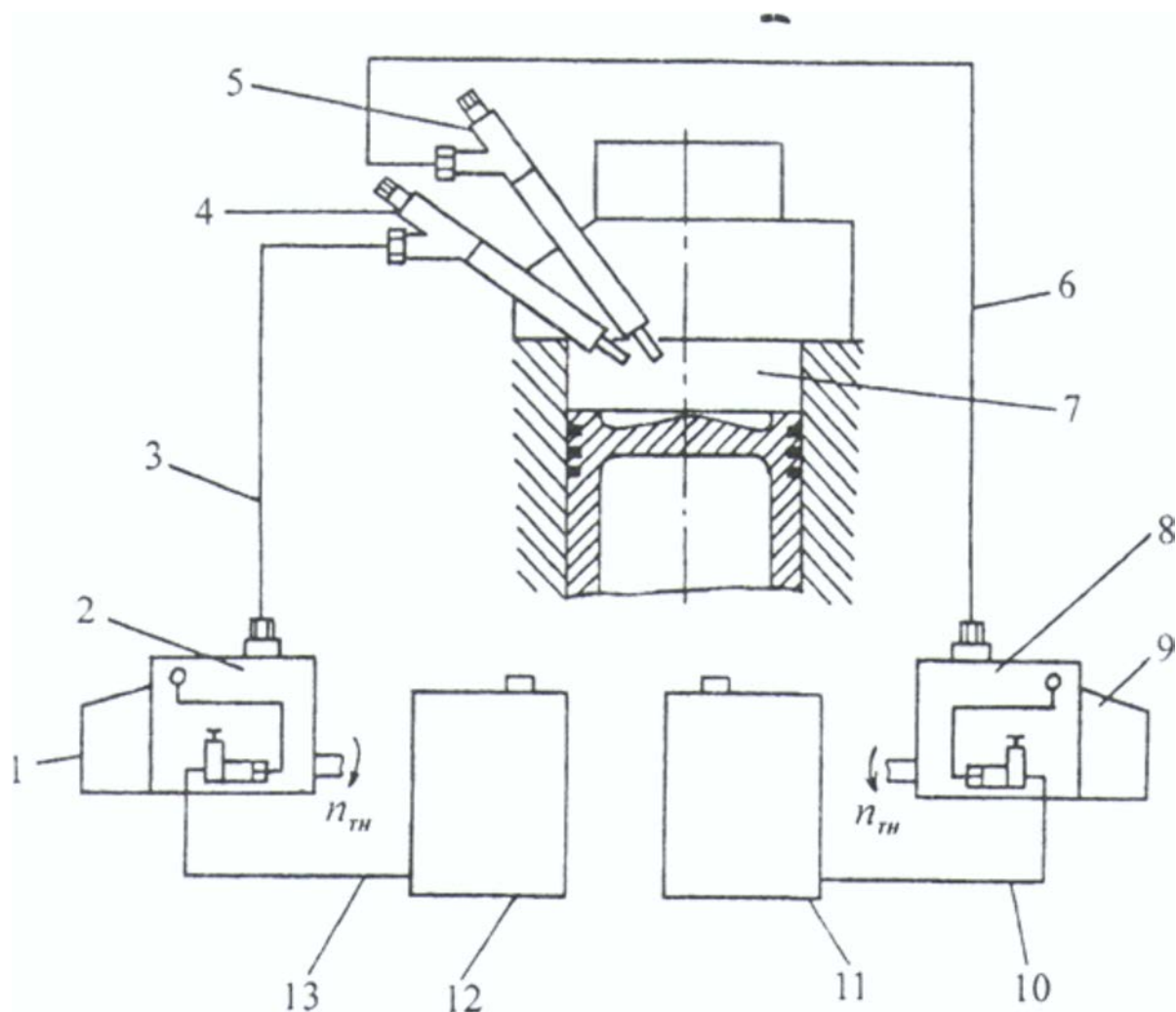


Рисунок 2.2 Схема системи подачі в камеру згорання дизеля метанолу і запальний дози дизельного палива: 1, 9 — автоматичні регулятори; 2, 8 — ПНВТ для подачі дизельного палива і метанолу; 3, 6 — трубопроводи високого тиску; 4, 5 — форсунки для впорскування дизельного палива і метанолу; 7 — камера згорання; 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 згорання 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

CH_x і монооксиду вуглецю CO . Однак в кількісному відношенні збільшення концентрації CH_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 $V_h = 10$ л і ступенем стиснення $\epsilon = 15$. Для впорскування запального дизельного палива використаний ПНВТ розподільного типу і односплові форсунки. Впорскування основного спиртового палива проводився рядним плунжерним ПНВТ через чотирехсплові форсунки. Оптимальна циклова подача запального палива і момент його впорскування по відношенню до спиртовому паливу були визначені з умови отримання мінімальної концентрації вуглеводнів CH_x в відпрацьованих газах і їх димності. На режимах холодного пуску і прогріву 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 CH_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 двохпаливної системи проведені на великовантажному автомобілі з причепом загальною масою 42 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.

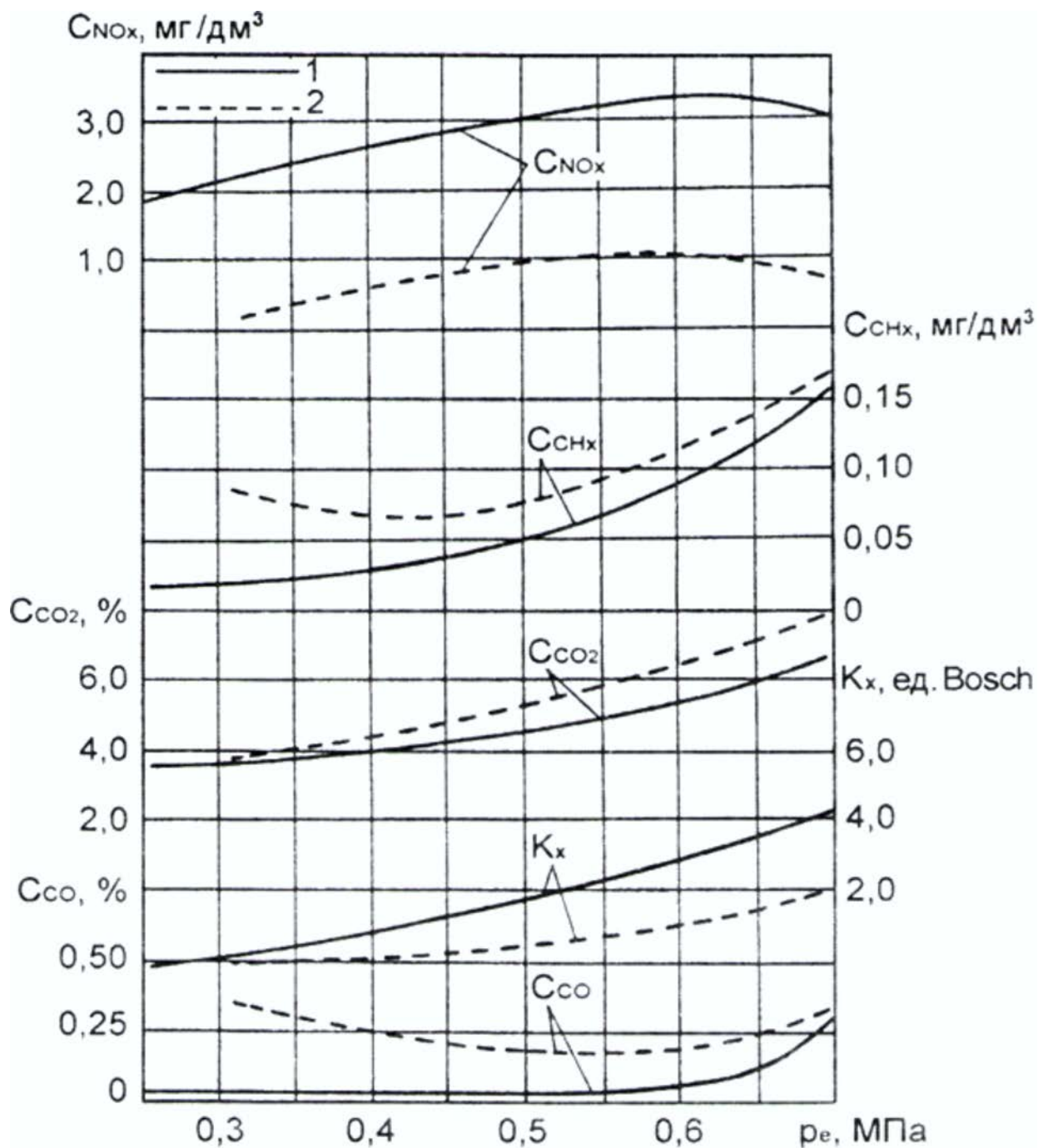


Рисунок 2.3 Залежність змісту в відпрацьованих газах оксидів азоту C_{NOx} , монооксиду C_{CO} і діоксиду C_{CO_2} вуглецю, вуглеводнів C_{CHx} , димності K_x від навантажувального режиму (середнього ефективного тиску p_e) дизеля Д21А1, що працює на дизельному паливі (1) і на метанолі з запальний дозою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

Випробовувався дизель з турбонаддувом моделі ТМ101Е з робочим об'ємом $V=9,6 \text{ л}$, ступенем стиснення $\epsilon=14,3$, потужністю $N_e=200 \text{ кВт}$. 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 $5...15^\circ \text{ п.к.в.}$ 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_xH_y 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 згорання. Спільно з вищою технічною школою в м Аахен фірма Deutz створила дослідний зразок автобуса з дизелем, що працює на метанолі з запальною дозою дизельного палива. На режимі з повним навантаженням в камеру згорання впорскується тільки 5 % дизельного палива від загальної подачі палива, що забезпечує стійкий малощумний процес згорання 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 впорскування 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 впорскування в камеру згорання через різні соплові отвори однієї форсунки пропонується в роботі.

Подвійна система подачі палива дизельного та спиртового палив для дизеля транспортного засобу, подібна описаному 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 запальної 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 згорання дизеля легкового автомобіля (рис. 2.4). При використанні схемою процесу подачі палива заміщення 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, 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.

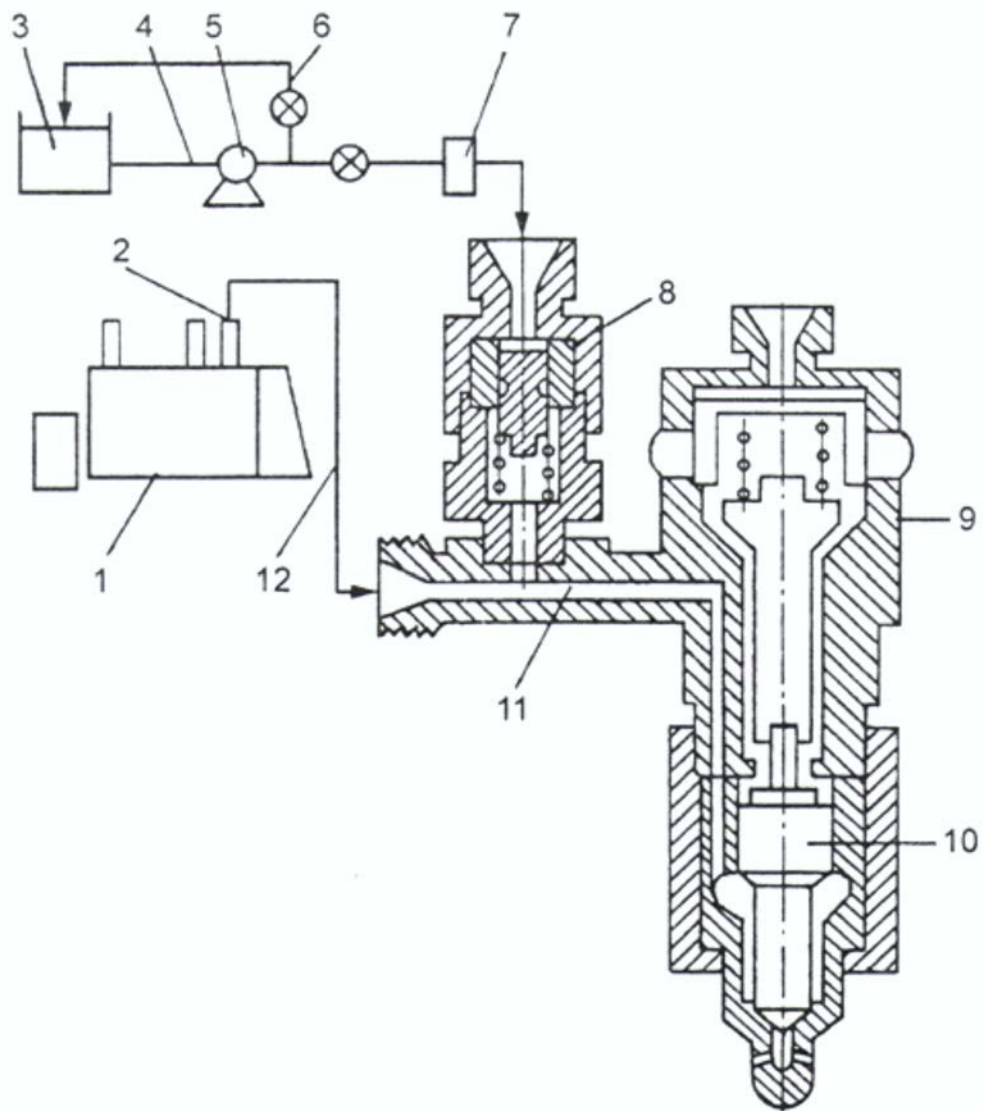


Рисунок 2.4 Схема системи подачі спиртового і дизельного палив в дизель легкового автомобіля фірми Isuzu: 1- ПНВТ; 2 – нагнітальний клапан; 3 – ємність із спиртовим паливом; 4,6 – магістралі; 5 – насос, що підкачує; 7 – фільтр; 8 – клапан; 9 – форсунка; 10 – запірна голка; 11 – канал; 12 – паливопровід

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 ПНВТ 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 $p_e = 0,7 \dots 0,8$ 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 Обвід 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.

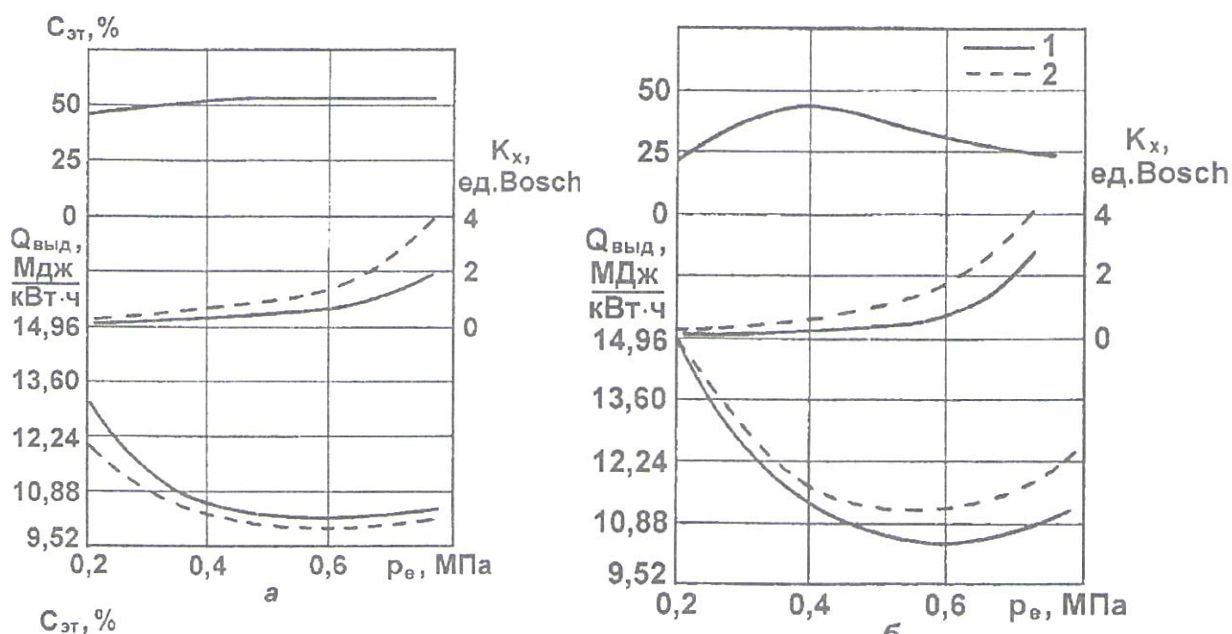


Рисунок 2.5 Залежність об'ємного вмісту етанолу в сумішевих паливі $C_{эт}$, димності відпрацьованих газів K_x , і енергії, що виділилася при згоранні палива Q від навантаження (середнього ефективного тиску p_e) на швидкісних режимах $n=1000$ хв⁻¹ (а) і $n=2100$ хв⁻¹ (б) дизеля легкового автомобіля фірми 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 (ECA) 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 фактором. Широкомасштабне використання LNG є економічно обґрунтованим, але невеликі об'єми LNG стають дорогим через досить великі інвестиційні витрати на бункерні термінали. Тобто логістична складова призводить до суттєвого здорожчання 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 бункерування 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 водах.

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 samozаймання 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 гідравлічного 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 (% об.)	52,2	38	52	85		86
Вміст водню (% об.)	31	12	13	15	-	14
Вміст кисню (% об.)	34,8	50	35	0	-	0
Молярна маса, кг/моль	46	32	46	183	-	0
Щільність, кг/м ³	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, сСт 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 запірного 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 відзуклу клапана, а тести виводів, що експлуатуються, демонструють краще контрольовані профілі впорскування.

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

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.

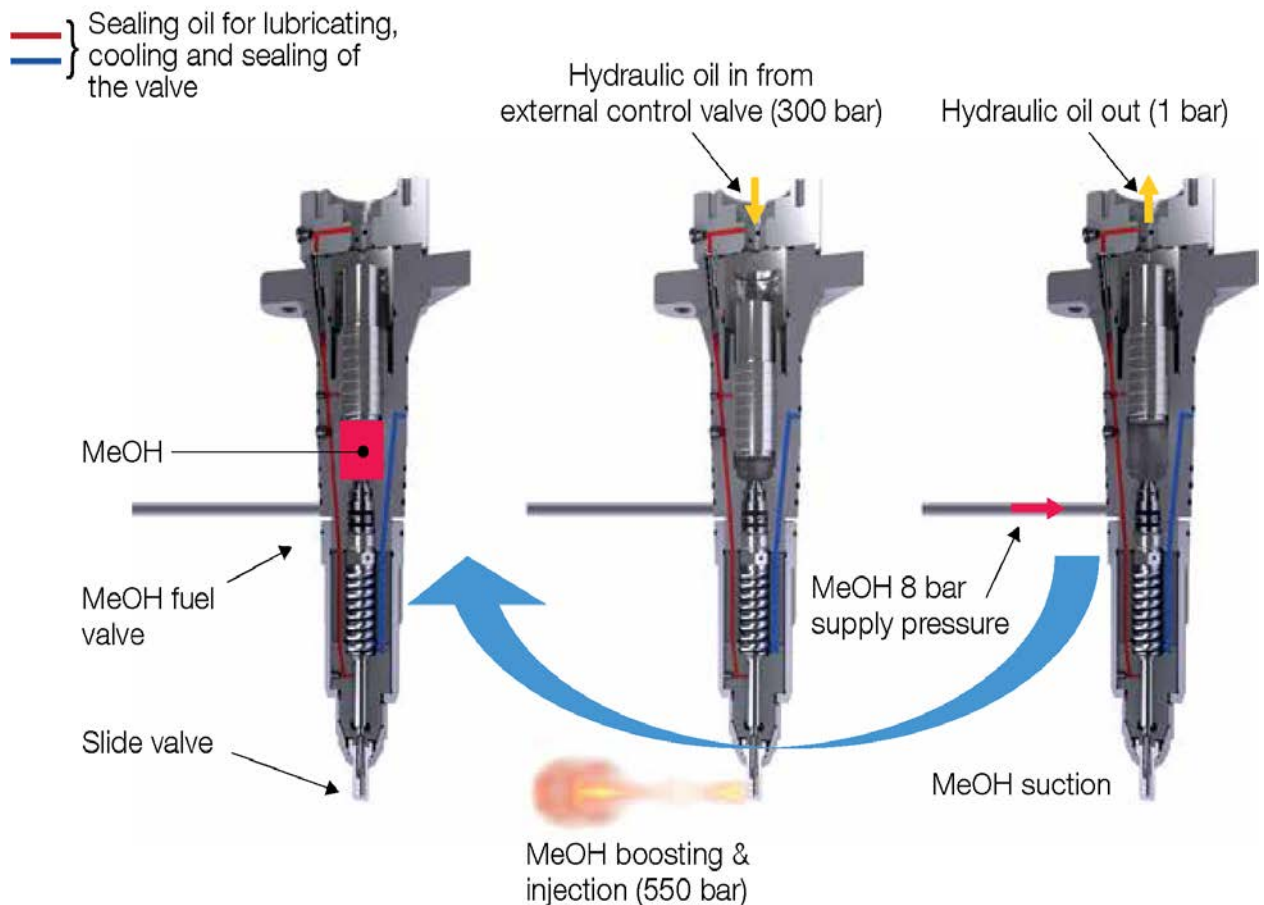


Рисунок 2.6 Принцип роботи паливної форсунки (BFIV) для метанолу

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 і 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)

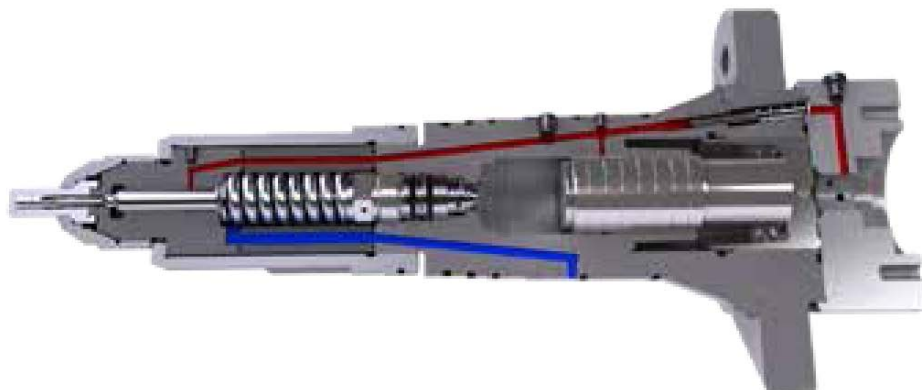


Рисунок 2.8 Форсунка для впорскування метанолу (інжектор з маслом охолодження (нижній канал) і герметезуюче масло (верхній канал))

Щоб забезпечити правильну температуру BFIV, 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 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.

В двигун інтегрована система управління та безпеки метанолу. Основна операційна панель (MOP) оснащена зручним інтерфейсом для роботи на метанолі. На цій панелі система LCI 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 масил.

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.

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 судах із двигунами ME-LCI, що працюють на метанолі.

Наприкінці 2013 року фірма Alfa Laval була обрана компанією MAN Diesel & Turbo для постачання допоміжних систем (LFSS) газівих двигунів серії LCI, а пізніше — для перших в світі танкерів з малообертливим 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 очищують циркуляційну воду. Це, разом з глибокими знаннями та досвідом роботи в галузі кондиціонування повітря, зробило Alfa Laval лідуючим вибором для постачання систем підготовки палива.

Завершена дустерна технологія, Alfa Laval FCM One Low-Flashpoint (LF), була встановлена на суднах, побудованих у Minamipirrop 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.

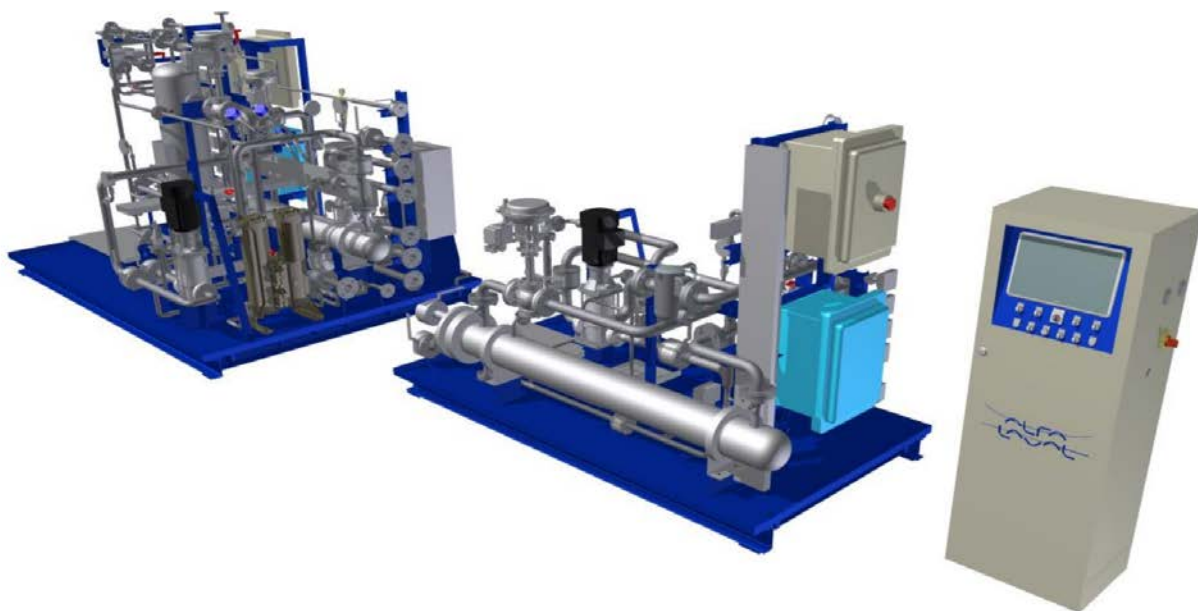


Рисунок 2.9 Система підготовки палива Альфа Alfa Laval FCM One Low-Flashpoint

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 паливopроводи 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.

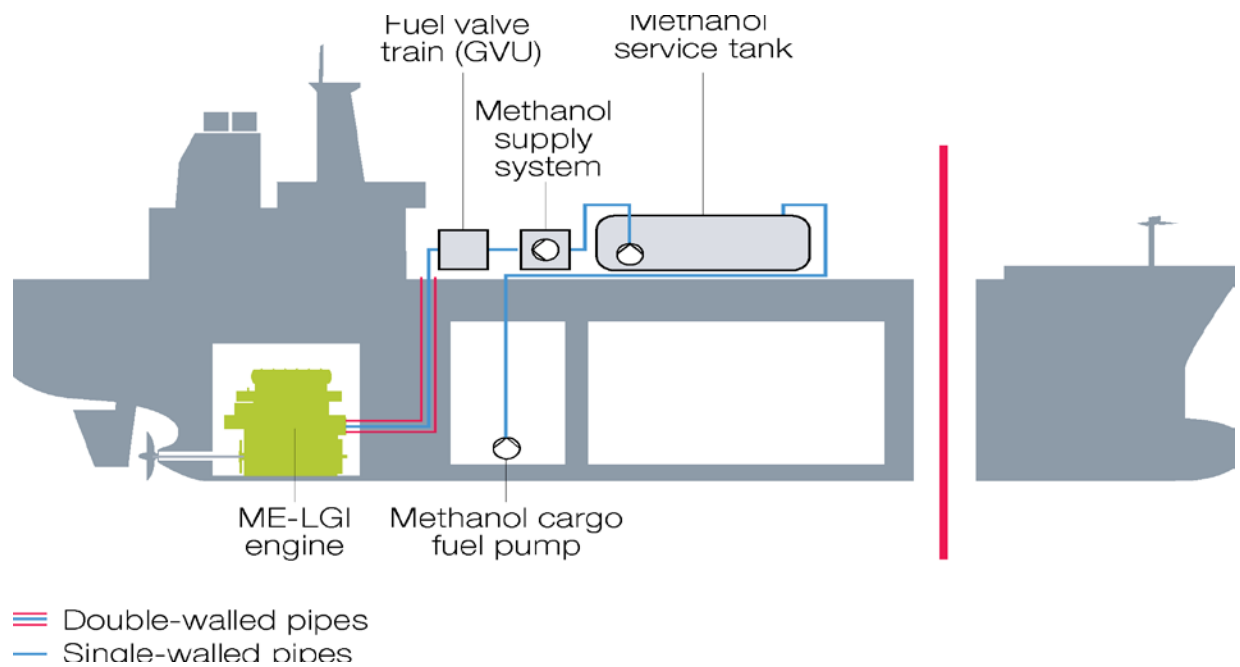


Рисунок 2.10 Суднова паливна система при використанні метанолу

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 Вимоги, що висувуються до енергетичної установки судна

Головними вимогами, що висувуються до проєктованих 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 судової енергетичної установки (СЕУ), варто віднести наступні техніко-експлуатаційні вимоги:

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

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

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

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

3.2 Аналіз різних типів і схем судових енергетичних установок

3.2.1 Види судових енергетичних установок

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

Паротурбінна установка (ПТУ) установлюється зазвичай на великих транспортних 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 зрозмідкі та великі: питома маса ПТУ 50 – 60 кг/кВт, енергонасиченість 22 – 37 кВт/м². 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 масозагартні показники (кращі в порівнянні з іншими типами установок), велику енергонасиченість – 90 кВт/м² і більше, а також малу питому масу 25 – 35 кг/кВт, проте поряд з цим характеризується низкою істотних недоліків:

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

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

3.2.2 Аналіз різних типів головних двигунів

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

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

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

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

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

- висока економічність (знижена витрата палива);
- висока надійність;
- зручність обслуговування та експлуатації;
- низький рівень шуму та вібрації;

- знижена витрата масла;
- відсутність передач;
- підвищений моторесурс;
- менші експлуатаційні витрати.

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

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

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

3.2.3 Аналіз різних типів передачі потужності

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

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

Специфічні вимоги: зміна передатного відношення; підтримка $M_{\text{кр}}$ на вихідному валу в докових вівтарях при зміні $M_{\text{в}}$; 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.

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

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

На контейнеровозах, супербалкерах 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 бортових валів.

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

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

На підставі вищевикладеного на судні приймається одновальна установка.

Реверс здійснюється шляхом реверсу ГД.

3.2.5 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.

3.2.6 Вибір головного двигуна

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

$$N_e = (N_e)_{\text{пр}} \cdot \left[\frac{v_s}{(v_s)_{\text{пр}}} \right]^3 = 12600 \cdot \left[\frac{16,5}{16,8} \right]^3 = 12308 \text{ кВт},$$

де $(N_e)_{\text{пр}}$ – специфікаційна потужність судна-прототипу, кВт; $(N_e)_{\text{пр}} = 12600$ кВт

v_s – швидкість судна згідно завдання на проектування, вуз; $v_s = 16,5$ вуз;

$(v_s)_{\text{пр}}$ – максимальна швидкість судна-прототипу, вуз; $(v_s)_{\text{пр}} = 16,8$ вуз.

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 провідних фірм-виробників: "MAN B&W"; "Wartsila"; "Mitsubishi Heavy Industries" (табл. 3.1), у яких потужність 12308 кВт входить у поле робочих параметрів та не перевищує номінальної потужності (у точці L_1 для фірми "MAN B&W"; у точці R_1 для фірми "Wartsila"; у точці P_1 для фірми "Mitsubishi Heavy Industries").

Таблиця 3.1. Порівняння сучасних МОД провідних фірм-виробників

Найменування параметра, одиниці вимірювання	Фірма-виробник		
	MAN B&W	Wartsila	Mitsubisi Heavy Industries, Ltd
	Марка двигуна		
	RT-flex58T-D-EGR	RT-flex58T-D-HP-EGR	UEC60LSE-ECO-A2-LP-EGR
1. Число циліндрів i	5	6	6
2. Частота обертання n , хв. ⁻¹	97	105	105
3. Потужність двигуна N_e , кВт	13400	13560	14280
5. Питома ефективна витрата умовного палива g_e , г/(кВт·годину)	169	168,8	171,4
6. Діаметр циліндра D_c , мм	600	580	600
7. Хід поршня S , мм	2790	2416	2400
10. Габарити ДГ $L \times B \times H$, мм	7390×4220× ×12175	7387×5375× ×12960	7832×3770× ×10850
11. Маса ДГ G , т	395	322	356

Як ГД був прийнятий двигун RT-flex58T-D-HP-EGR фірми "Wartsila", ефективною потужністю в точці $L_1 = 13560$ кВт при частоті обертання колінчастого валу 105 хв.^{-1}

Основні технічні дані

Технічні дані двигуна RT-flex58T-D-HP-EGR подано у табл. 3.2 та рис. 3.1-3.2, поперечний переріз приведено на рис. 3.3.

Таблиця 3.2 Технічні характеристики двигуна RT-flex58T-D-HP-EGR

Характеристика, одиниці вимірювання	Величина
Ефективна потужність двигуна, кВт	13560
Кількість циліндрів	6
Циліндрова потужність, кВт	2260
Частота обертання колінчастого валу, хв. ⁻¹	105
Питома ефективна витрата палива, г/(кВт·годину)	168,8
Діаметр циліндра, мм	580
Хід поршня, мм	2416

WinGD RT-flex58T-D

IMO Tier II/Tier III (SCR)

Cylinder bore: 580mm	Stroke/bore: 4.17
Piston stroke: 2416mm	Mean effective pressure at R1: 20.2 bar
Speed: 84-105rpm	

RATED POWER, PRINCIPAL DIMENSIONS AND WEIGHTS

	Output in kw at					
	105rpm		84rpm			
Cyl.	R1	R2	R3	R4	Length A (mm)	Weight (tonnes)
5	11300	7900	9050	7900	6381	281
6	13560	9480	10860	9480	7387	322
7	15820	11060	12670	11060	8393	377
8	18080	12640	14480	12640	9399	418

Dimensions in mm

B	C	D	E	E*
3820	1300	8822	3475	
F1	F2	F3	G	
10960	11000	10400	2000	

BRAKE SPECIFIC FUEL CONSUMPTION (BSFC) IN G/KWH

Full load, Rating point	R1	R2	R3	R4
BMEP, bar	20.2	14.1	20.2	17.7
BSFC	Standard Tuning			
	168.8	162.8	168.8	164.8

Рисунок 3.1. Характеристики двигуна, згідно даних заводу-виробника за показниками відповідно TIER-2

Опис конструкції двигуна

Фундаментна рама двигуна виконана з упорним підшипником у кормовій частині. Вона являє собою сталю зварну конструкцію з повздовжньою балкою з литими сталевими постілями для рамових підшипників. Рамові підшипники, тонкостінної конструкції, залиті білим металом. Для кріплення двигуна до фундаменту передбачаються довгі еластичні високоміцні болти з гідравлічною затяжкою. Рама виконується без ухилу при кріпленні на епоксидних клинах.

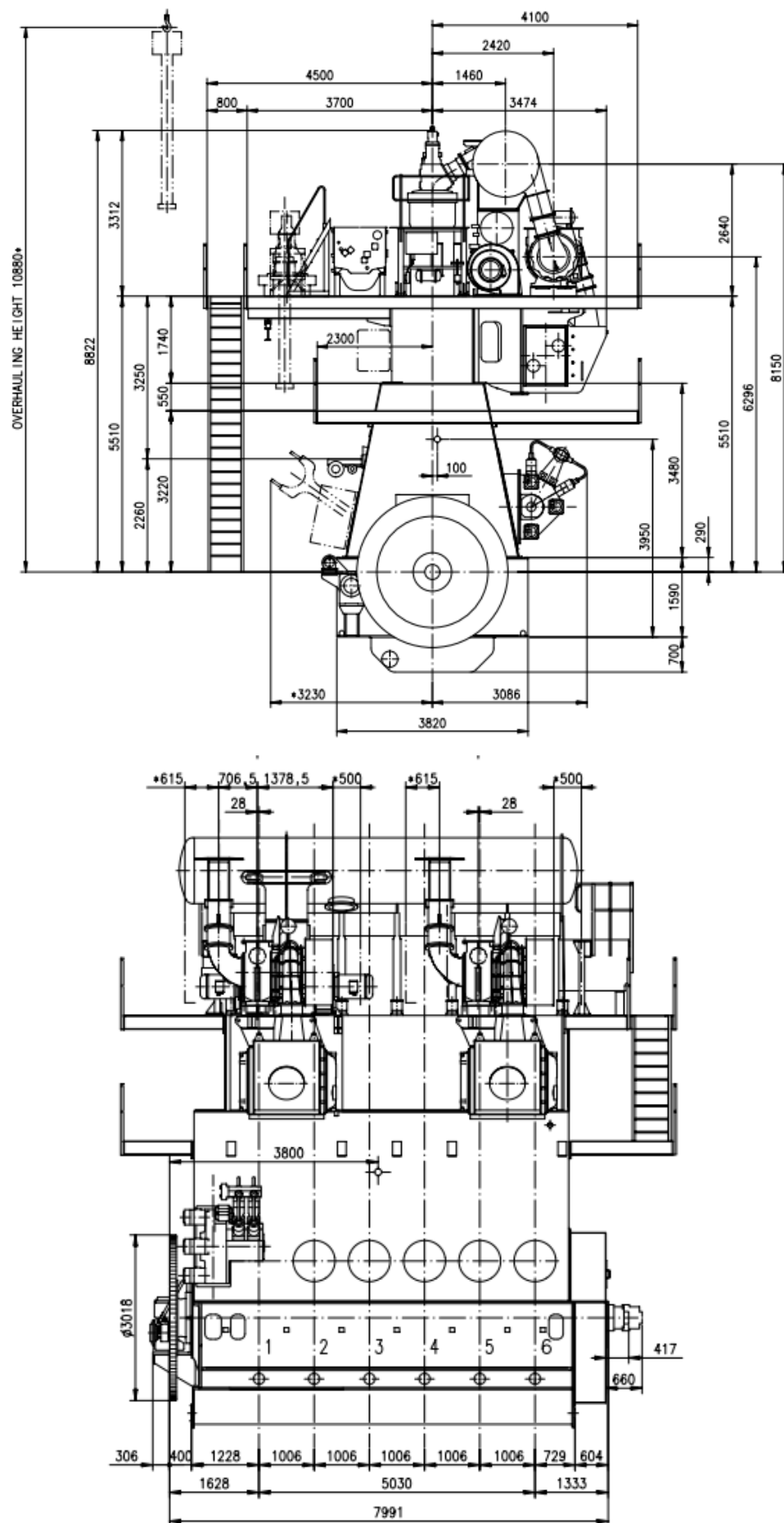


Рисунок 3.2. Габаритні розміри двигуна, згідно даних заводу-виробника

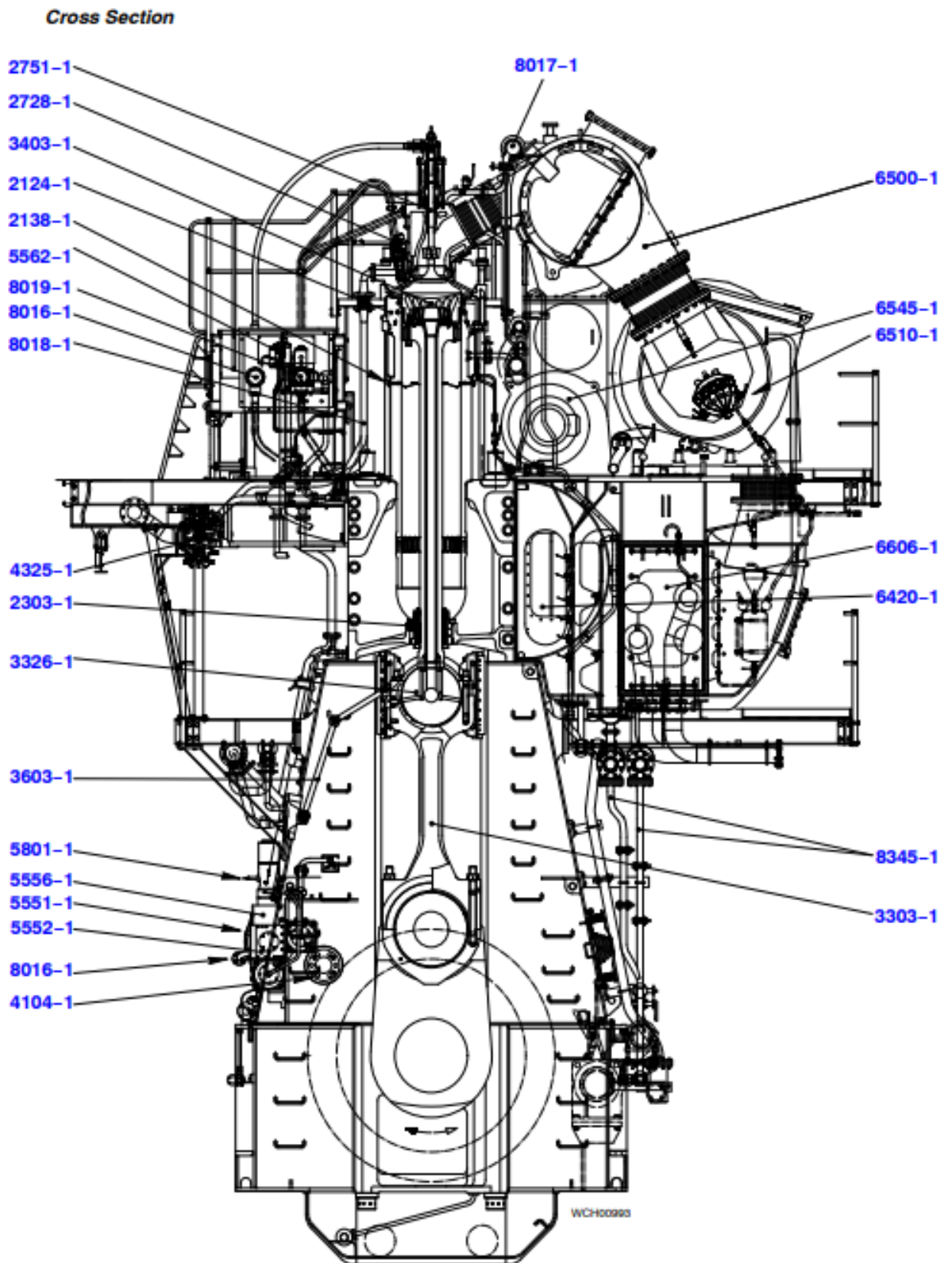


Рисунок 3.3 Поперечний розріз двигуна

Станину двигуна виконано за типом зварної конструкції. На стороні вихлопу розміщені запобіжні клапани на кожному циліндрі, на стороні розподілу – оглядові лючки. Направляючі повзуни крейцкофа приварені. Станина з'єднана з фундаментною рамою болтами. Станина, фундаментна рама та блоки циліндрів з'єднанні анкерними зв'язками.

Блок циліндрів виконаний з чавуну. Зі сторони розподільного валу блок циліндрів має кришк, для нагляду за поршневи кільцями, яка має отвори для входу продувочного повітря з боку продувочного колектору. Блок циліндрів має трубки для підводу масла на охолодження поршня.

На блоці кріпляться: повітряний ресивер, турбонагнітач, охолоджувач повітря і кронштейни для площадок. У нижній частині блока розміщений сальник штока поршня, який призначений для ущільнення: зі сторони картера запобігає потрапляння масла у підпоршневу порожнину; зі сторони підпоршневої порожнини запобігає потраплянню повітря, газів, відпрацьованого циліндрового масла у картер.

Циліндрова втулка двигуна виконана з чавунної відливки і встановлюється на блоці за допомогою фланця. У верхній частині маютьсвердлення в які встановлюються трубки з ізоляцією або без. Розміщення охолоджувальних каналів, найменування або відсутність ізоляції трубок призначені для підтримання температури втулки за якої відсутня сірчиста корозія та одночасно не вище температури при якій порушується режим змащування робочої поверхні.

Циліндрова кришка двигуна – масивна сталева єдина конструкція з просвердленими охолоджувальними каналами. У кришці встановлено вихлопний клапан, запобіжний та індикаторний кран. Кришка кріпиться до станини шпильками, гайки кріплення затягуються гідравлічно.

Шатун двигуна виконується кованим або литим із сталі і з'єднує крейцкопф та колінчастий вал за допомогою підшипників. Підшипники з'єднуються болтами, гайки яких затягуються гідравлічно.

Крейцкопфний підшипник – тонкостінчастий, вкладиші вкриті білим металом. Основне навантаження бере на себе нижній вкладиш. Мотилевий підшипник – тонкостінчастий, вкладиші вкриті білим металом.

Змащення підшипників здійснюється через отвори у крейцкопфі і у шатуні. У цілях економії висоти шатун виконують відносно коротким.

Поршень складається з головки та тронка. Тронк поршня – чавунне лиття з бронзовим бандажем. Головка поршня виконана з високоякісної сталі та має чотири кільцеві канавки, що вкриті хромовим покриттям з двох сторін канавки. Верхнє поршневе кільце типу CPR (компресійне), три інші кільця мають косі замки. Верхнє поршневе кільце ширше за інші.

Шток поршня – кований стальний з обшліфованою та термічно обробленою поверхнею для надання йому твердості і зносостійкості, що дозволяє збільшити питомий тиск ущільнюючих кілець сальника і довговічності при стиранні. Шток з'єднаний з крейцкопфом чотирма шпильками. Шток має центральний отвір в якому знаходиться трубка для підводу масла для охолодження поршня.

Крейцкопф забезпечує передачу потужності від штоку поршня до шатуна і навпаки, він виготовляється кованим сталевим і з'єднується зі сталевими литими башмаками вкритими білим металом. Поперечина крейцкопфа має телескопічну трубку для входу і виходу масла.

Колінчастий вал напівскладеного типу, складається з кованих або литих сталейних колін. На задньому кінці колінчастого валу є упорний гребінь для упорного підшипника. Кормовий фланець з'єднується з маховиком та проміжним валом за допомогою призонних болтами. У носовій частині двигуна під'єднується демпфер подовжніх коливань та фланець для відбору потужності на допоміжні механізми та на можливий валогенератор.

Упорний підшипник знаходиться у задній частині двигуна і складається з упорного гребеня, основи підшипника та упорних подушок з ділого металу.

Упорний вал складова частина колінчастого валу і змащується від системи циркуляційного змащення.

Реверсування двигуна здійснюється електронікою, зміною часу впорскування палива, активацією вихлопного клапану і пускових клапанів.

Передача обертання (валоповоротний пристрій). Обертове колесо пов'язане з упорним валом і обертає шестерню кінцевого вала передачі, який встановлений на фундаментній рамі. Передача обертається електричним двигуном в якому присутній гальмівний пристрій. Блокування головного двигуна при пуску здійснюється, коли передача знаходиться у зачепленні. Введення та виведення з зачеплення здійснюється в ручному режимі при аксіальному русі шестерні.

Демпфер повздовжніх коливань складається з поршня і збірного корпусу, розташованого спереду рамового підшипника. Поршень демпфера виконано у вигляді інтегрального гребеня на рамовій шийці, а корпус розташований на основі підшипника.

Система наддувочного повітря. Повітря входить у турбонагнітач з машинного відділення через фільтр-глушник. Потім через наддувочну трубу, охолоджувач, ресивер та крізь отвори у втулці циліндрів надходить до них під час фази газообміну.

Охолоджувачі наддувочного повітря масло-блочного типу окремі для кожного турбонагнітача. У ньому повітря охолоджується заборотною водою тиском 0,2...0,25 МПа або прісною водою тиском 0,45 МПа. Конструкція повітроохолоджувача виконана таким чином, що різниця між температурами наддувочного повітря і вхідної заборотної води може досягати 12 °C.

Паливні і пускові клапани

Циліндрова кришка має три форсунки, пусковий клапан і індикаторний кран. Відкриття клапанів здійснюється за рахунок дустера високого тиску, а закриття пружиною. При зупинці двигуна паливо автоматично циркулює через клапан, золотник автоматично скидає паливо при несправностях клапанів.

Труби високого тиску мають спеціальні з'єднання і рукава для витримування високого тиску.

Пусковий клапан відкривається повітрям і закривається пружиною. Інтегральна контролююча система дизеля контролює роботу пускового клапана у часі.

Двигун обладнаний **індикаторним краном** на який може встановлюватися датчики системи діагностування.

Випускний клапан складається з корпусу і штока клапана. Корпус клапана – чавуна відливка з каналами для охолодження. Корпус має у нижній частині охолоджувальне стальне днище замість встановлення сідла. Шток випускного клапана виконаний з жароміцного нікелевого сплаву (німоніку). Вихлопний клапан відкривається електронною гідравлічною системою, а закривається тиском повітря. Обертання клапана для його надійного та щільного прилягання у сідлі забезпечується, встановленим на штоку імелером.

У верхній і нижній частині клапана, для забезпечення його м'якої роботи встановлені демпфери. Порожнини охолодження ущільнюються силіконовими кільцями, які змінюють через 1,5...–2 тис. годин. Нижнє кільце змінене на розрізне, підпружинене, фторопластове для збільшення ресурсу до 3 тис. годин.

Появи на сідлі плям прогару не рекомендується видаляти до тих пір, поки не з'являться наскрізні канавки. В останніх моделях фірма почала виробництво клапанів Duracel з наплавленням на посадочну поверхню жароміцного та жаростійкого хромонікелевого сплаву (інконель), який витримує високу температуру. Одночасно фірма перейшла на конструкцію сідел з двома камерами (W – подібна посадкова поверхня сідла).

Двигун обладнаний кронштейнами, площадками, леєрами. Площини встановлені таким чином, щоб легко виконувати перевірки і спостереження. У районі кронштейнів проходять труби різних систем, що забезпечують роботу двигуна. Зі сторони випуску до кронштейнів кріпляться балки штормового кріплення двигуна.

3.2.7 Рейсова лінія та гістограми гідрометеорологічних параметрів

Газовоз "CLIPPER QUITO" має необмежений район плавання. Для нового судна у цій серії з обраним головним двигуном RT-flex58T-D-HP-EGR приймаємо, що його основним транспортним перевезенням буде стиснутий газ з порту Damietta (Єгипет) до порту Isle of Grain (Велика Британія) (рис. 3.4).

Термінал Damietta у Єгипті має одну установку для зрідження газу, за рік в терміналі зріджується близько 6,8 млрд м³ газу для експорту. На території терміналу Isle of Grain у Великій Британії розміщено 14 випаровувачів для регазифікації. Щорічно термінал приймає 20,6 млрд м³ газу.

Довжина рейсової лінії складає орієнтовно $L = 4000$ миль, проходить через 3-й і 4-й райони Середземного моря.

На підставі узагальнених відомостей, поданих у вигляді частотних таблиць, будуюмо для цього району гістограми річного розподілу швидкості вітру та висоти хвиль (рис. 3.5).

Розраховуємо математичні сподівання гідрометеорологічних параметрів: для швидкості вітру (табл. 3.3) – $M(V) = 8,92$ м/с, для висоти хвиль (табл. 3.4) – $M(H_{\%}) = 2,74$ м. Саме на ці значення й буде налаштовано головний двигун RT-flex58T-D.



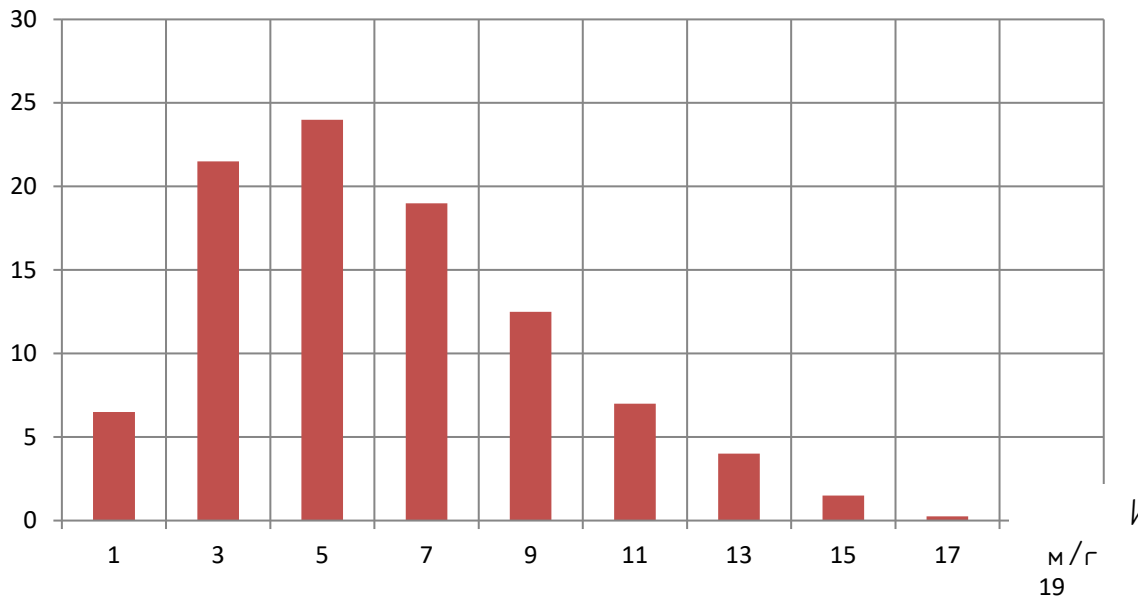
Рисунок 3.4 Рейсова лінія "Damietta – Isle of Grain"

Таблиця 3.3 Повторюваність швидкості вітру для 3-го району Середземного моря

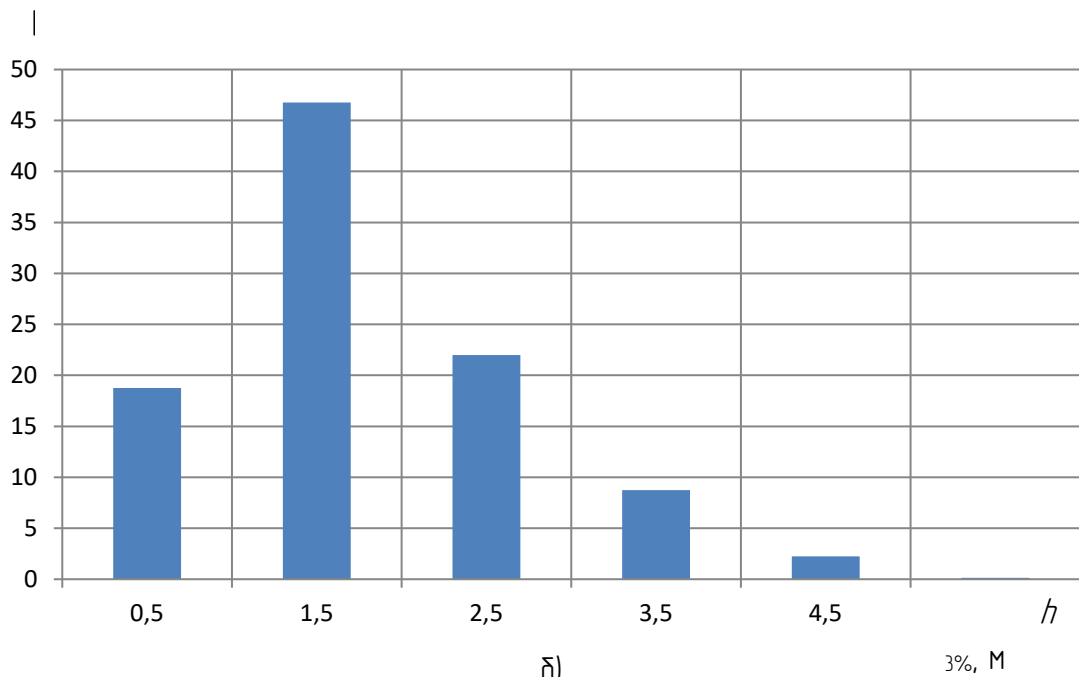
Швидкість вітру, м/с		Повторюваність P_i , %				
		Зима	Весна	Літо	Осінь	Річна
Діапазон	V_i	P_i^3	P_i^6	P_i^9	P_i^{12}	P_i
менше 2	1	4	6	9	7	6,5
2-4	3	16	19	30	21	21,5
4-6	5	21	23	28	24	24
6-8	7	20	19	18	19	19
8-10	9	15	14	8	13	12,5
10-12	11	10	8	3	7	7
12-14	13	7	5	0	4	4
14-16	15	3	2	0	1	1,5
16-18	17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

Таблиця 3.4 Повторюваність висоти хвиль для 3-го району Середземного моря

Висота хвиль, м		Повторюваність P_i , %				
		Зима	Весна	Літо	Осінь	Річна
Діапазон	$h_{3\% i}$	P_i^3	P_i^6	P_i^9	P_i^{12}	P_i
менше 1	0,5	10	19	26	20	18,75
1-2	1,5	40	48	49	50	46,75
2-3	2,5	26	23	18	21	22
3-4	3,5	17	6	6	6	8,75
4-5	4,5	3	3	1	2	2,25
Решта	більше 5,5	–				0,15



а)



б)

Рисунок 3.5 Гістограми річного розподілу висоти хвиль ($h_3\%$) і швидкості вітру (V) на рейсовій лінії "Damietta – Isle of Grain" та їх математичне сподівання:

а) гістограма швидкості вітру; б) гістограма висоти хвиль

3.3 Проектування головної пропульсивної установки

3.3.1 Розміщення головного двигуна на судні

Для попередньої проектної розробки СЕУ передбачається застосування двигуна RT-flex58T-D-HP-EGR, потужність якого у точці L_1 становить 13400 кВт, що на 880 кВт менше за аналогічну потужність двигуна, який був встановлений на серійне судно. Габаритні розміри двигуна RT-flex58T-D-HP-EGR показано на рис. 3.2.

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.

Виконані попередні проектні розробки щодо розміщення двигуна RT-flex58T-D-HP-EGR у машинному відділенні газовоза (рис. 3.6) показали, що при установці цього двигуна можна дотриматися перелічених вище вимог до розташування головного двигуна у машинному відділенні.

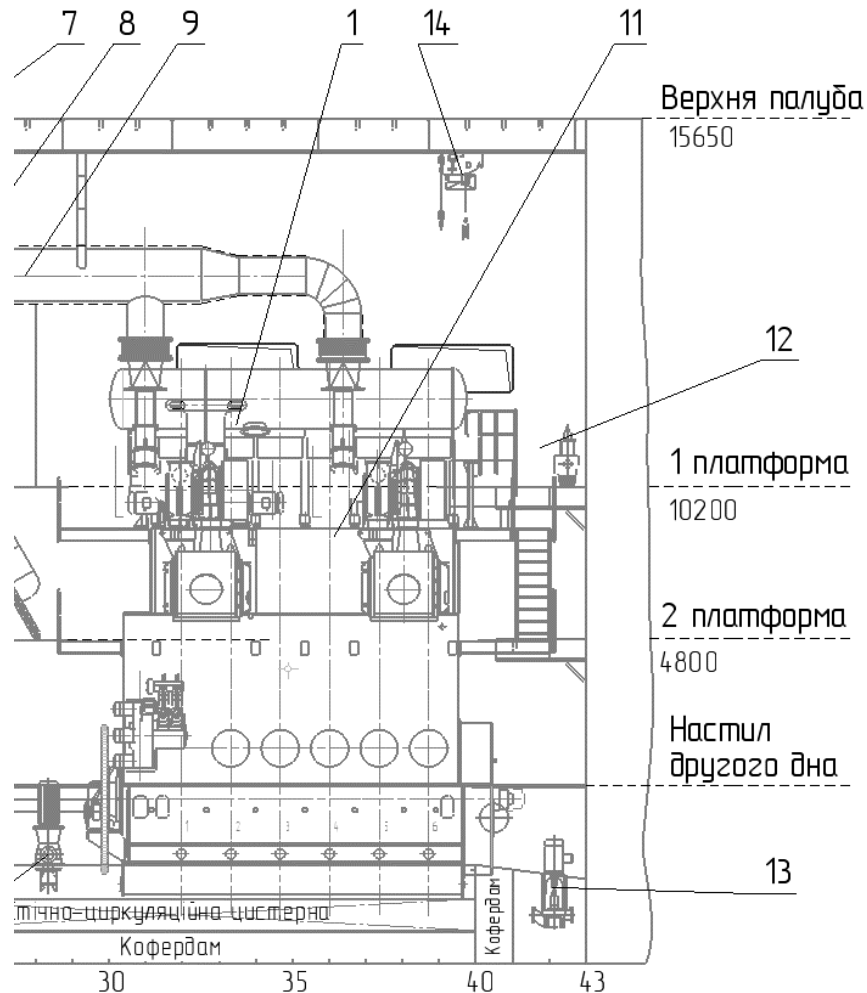


Рисунок 3.6 Розташування дизеля RT-flex58T-D на судні (поперечний розріз, розміри в мм)

3.3.2 Розрахунок основних характеристик головного двигуна

У даному проекті розглядається варіант заміни на модернізованому газовозі типу "CLIPPER QUITO" головного МОД марки 6S60MC-C8.2 на сучасний малообертовий дизель RT-flex58T-D. Потрібно підібрати такі режимні параметри двигуна, які забезпечать потужність та частоту обертання колінчастого вала, що цілком відповідають аналогічним параметрам судна-прототипу (див. п. 3.5.1).

Розрахунок виконано за допомогою програмного комплексу "General Technical Data for WinGD two-stroke engines", який представлено на сайті фірми-виробника двигуна.

На першому етапі розрахунку пропульсивних характеристик задається ГД (рис. 3.7).

На другому етапі здійснюється вибір частоти обертання колінчастого вала, типу рушія, типу систем наддуву, охолодження та змащення ГД (рис. 3.8).

Select	Configure	Auxiliary Systems	Conditions	Calculate	Summary			
Filter	Name	Type	Cylinder	Power (min)	Power (max)	Speed (min)	Speed (max)	RT-flex58T-D Diesel
Fuel Type	RT-flex48T-D	Diesel	5, 6, 7, 8	5100	11640	102	127	
☐ Diesel	RT-flex50-D	Diesel	5, 6, 7, 8	5100	13960	95	124	
☐ Dual Fuel	RT-flex50DF	Dual Fuel	5, 6, 7, 8	4775	11520	99	124	
clear	RT-flex50-E	Diesel	5, 6, 7, 8	5325	13960	99	124	
CMCR	RT-flex58T-D	Diesel	5, 6, 7, 8	7900	18080	84	105	
Speed	RT-flex58T-E	Diesel	5, 6, 7, 8	7900	18800	90	105	
0.0 rpm	W-X35-B	Diesel	5, 6, 7, 8	2450	6960	118	167	
Power	W-X40-B	Diesel	5, 6, 7, 8	3250	9080	104	146	
0 kW	W-X40DF	Dual Fuel	5, 6, 7, 8	2775	7480	104	146	
clear	W-X52	Diesel	5, 6, 7, 8	5100	14480	79	105	
	W-X52DF	Dual Fuel	5, 6, 7, 8	4650	11920	79	105	
	W-X62	Diesel	5, 6, 7, 8	7950	21280	77	103	
	W-X62-B	Diesel	5, 6, 7, 8	7950	23200	77	103	
	W-X62DF	Dual Fuel	5, 6, 7, 8	7700	19080	80	103	
	W-X72	Diesel	5, 6, 7, 8	10600	28880	66	89	
	W-X72-B	Diesel	5, 6, 7, 8	10600	31360	66	89	
	W-X72DF	Dual Fuel	5, 6, 7, 8	10400	25800	69	89	
	W-X82-B	Diesel	6, 7, 8, 9	16590	42750	58	84	
	W-X82-D	Diesel	6, 7, 8, 9	16560	49500	58	84	
	W-X82DF	Dual Fuel	6, 7, 8, 9	14940	38880	58	84	
	W-X92	Diesel	6, 7, 8, 9, 10, 11, 12	24420	77400	70	80	
	W-X92-B	Diesel	6, 7, 8, 9, 10, 11, 12	24420	77400	70	80	
	W-X92DF	Dual Fuel	6, 7, 8, 9, 10, 11, 12	23250	63840	70	80	

Рисунок 3.7 Задання головного двигуна RT-flex58T-D для розрахунку пропульсивних характеристик

Select	Configure	Auxiliary Systems	Conditions	Calculate	Summary																								
Cylinder 8 7 6 5	Rating Field 13560 kW 12400 9480 84 102.0 105 rpm Show selected TC Show TC Allocation			CMCR Point Speed 102.0 rpm 97.1 % Power 12400 kW 91.4 % CSR Partload 88.00 %	RT-flex58T-D Diesel 6 Cylinder Stroke 2416 mm CMCR 102.0 rpm 12400 kW 19.04 bar Tuning and Options Delta Turbocharger 2 x A165-L Scavenge Air Cooler 2 x SAC-245-SF Cooling System Fresh water cooled Single stage SAC Separate HT Lubricating Oil System Inclusive Turbocharger																								
Tunings ☐ Standard ☒ Delta ☐ Delta Bypass ☐ Low-Load	Options ☐ SCR LP ☐ CPP - constant speed operation ☐ SPC ☐ Scrubber	Turbocharger <table> <thead> <tr> <th>Name</th><th>#TC</th><th>Producer</th><th>Scavenge Air Cooler</th><th>#SAC</th></tr> </thead> <tbody> <tr><td>A175-L</td><td>1</td><td>ABB</td><td>SAC-243-SF</td><td>1</td></tr> <tr><td>A165-L</td><td>2</td><td>ABB</td><td>SAC-245-SF</td><td>2</td></tr> <tr><td>MET66MB</td><td>1</td><td>MHI</td><td>SAC-243-SF</td><td>1</td></tr> <tr><td>MET53MB</td><td>2</td><td>MHI</td><td>SAC-245-SF</td><td>2</td></tr> </tbody> </table>	Name	#TC	Producer	Scavenge Air Cooler	#SAC	A175-L	1	ABB	SAC-243-SF	1	A165-L	2	ABB	SAC-245-SF	2	MET66MB	1	MHI	SAC-243-SF	1	MET53MB	2	MHI	SAC-245-SF	2		
Name	#TC	Producer	Scavenge Air Cooler	#SAC																									
A175-L	1	ABB	SAC-243-SF	1																									
A165-L	2	ABB	SAC-245-SF	2																									
MET66MB	1	MHI	SAC-243-SF	1																									
MET53MB	2	MHI	SAC-245-SF	2																									
Cooling System FW cooled / single-stage SAC / separate HT FW cooled / single-stage SAC		Lubricating Oil System including TC lubrication and crosshead booster pumps excluding TC lubrication but with crosshead booster pumps																											

Рисунок 3.8 Вибір частоти обертання колінчастого вала, типу рушія, типу систем наддуву, охолодження та змащення головного двигуна

На третьому етапі вибираються потужність ГД, параметри навколишнього повітря, забортної води та палива (рис. 3.9).

Select	Configure	Auxiliary Systems	Conditions	Calculate	Summary
Cooling System FW cooled / single-stage SAC / separate HT Cylinder water inlet temperature: 75 °C Cylinder water outlet temperature: 90 °C Sea water temperature difference: 4 °C		Lubricating Oil System including TC lubrication and crosshead booster pumps Oil temperature before engine: 45 °C Oil pressure before engine: 4.3 bar a System pressure losses: 1.9 bar Filter flushing flow: 0 m ³ /h Temperature before turbocharger: 85.0 °C		Summary RT-flex58T-D Diesel 6 Cylinder Stroke 2416 mm CMCR 102.0 rpm 12400 kW 19.04 bar Tuning and Options Delta Turbocharger 2 x A165-L Scavenge Air Cooler 2 x SAC-245-SF Cooling System Fresh water cooled Single stage SAC Separate HT Lubricating Oil System Inclusive Turbocharger	
Fuel Oil Max. reference viscosity at 50 °C: 700.0 mm ² /s (cSt) Settling tank operating time: 8 h Service tank operating time: 8 h		Steam Production Boiler outlet temperature: 180 °C Exhaust gas temperature drop in pipes: 2 °C Pinch point outlet: 15 °C Steam pressure: 7.0 bar a			
Starting Air Maximum air pressure: ☐ 25 bar g ☒ 30 bar g Number of starts: 12 Air receiver capacity: 2 x 4.5 m ³ Air compressor capacity: 2 x 135 Nm ³ /h Total inertia: 120800 kgm ² Relative shaft inertia: 2.0 Engine inertia: 60400 kgm ²		Ventilation Air Boiler power: 0 kW Auxiliary engine power: 0 kW Delta T: 12.5 K			

Рисунок 3.9 Вибір потужності головного двигуна, параметрів навколишнього повітря, забортної води та палива

На четвертому етапі визначається експлуатаційна потужність ГД (рис. 3.10).

Select	Configure	Auxiliary Systems	Conditions	Calculate	Summary
Ambient Conditions ISO Air temperature before compressor: 25.0 °C Air temperature in engine room: 25.0 °C Water temperature before SAC: 29.0 °C Standard exhaust gas back pressure: 300.0 mmWG Air relative humidity: 30.0 % Design Air temperature before compressor: 45.0 °C Air temperature in engine room: 45.0 °C Water temperature before SAC: 36.0 °C Standard exhaust gas back pressure: 300.0 mmWG Air relative humidity: 60.0 %				Summary RT-flex58T-D Diesel 6 Cylinder Stroke 2416 mm CMCR 102.0 rpm 12400 kW 19.04 bar Tuning and Options Delta Turbocharger 2 x A165-L Scavenge Air Cooler 2 x SAC-245-SF Cooling System Fresh water cooled Single stage SAC Separate HT Lubricating Oil System Inclusive Turbocharger	
Partloads 110.0 × 100.0 × 95.0 × 90.0 × 88.0 × 85.0 × 80.0 × 75.0 × 70.0 × 60.0 × 50.0 × 40.0 × 30.0 × 25.0 × 0.0 × 14 Partloads Reset					

Рисунок 3.10 Визначення часткових режимів та параметрів навколишнього середовища

На кінцевому етапі вибирається ГТН, що може бути застосований із даним двигуном (рис. 3.11), та вводяться інформація про проект та налаштування звіту (рис. 3.12).

Результати розрахунку наведено у додатку та у графічній частині випускної магістерської роботи.

6RT-flex58T-D

IMO Tier II compliant
Delta tuning

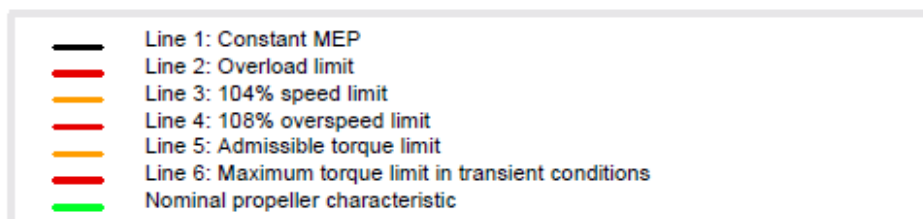
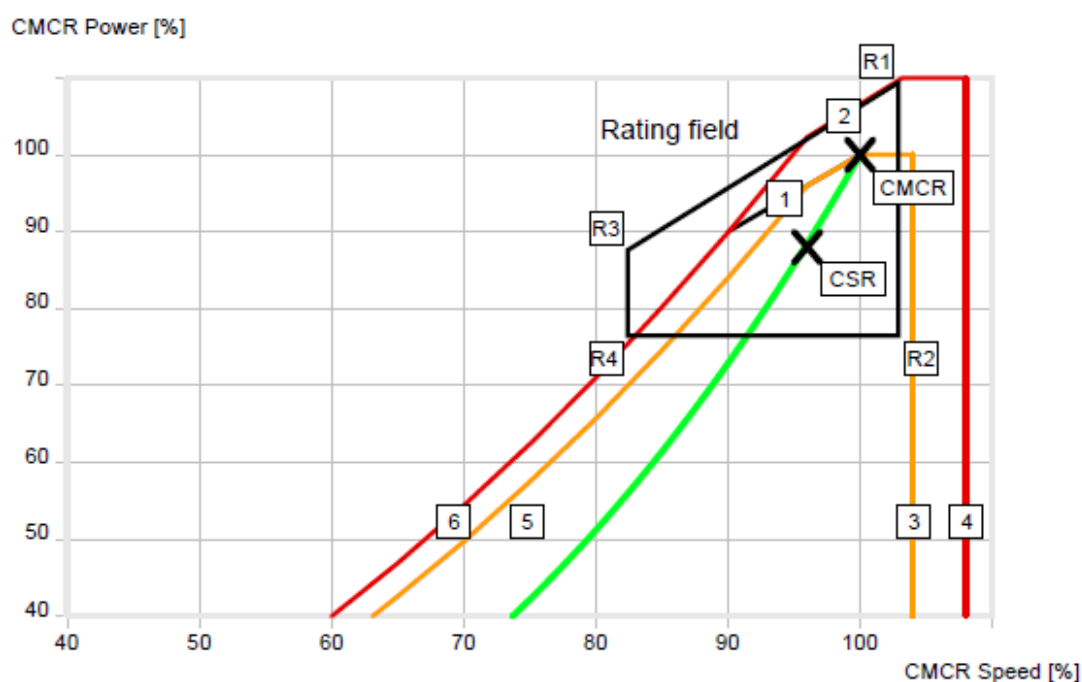
12400 kW 91.4% R1
102.0 rpm 97.1% R1

Project:
Yard / Plant:
Owner:
Created:

10.12.2019.

General Technical Data

CMCR and engine operating curves



For detailed curve description see Marine Installation Manual (MIM).

Main engine	6RT-flex58T-D
MCR (R1)	13560 kW / 105.0 rpm
CMCR	12400 kW / 102.0 rpm
CSR (88.0% of CMCR)	10912 kW / 97.7 rpm
MEP at 100% CMCR	19 bar

Рисунок 3.11 Поле робочих параметрів та навантажувальна характеристика

6RT-flex58T-D

IMO Tier II compliant
Delta tuning

12400 kW 91.4% R1
102.0 rpm 97.1% R1

Project:
Yard / Plant:
Owner:
Created:

10.12.2019 / shala

Engine Configuration

Engine Data

CMCR Power Rx:	12400 kW	= 91.4% R1	MCR Power R1:	13560 kW
CMCR Speed Rx:	102.0 rpm	= 97.1% R1	MCR Speed R1:	105.0 rpm
CSR Power:	10912 kW	= 88.0% CMCR		
CSR Speed:	97.7 rpm			
Turbocharger (ABB):	2 x A165-L *1)		Bore:	580 mm
Scavenge air cooler:	2 x SAC-245-SF		Stroke:	2416 mm
Tuning:	Delta			
Options:				
NOx emission compliance:	IMO Tier II compliant			
Type of propeller:	Fixed pitch			

Ancillary System

Cooling system:	FW cooled / Single-Stage SAC / Sep. HT circuit
Cylinder cooling water inlet temperature:	75 °C
Cylinder cooling water outlet temperature:	90 °C
Lubricating oil system:	integrated TC lubrication
Oil temperature before engine:	45 °C
Oil pressure before engine:	4.3 bar
Viscosity:	84.3 mm ² /s

Brake Specific Fuel Consumption ISO 3046-1:2002

Air temp. before compressor:	25.0 °C	Tolerances	+ 5 %	100-85 % Power
Cooler temp. before SAC:	25.0 °C		+ 6 %	84-65 % Power
Relative humidity:	30.0 %		+ 7 %	64-50 % Power

Power [%]	110.0	100.0	95.0	90.0	88.0	85.0	80.0	75.0	70.0	60.0	50.0	40.0	30.0	25.0
BSFC [g/kWh]	169.2	168.2	165.7	163.4	162.8	162.0	160.6	159.9	159.7	159.7	161.3	164.0	165.1	166.1

BSFC: Brake specific fuel consumption with LHV MDO = 42707 kJ/kg

Рисунок 3.12 Інформація про проект

6RT-flex58T-D

IMO Tier II compliant
Delta tuning

12400 kW 91.4% R1
102.0 rpm 97.1% R1

Project:
Yard / Plant:
Owner:
Created: 10.12.2019 / shala

Summary

General information

Bore	580 mm
Stroke	2416 mm
MEP	19.04 bar
Piston speed	8.2 m/s

Engine dimensions

Length	7387 mm
Net engine mass	322 t
Weight water/oil	3.2 t
Lift vertical (standard)	10960 mm
Minimum crane capacity	4.5 t

Oil consumption

System oil consumption per cylinder and per day	6.0 kg
Cylinder oil consumption, guide feed rate (pulse lubricating system)	PLS 0.6 g/kWh

Guide feed rate 0.6 g/kWh for low sulphur content only.

Other components

Governor type (electronic)	DGS C20, MG-800 FLEX, EGS2000RTf
Aux. blower: min. installed electric motor power (shaft)	2 x 46 kW (400/440 V / 50/60 Hz)
Turning gear capacity	3,7 kW (400/440 V / 50/60 Hz)

Pumps

	Minimum capacities	Delivery head *1)
Fuel oil feed	3.1 m³/h	5.0 bar
Fuel oil booster	5.6 m³/h	6.5 bar
High temperature water circuit	103 m³/h	3.0 bar
Low temperature water circuit	296 m³/h	2.5 bar
Lubricating oil *2)	187 m³/h	6.2 bar
Crosshead lubricating oil	24 m³/h	7.5 bar
Sea water	412 m³/h	2.0 bar

*1) Pressure difference across pump (final delivery head) must be according to the actual piping layout. The capacities do not account for other components than the engine itself.

*2) LO system excluding heat and oil flow for damper. System pressure loss 1.9 bar assumed.

Cooling system

Central cooler, heat dissipation	8565 kW
SAC, heat dissipation	5760 kW
Cylinder cooler, heat dissipation	1790 kW
Lub. oil cooler, heat dissipation	1015 kW

Design conditions, maximum heat dissipation

Exhaust gas and air flow

Exhaust gas, mass flow	89.4 t/h
Exhaust gas, temperature	291 °C
Exhaust gas density	0.635 kg/m³
Scavenge air, mass flow	87.2 t/h

Design conditions

Starting air system

Number of starts	12
Propeller pitch control	FPP
Rel. shaft inertia specified (J-tot / J-Eng)	2.00
Engine inertia (J-Eng)	60400 kgm²
Air compressor (30 bar g)	2 x 135 m³/h
Air receiver (30 bar g)	2 x 4.5 m³

The capacities are for the engine only and without PTO.
Engine inertia is given for engine without damper and front disc on crankshaft but including smallest flywheel.

Tank system

Fresh water expansion tank	0.5 m³
Main lub. oil drain tank	15.0 m³
Lub. oil separator	1530 l/h
Fuel oil separator	2500 l/h
HFO endheater	104 kW

Рисунок 3.13 Основні технічні дані по двигуну

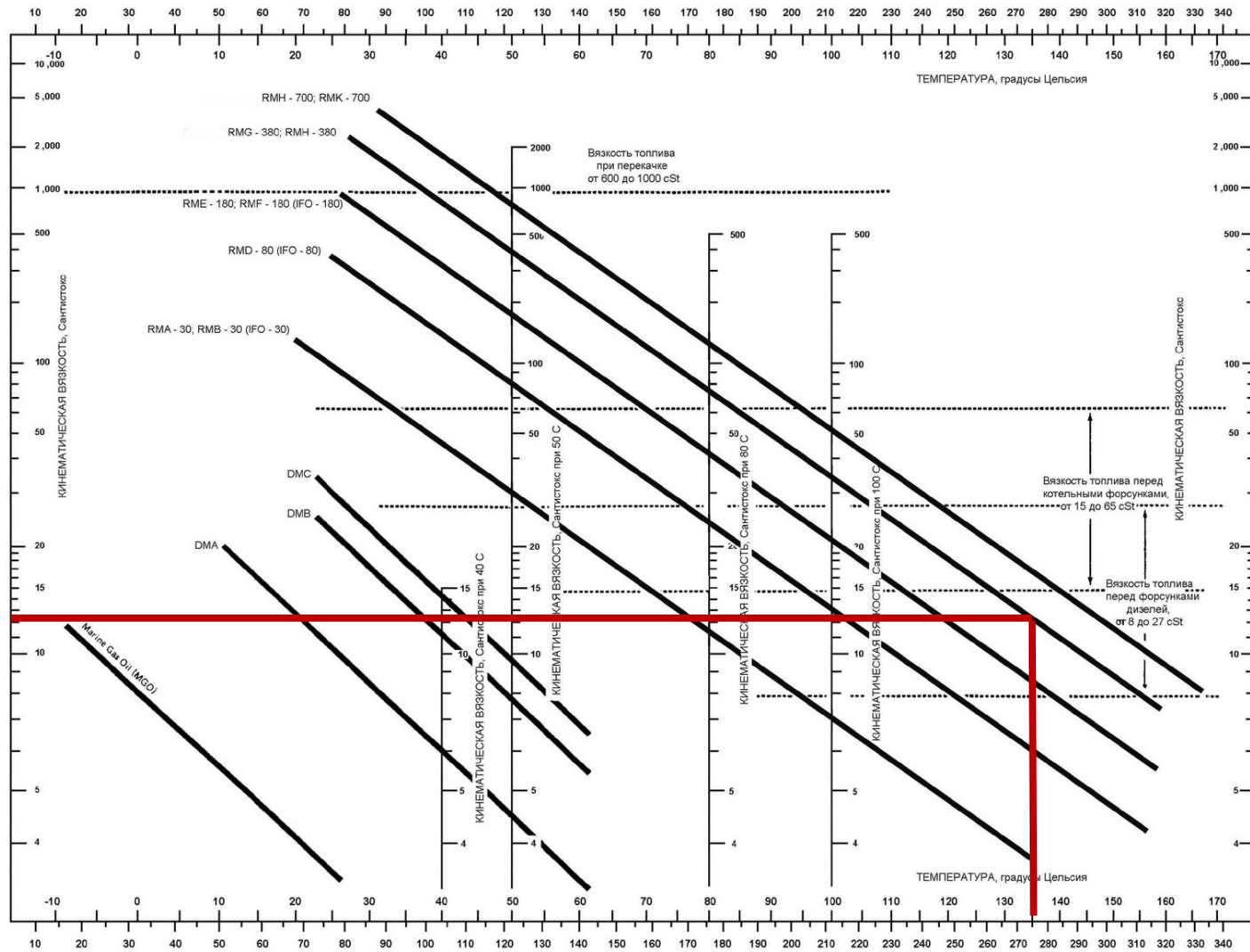


Рисунок 3.14 Номограма визначення в'язкості палив

3.3.3 Витрата палива

Витрата палива

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

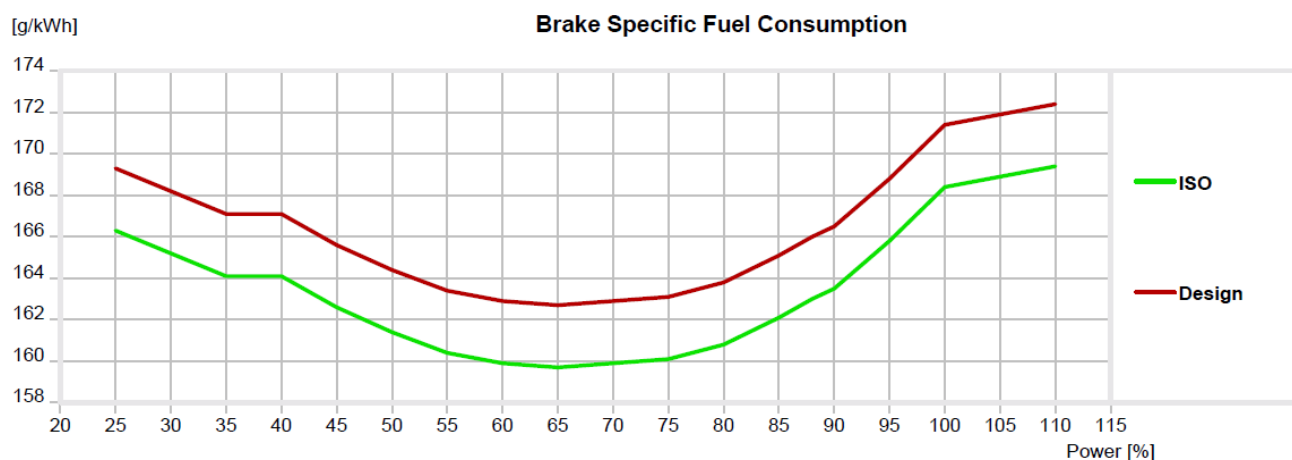


Рисунок 3.13 Результати розрахунку двигуна на програмному комплексі "GTD"

Engine Performance Data

Conditions

Air temperature before compressor

ISO

25 °C

Design

45 °C

Coolant temperature before SAC

29 °C

36 °C

Relative humidity

30 %

60 %

Exhaust gas back pressure

300 mm WC

300 mm WC

Performance				ISO			Design		
Power [%]	Power [kW]	Speed [rpm]	BMEP [bar]	BSFC [g/kWh]	BSEF [kg/kWh]	tEaT [°C]	BSFC [g/kWh]	BSEF [kg/kWh]	tEaT [°C]
110.0	13640	105.3	20.29	169.4	7.32	271	172.4	6.88	309
100.0	12400	102.0	19.04	168.4	7.70	253	171.4	7.21	291
95.0	11780	100.3	18.40	165.8	7.84	245	168.8	7.33	283
90.0	11160	98.5	17.75	163.5	7.97	237	166.5	7.42	276
88.0	10912	97.7	17.49	163.0	8.02	235	166.0	7.47	274
85.0	10540	96.6	17.09	162.1	8.11	231	165.1	7.54	271
80.0	9920	94.7	16.41	160.8	8.30	227	163.8	7.69	267
75.0	9300	92.7	15.72	160.1	8.48	224	163.1	7.84	265
70.0	8680	90.6	15.01	159.9	8.60	222	162.9	7.93	264
60.0	7440	86.0	13.55	159.9	8.77	223	162.9	8.04	267
50.0	6200	81.0	12.00	161.4	8.87	232	164.4	8.07	279
40.0	4960	75.2	10.34	164.1	8.84	253	167.1	8.02	301
30.0	3720	68.3	8.53	165.2	9.61	245	168.2	8.83	284
25.0	3100	64.3	7.56	166.3	9.78	253	169.3	9.03	289

Рисунок 3.13 Основні параметри двигуна на даному режимі

Обрано паливо RMG-380, визначено температуру палива згідно рис. 3.14, $T_n=135$ °C.

При цьому температура зріючого середовища:

$$T_s = T_n + 30 = 165 \text{ °C}$$

Звідси тиск пари $P_s=0.7$ МПа.

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

$$b_{\text{еф}}^{\text{H}} = b_{\text{е}}^{\text{H}} (Q_{\text{и}} / Q_{\text{ик}}) = 168,4 (42700 / 39000) = 184,6 \text{ з/(кВт год)}$$

Отже витрата палива RMG-380 головним двигуном становитиме $b_{\text{еф}}^{\text{H}} = 184,6 \text{ з/(кВт год)}$.

3.3.4 Визначення головних елементів валопровода та передачі

Розрахунок проводиться відповідно до [18] і передбачає перевірку розмірів найбільш важливих елементів валопровода.

Діаметр проміжного вала, мм, визначається за формулою

$$d_{\text{пр}}^1 = F \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{12400}{102}} = 515 \text{ мм},$$

де $F = 100$ – коефіцієнт, що залежить від типу двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ);

$P = 12400 \text{ кВт}$ – розрахункова (специфікаційна) потужність на проміжному валу (див. додаток);

$n = 102 \text{ хв.}^{-1}$ – розрахункова частота обертання проміжного вала (див. додаток).

Оскільки модернізоване судно має льодове посилення згідно Корейського реєстру, що відповідає посиленню ЛП5 Російського реєстру, то діаметр проміжного вала слід збільшити

$$d_{\text{пр}} = 1,12 \cdot d_{\text{пр}}^1 = 1,12 \cdot 515 = 576,8 \text{ мм.}$$

Приймаємо діаметр проміжного вала рівним $d_{\text{пр}} = 580 \text{ мм}$.

Діаметр гребного вала, мм, повинен бути більше значення

$$d_{\text{зр}}^1 = 100 \cdot k \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}},$$

де k – коефіцієнт, що залежить від конструкції вала.

При безшпоночному з'єднанні гребного звинта з валом або при з'єднанні звинта із фланцем, відкованим заодно з валом, приймається $k = 1,22$. Тоді:

$$d_{\text{зр}}^1 = 100 \times 1,22 \times \sqrt[3]{\frac{12400}{102}} = 628,3 \text{ мм.}$$

Оскільки модернізоване судно має льодове посилення, то діаметр гребного вала слід збільшити

$$d_{\text{зр}} = \Lambda_2 \cdot d_{\text{зр}}^1 = 1,20 \cdot 628,3 = 754 \text{ мм.}$$

Приймаємо діаметр гребного вала рівний $d_{\text{зр}} = 760 \text{ мм}$.

Діаметр болтів сполучних фланців повинен бути не менше визначеного за наступною формулою

$$d_{\text{б}} = 0,65 \cdot \sqrt{d_{\text{пр}}^3 \cdot \frac{R_{\text{мб}} + 160}{i \cdot D \cdot R_{\text{мб}}}} = 0,65 \cdot \sqrt{580^3 \cdot \frac{520 + 160}{12 \cdot 850 \cdot 800}} = 83 \text{ мм},$$

де $d_{\text{пр}} = 580 \text{ мм}$ – діаметр проміжного вала;

$R_{\text{мб}} = 520 \text{ МПа}$ – тимчасовий опір матеріалу вала;

$R_{\text{мб}} = 800 \text{ МПа}$ – тимчасовий опір матеріалу болта;

$i = 12 \text{ шт.}$ – число болтів у з'єднанні;

$D = 850 \text{ мм}$ – діаметр центральної окружності сполучних болтів.

Приймаємо діаметр сполучних долтів рівним $d_{\delta} = 83$ мм.

Товщина сполучних фланців проміжного і опорного валів, а також внутрішнього кінця гребного вала повинна бути не менше

$$\delta_{\phi} > 0,2 \cdot d_{\text{пр}} = 0,2 \cdot 580 = 116 \text{ мм},$$

або не менше діаметра долта d_{δ} , визначеного раніше, для матеріалу, з якого виготовлений вал, залежно від того, що більше.

Приймаємо товщину сполучних фланців проміжного і опорного валів, а також внутрішнього кінця гребного вала рівною 120 мм.

Довжина кормового підшипника дейдвудної труди

$$L_1 = 2 \cdot d_{\text{зр}} = 2 \cdot 760 = 1520 \text{ мм}.$$

Довжина носового підшипника дейдвудної труди

$$L_2 = 0,8 \cdot d_{\text{зр}} = 0,8 \cdot 760 = 608 \text{ мм}.$$

3.3.5 Підбір механізмів

Після проведення модернізації пропульсивної установки склад її буде наступний:

1) як ГД на модернізованому судні прийнятий МОД RT-flex58T-D виробництва фірми "Wartsila" (номінальною ефективною потужністю 13560 кВт, із частотою обертання колінчастого вала 105 хв.⁻¹);

2) валопровід містить у собі такі елементи:

- гребний вал – 1 шт.;
- проміжний вал – 1 шт.; – упорний підшипник (вбудований у ГД) – 1 шт.;
- опорний підшипник ковзання – 2 шт.;
- кормовий підшипник дейдвудного пристрою – 1 шт.;
- ущільнення "Нептун" (складається з носового і кормового ущільнень) – 1 шт.;
- гальмо – 1 шт.;
- струмознімаючий пристрій – 1 шт.

3) рушії – гвинт фіксованого кроку – 1 шт.

Принципова схема розташування валопровода СЕУ зображена на рис. 3.15.

Як опори проміжного вала застосовуються самоустановлювальні підшипники ковзання. Як дейдвудний підшипник застосована чавунна втулка, залита бадітом. Роль носового підшипника дейдвудного пристрою грає виносний опорний підшипник валопроводу. Для запобігання проникнення забортної води в дейдвудний пристрій, масло в ньому передбуває під тиском за рахунок розташованої на висоті понад три метри цистерни змащення дейдвудного пристрою. Дейдвудна труба сталева, зварної конструкції (входить до складу кормової секції корпусу судна).

Гребний і проміжний вали виготовляються з вуглецевої сталі і з'єднуються між собою за допомогою фланців циліндричними калідрованими долтами.

Заміри частоти обертання валопроводу здійснюються за допомогою дистанційного тахометра із ЦПК. Провертання валопроводу проводиться за допомогою валоповоротного пристрою.

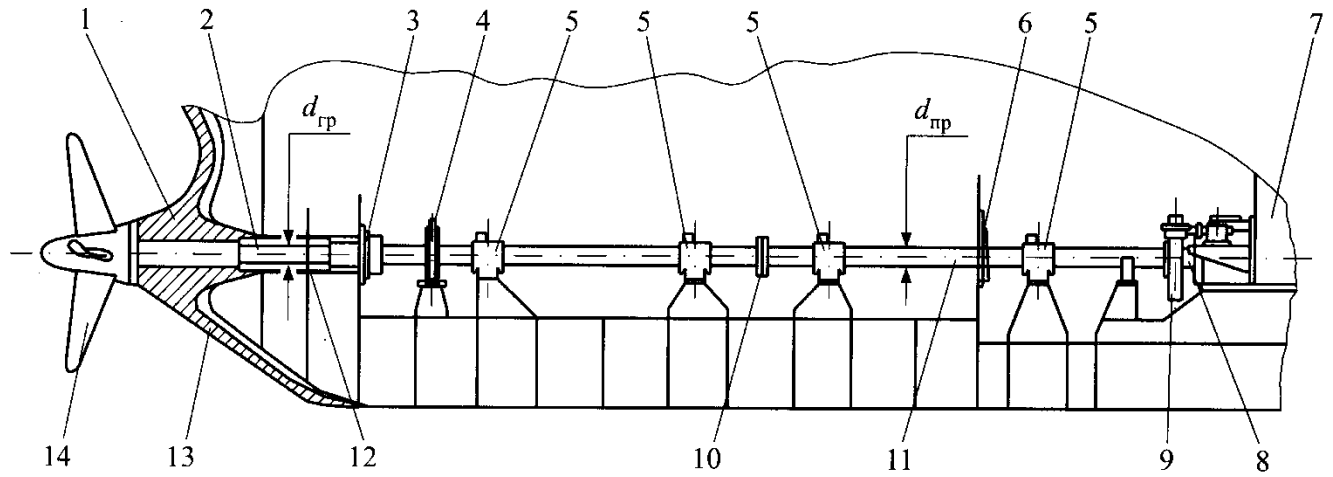


Рисунок 3.15 Конструктивна схема валопроводу

1 – яблуко ахтерштевня; 2 – гребний вал; 3 – дейдвудний сальник; 4 – гальмо;
 5 – опорні підшипники; 6 – передірковий сальник; 7 – кормова частина головного двигуна;
 8 – упорний вал; 9 – валоповоротний пристрій; 10 – з'єднання валів; 11 – проміжний вал; 12 – дейдвудна труба; 13 – ахтерштевень; 14 – гребний гвинт

На підставі проведеного аналізу були прийняті такі принципові технічні рішення:

- пропульсивна установка – одновальна одномашинна;
- головний двигун – МОД;
- передача потужності від ГД на рушій – пряма;
- реверс здійснюється реверсивним ГД;
- рушій – ГФК;
- ГД – двигун марки RT-flex58T-D-EGRBP (6ДКРН58/241.6) фірми "Wartsila", що має

ефективну потужність у точці L_1 $N_e^H = 13560$ кВт при частоті обертання колінчастого вала $n_H = 105$ хв.⁻¹.

На базі виконаних у даному розділі розрахунків:

- показано можливість встановлення на дане судно ГД марки RT-flex58T-D, що має характеристики, наведені у табл. 3.5;

Таблиця 3.5 Експлуатаційні характеристики головного двигуна судна, що модернізується

Марка двигуна	6RT-flex58T-D-EGRBP (6ДКРН 58/241.6)			
Параметр, одиниці вимірювання	Режим роботи двигуна з потужністю			
	ефективною потужністю у точці L_1	специфікаційною	тривалою експлуатаційною	із мінімальною питомою витратою палива
Потужність, кВт	13560	12400	10912	8680
Частота обертання колінчастого вала, хв. ⁻¹	105	102	97.7	90.6
Питома витрата палива, г/(кВт·годину)	169	168,4	163.0	159.9

– обрана рейсова лінія "Damietta – Isle of Grain", довжина якої складає орієнтовно $l = 4000$ миль. Для цієї рейсової лінії побудовані гістограми річного розподілу гідрометеорологічних параметрів: швидкості вітру та висоти хвиль. Розраховані математичні сподівання гідрометеорологічних параметрів, які склали: для швидкості вітру $M(V) = 8,92$ м/с; для висоти хвиль $M(H_{3\%}) = 2,74$ м. Саме на ці значення й буде налаштовано головний двигун RT-flex58T-D-EGRBP;

– визначені основні характеристики валопровода, розраховані розміри основних його елементів у відповідності з вимогами морського реєстру судноплавства для забезпечення надійної роботи.

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

3.4.1 Розробка теплової схеми суднової установки

Теплова схема суднової установки подана на креслені ВМР.135.6220м.38.11.06.

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

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

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

Задортна вода охолоджує масло, наддувочне 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 наддувочне 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.

Таким чином: утилізація теплота 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 наддувочного повітря для підігріву живильної води утилізаційного і допоміжного котлів у відповідних підігрівачах.

3.4.2 Вибір суднової електростанції

3.4.2.1 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.

Застосування перемінного струму у якості основного, вигідно тим, що синхронні генератори перемінного струму мають більш просту конструкцію, більш високий коефіцієнт корисної дії, меншу масу, вартість і високу надійність, чим генератори і електродвигуни постійного струму. Ресурс електрогенераторів визначається надійністю роботи підшипників.

Як основний рід струму на судні приймаємо перемінний трифазний струм, частотою 60 Гц і напругою 440 В.

3.4.2.2 Вибір основних джерел енергії

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

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

При експлуатації механізмів, електродвигуну яких завантажені не повністю, вводиться коефіцієнт завантаження механізму K_{zi} , що представляє відношення потужності механізму P_i на даному режимі до його загальної споживаної потужності P_{ni} [3]:

$$K_{zi} = P_i / P_{ni}$$

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

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

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

$$P_i = P_{ni} \cdot K_{zi} \cdot K_{oi}, \text{ кВт},$$

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

Активна потужність механізмів знаходиться за формулою:

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

де η_i — ККД механізму.

Реактивна потужність одночасно працюючих споживачів визначається за формулою:

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

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

Повна потужність СЕС визначається за формулою:

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

Середньозважений коефіцієнт потужності визначається за формулою:

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

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

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

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

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

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

Варіант 1.

Два дизель-генератори і один турбогенератор:

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

Варіант 2.

Три дизель – генератора однакової потужності. Два для роботи на ходовому режимі і в сукупності, для забезпечення вантажних операцій.

Переваги:

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

Недоліки:

- висока вартість комплексу;
- довгостроковий час не експлуатаційного періоду великих потужностей джерел енергії у ходовому режимі і в режимі стоянки без вантажних операцій;
- не економічна і не бажана робота під навантаженням на стояночному режимі без вантажних операцій.

Варіант 3.

Три дизель – генератора однакової потужності і валогенератор.

Переваги:

- одержання відносно дешевої електроенергії на ходовому режимі (менші витрати палива) ;

- низький рівень шуму;
- менші витрати на ремонт і обслуговування.

Недоліки:

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

Варіант 4

Два дизель – генератора однієї потужності і одним дизель-генератор меншої потужності для забезпечення режиму стоянки без вантажних операцій і режиму зняття з якоря. Цей варіант забезпечує усі переваги другого варіанту з доповненням:

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

Проаналізувавши варіанти складу СЕС, доповнений варіантом 4, віддаємо перевагу варіанту 2, з трьома дизель-генераторами рівної потужності.

3.4.2.3 Вибір типу дизель – генераторів

Для вибору ДДГ було проведено порівняння (табл. 4.1) основних параметрів дизель-генераторів виробництва провідних світових фірм.

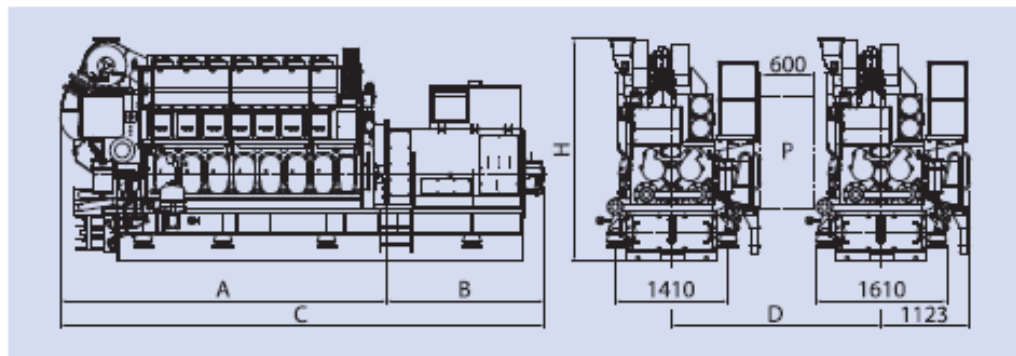
Як ДДГ обираємо три автоматизовані дизель-генератори 6H21/32 (6CH21/32) фірми "HYUNDAI HiMSEN" електричною потужністю $N_{el} = 1140$ кВт.

Основні технічні характеристики дизель-генератора 6H21/32 наведено на рис. 4.1, а його загальний вигляд представлено на рис. 4.2. Конструктивна схема та поперечний розріз дизеля 6H21/32 показані відповідно на рис. 4.3 і 4.4.

Main Data

Speed	720 rpm		750 rpm		900 rpm		1000 rpm	
Frequency	60 Hz		50 Hz		60 Hz		50 Hz	
	Eng. kW	Gen. kW	Eng. kW	Gen. kW	Eng. kW	Gen. kW	Eng. kW	Gen. kW
5H21/32	800	752	800	752	960	910	-	-
6H21/32	960	902	960	902	1,200	1,140	1,200	1,140
7H21/32	1,120	1,064	1,120	1,064	1,400	1,330	1,400	1,330
8H21/32	1,280	1,216	1,280	1,216	1,600	1,520	1,600	1,520
9H21/32	1,440	1,368	1,440	1,368	1,800	1,710	1,800	1,710

900 / 1000 rpm	Cyl.	Dimension(mm)				Dry Mass(ton) ²⁾	
		A	B ¹⁾	C ¹⁾	H	Engine ³⁾	GenSet ^{1),4)}
	5	3,411	2,097	5,508	2,712	13.4	22.9
	6	3,781	1,896	5,677	2,781	15.1	26.1
	7	4,235	1,900	6,135	2,781	16.7	28.6
	8	4,453	2,175	6,628	2,911	18.4	29.1
	9	4,783	2,265	7,048	2,911	19.8	31.7



Specific Fuel Oil Consumption at Engine

Load	720 rpm	750 rpm	900 rpm	1000 rpm
100%	182 g/kWh	182 g/kWh	183 g/kWh	185 g/kWh

Рисунок 4.1 Технічні характеристики ДДГ 6Н21/32

Таблиця 4.1 Характеристики сучасних суднових дизель-генераторів [8, 9, 15]

Найменування параметра, одиниці вимірювання	Фірма-виробник					
	HYUNDAI HiMSEN	Wartsila	Mitsubishi Heavy Industries, Ltd	Daihatsu		Caterpillar
	Марка двигуна					
	6H21/32	6L20	M.A.S. 1345 — S12R-MPTK	6DE-20	6DK-20e	3512C
1. Число циліндрів i	6	6	12	6	6	12
2. Частота обертання n , хв. ⁻¹	900	900	1200	900	900	1800
3. Потужність первинного двигуна N_e , кВт	1200	1100	1100	1090	1040	1500
4. Потужність електрогенератора $N_{ел}$, кВт	1140	1055	1011	1040	990	1460
5. Питома ефективна витрата умовного палива g_e , г/(кВт·годину)	183	190,3	немає даних	196	192	207
6. Діаметр циліндра D_c , мм	210	200	170	205	200	170
7. Хід поршня S , мм	320	280	180	300	300	190
8. Середній ефективний тиск p_e , МПа	2,24	–	–	2,45	2,45	–
9. Середня швидкість поршня v_n , мм	8,0	8,4	9,0	9,0	9,0	6,3
10. Габарити ДДГ $L \times B \times H$, мм	5677×1610× ×2781	5325×2070× ×2373	4229×1647× ×2034	5480×1800× ×2890	4850×1670× ×2670	4256×1703× ×1826
11. Маса ДДГ G , т	26,1	16,8	10,5	16,0	16,0	14,5

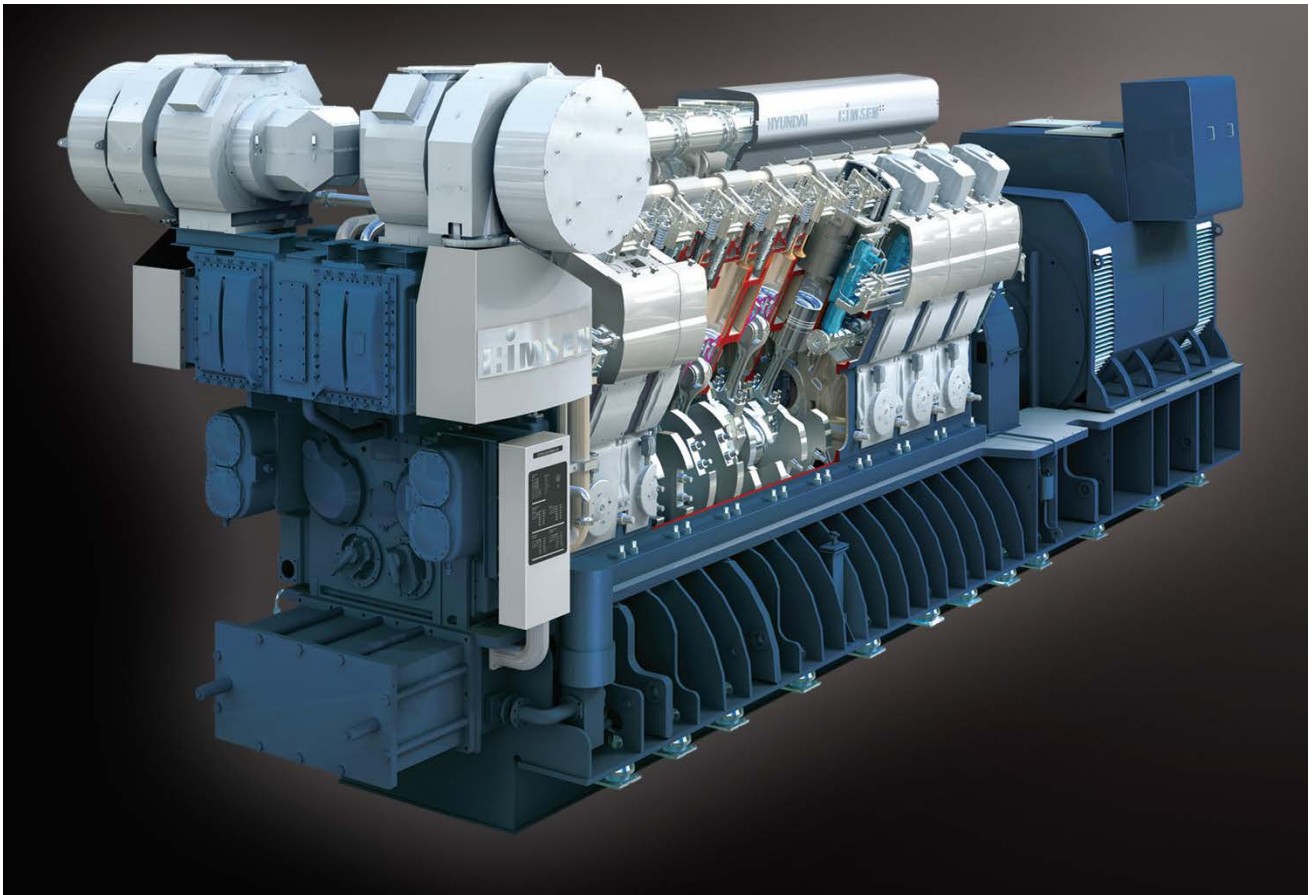


Рисунок 4.2 Загальний вигляд ДДГ 6Н21/32

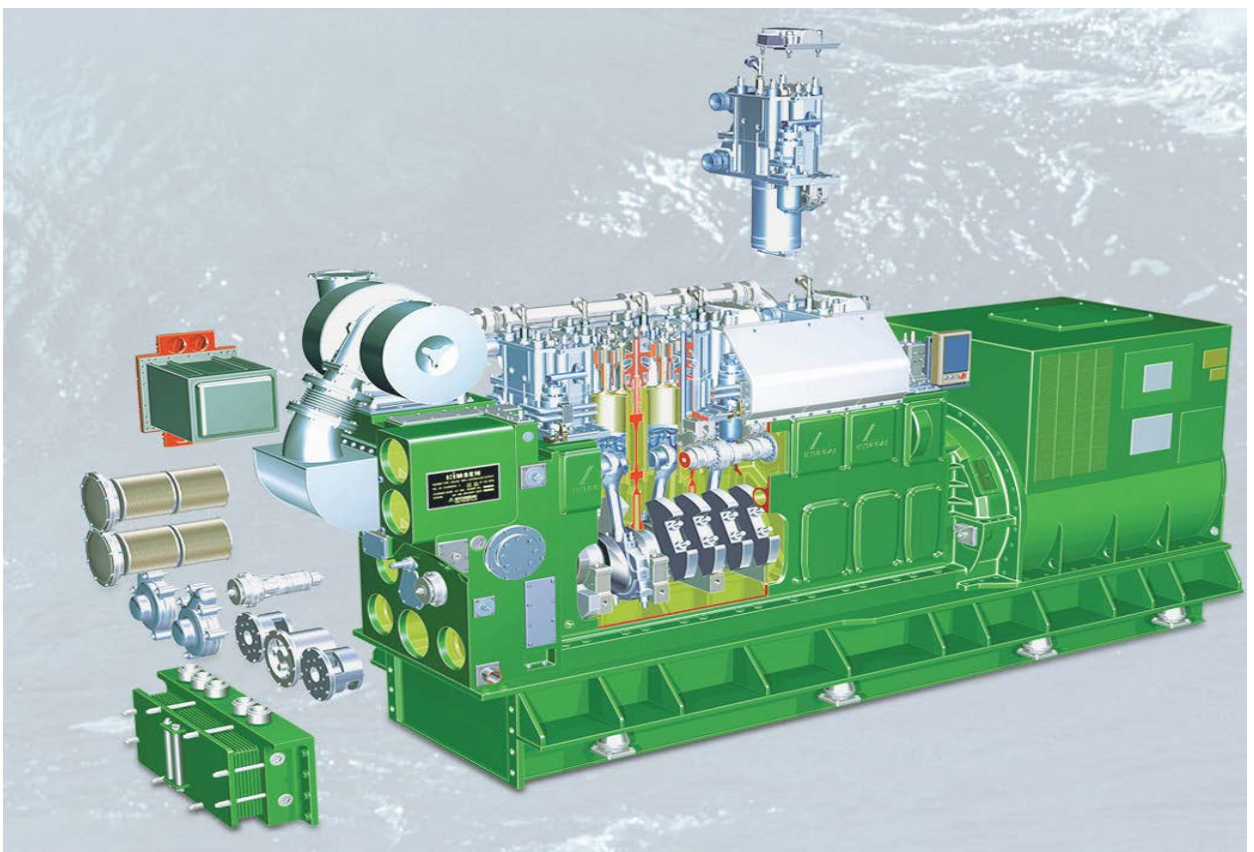


Рисунок 4.3 Конструктивна схема ДДГ 6Н21/32

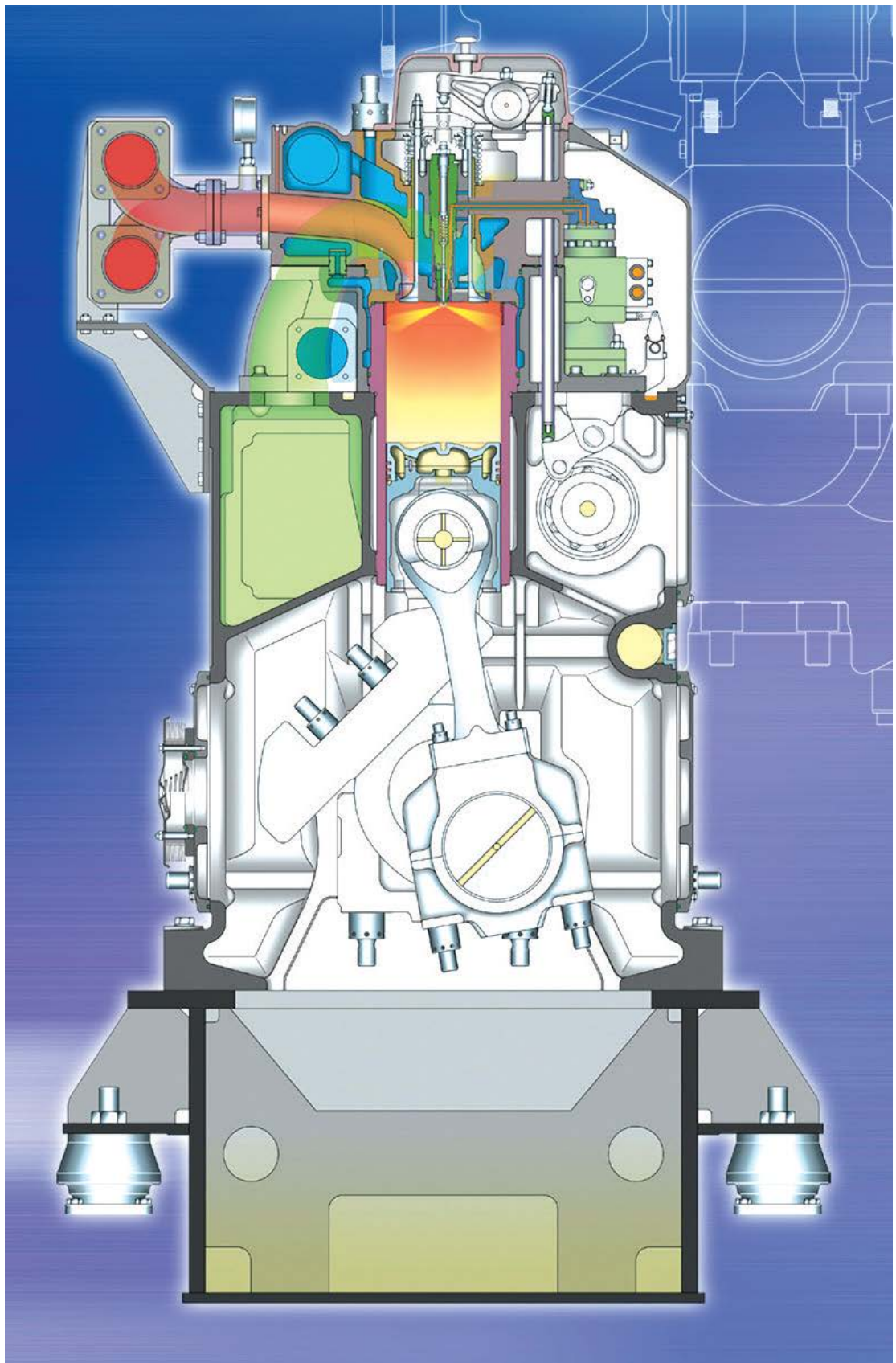


Рисунок 4.4 Поперечний розріз ДДГ 6Н21/32

3.4.3 Вибір аварійного дизель-генератора

Аварійна електростанція передбачається вимогами Корейського Регістру. 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 току 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 призначено для довготривалої роботи, для них основними параметрами є гарні пускові якості та надійність роботи, а не економічність двигуна. За вимогами Корейського Регістру, робота АДГ повинна забезпечувати нижче вказані елементи, які мають представлену потужність табл. 4.2.

Таблиця 4.2 Навантаження суднової електростанції в аварійному режимі

Найменування	Потужність, кВт
Аварійне освітлення	17
Навігаційне устаткування	12
Аварійний пожежний насос	48,2
Аварійний агрегат кермової машини	37
Осциляційний насос	18
Насос охолодження компресора пускового повітря	5,2
Компресор пускового повітря	48
Насос масла підкачки ДДГ	16
Усього:	201,4

Висновок: виходячи з необхідності вище представленого навантаження, встановлюється аварійний дизель-генератор MAN B&W D2866 LE203, з наступними характеристиками (табл. 4.3):

Таблиця 4.3 Основні характеристики аварійного дизель-генератора MAN B&W D2866 LE203

Параметри	Одиниці вимірювання	Величина
Потужність двигуна	кВт	400
Потужність генератора	кВт	364
Частота обертання	хв ⁻¹	1800

3.4.4 Вибір елементів допоміжної котельної установки

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

Допоміжна котельна установка

ДКУ призначена для забезпечення паром наступних споживачів:

- системи парового опалення;
- камбуза, душової, пральні;
- обігріву кінгстонів, та їх продувку;
- підігрівачів питної води, та води, якою миються;

- системи підігріву “важкого” палива;
- підігрів масла у стічно-циркуляційній цистерні;
- подача пари на підігрівачі сепараторів палива і масла;
- подача пари на сепаратор трюмних вод;
- одігрів води в цистернах і баластних відсіках;
- на систему кондиціювання повітря;
- на систему вентиляції;
- на підігрівачі машинного відділення;
- на систему парових зрілок;
- на парові насоси;
- на парові компресори;
- на обслуговування вантажу.

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

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

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

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

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

Найбільшу долю парового навантаження, складають споживачі групи А, особливо у зимовий час, чим, в основному, і визначається продуктивність і кількість ДКУ.

У якості допоміжної установки на судні встановлюються один допоміжний паровий котел Alfa Laval Aalborg OS (рис 4.5) з характеристиками зазначеними у табл. 4.4.

Розрахунок можливої паропроодуктивності УК в режимі роботи від ГД.

Можливу паропроодуктивність утилізаційного котла визначимо з вираження [12]:

$$D_{\text{УК}} = \frac{g_e^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}} \cdot \varphi \cdot (\alpha_{\Sigma} \cdot L'_0 + 1) \cdot (c_{\text{рг}} \cdot T_{\text{Г}} - c_{\text{рг-ух}} \cdot T_{\text{ух}})}{i_n - i_{\text{жв}}}, \text{ кг/год}$$

де: $L_0 = 13,1 \text{ кг/кг}$ – 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);

$N_e^{\text{ГД}} = 12400 \text{ кВт}$ – специфікаційна потужність двигуна;

$g_e^{\text{ГД}} = 184,6 \text{ г/(кВт год)}$ – питома витрата палива (розділ 3, пункт 3.9);

$\varphi_a = 1,25$ – 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;

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

$T_r = 571 \text{ К}$ – температура відпрацьованих в ГД газів на вході в УК;

$T_{yx} = 496 \text{ К}$ – температура газів на виході з УК;

$i_r = 2760 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія насиченої пари при $P = 0,7 \text{ МПа}$ ($t_s = 165^\circ\text{C}$);

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

$$D^{ук} = \frac{0,1846 \cdot 12400 \cdot 0,95 \cdot (13,1 \cdot 1,25 \cdot 2,5 + 1) \cdot (1,03 \cdot 571 - 1,03 \cdot 495)}{2760 - 310}$$

$$= 3013 \text{ кг/год}$$

На основі розрахунку було обрано тип та паропроductивність утилізаційного котла фірми Alfa Laval (табл. 4.5). На ходових режимах це враховується при одночасній роботі котлів для забезпечення всіх споживачів пари та один УК Alfa Laval Aalborg XS-7V на 3000 кг/год.

Таблиця 4.4 Основні характеристики допоміжного парового котла Alfa Laval Aalborg OS

Параметр	Значення
Паропроductивність, кг/год	3000
Температура живильної води, $^\circ\text{C}$	60
Тиск пари, МПа	0,7

Таблиця 4.5 Основні характеристики утилізаційного котла Alfa Laval Aalborg XS-7V

Параметр	Значення
Паропроductивність, кг/год	3000
Температура живильної води, $^\circ\text{C}$	60
Тиск пари, МПа	0,7
Температура газів на виході з ГД, $^\circ\text{C}$	298



Рисунок 4.5 Зовнішній вигляд парового котла Alfa Laval Aalborg OS

3.4.5 Вибір опріснювальної установки

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

Максимально можлива продуктивність опріснювальної установки визначається:

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

де $q_{\text{нб}} = 0,05$ кДж/кг–відносна кількість теплоти, яке відводиться з прісною водою від двигуна;
 $q_{\text{су}} = 3000$ кДж/кг–кількість теплоти, яка необхідна для отримання 1 кг дистиляту у одноступінчатій установці з випарувачем киплячого типу.

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

$$C_{\max} = (24 \cdot 0,05 \cdot 0,185 \cdot 0,8 \cdot 39000 \cdot 12400) / (1000 \cdot 3000) = 28,6 \text{ т/доб.}$$

Для установки на судно пропонується водоопріснювальна установка DPU36-C100 (рис. 4.6, 4.7), яка може працювати на стоянці від охолоджуючої води ДДГ і пари допоміжного котла, а в ходовому режимі від охолоджуючої прісної води ГД (табл. 4.6).



Size	L		D		H		SD		LD		Weight*		Pump	
	mm	inches	mm	inches	mm	inches	mm	inches	mm	inches	kg	lbs	mm	inches
DPU-36-C100	1420	55.9	1510	59.4	1840	72.4	2220	87.4	2050	80.7	1580	3490		
DPU-36-CAS100	1470	57.9	1810	71.3	1840	72.4	2520	99.2	2050	80.7	1660	3670	450	17.7
DPU-36-CS100	1470	57.9	1810	71.3	1840	72.4	2520	99.2	2050	80.7	1690	3730	x	x
DPU-36-C125	1420	55.9	1830	72.0	1840	72.4	2280	89.8	2370	93.3	1780	3930		
DPU-36-CAS125	1470	57.9	2130	83.9	1840	72.4	2580	101.6	2370	93.3	1910	4220	821	32.3
DPU-36-CS125	1470	57.9	2130	83.9	1840	72.4	2580	101.6	2370	93.3	2080	4590		

Рисунок 4.6 Зовнішній вигляд та параметри водоопріснювальної установки

Таблиця 4.6 Основні характеристики опріснювальної установки

Найменування	Тип	Продуктивність	Подача води до конденсатор	Подача живильної води	Витрата електроенергії	Маса
Розмірність		т/доб	м³ /год	кг/год	кВт	Кг
Величина	DPU36-C100	25	200	9230	3.2	1780

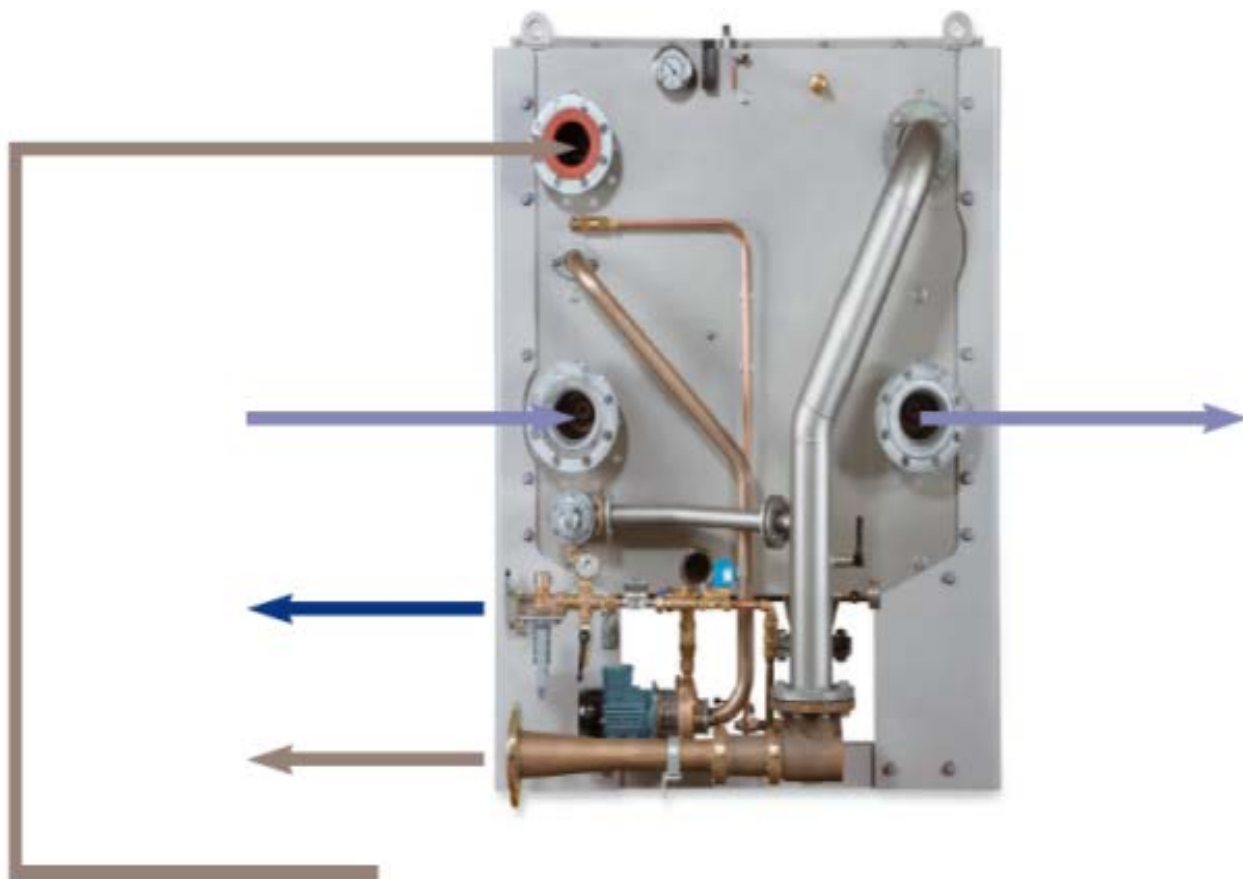


Рисунок 4.7 Схема підключення патрубків до водопріснювальної установки

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

Таблиця 4.7 Прийняті елементи СЕУ

Найменування	Тип	Кількість	Потужність	Продуктивність
Допоміжні дизель — генератори	HYUNDAI HiMSEN 6H21/32	3	1200 кВт	—
Аварійний дизель — генератор	MAN B&W D2866 LE203	1	400 кВт	—
Паровий котел	Alfa Laval Aalborg OS	1	—	3 т/годину
Утилізаційний котел	Alfa Laval Aalborg XS- 7V	1	—	3 т/годину
Опріснювальна установка	DPU36-C100	1	—	25 т/доб

3.4.6 Енерговикористання в режимі повного ходу

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

Таблиця 4.8 Основні вихідні дані для розрахунку потоків енергії в СЕУ

№ з/п	Найменування характеристики	Одиниця вимірювань	Позначення	Джерело	Числове значення
1	<u>Головний двигун 6RT-flex58T-D</u>				
1.1	Діаметр циліндра	м	D_c	Розділ 3	0,58
1.2	Хід поршня	м	S	Розділ 3	2,416
1.3	Кількість циліндрів	шт.	i	Розділ 3	6
1.4	Тактність	–	Z	[17; 18]	1
1.5	Специфікаційна потужність	кВт	$N_e^{гд}$	Розділ 3	12400
1.6	Частота обертання колінчастого вала	хв. ⁻¹	n_d	Розділ 3	102
1.7	Питома витрата умовного палива	кг/(кВт·годину)	$g_e^{гд}$	Розділ 3	0,1684
1.8	Нижча теплота згоряння умовного палива	кДж/кг	Q_H^p	[17]	42700
1.9	Температура ВГ за ГД	К	T_z	п. 4.4	571
1.10	Середня ізобарна теплоємність умовного палива	кДж/(кг·К)	$\overline{c_{p\text{ пал}}}$	[17]	2
1.11	Температура підігріву палива	К	$T_{\text{пал}}$	[17; 18]	408
1.12	Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг умовного палива	кг/кг	ζ_0'	[17]	14,3
1.13	Коефіцієнт продування двигуна	–	φ_a	[17; 18]	1,25
1.14	Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні палива	–	α	[17; 18]	2,5
1.15	Середня ізобарна теплоємність повітря	кДж/(кг·К)	$\overline{c_{p\text{ над}}}$	[17; 18]	1
1.16	Середня ізобарна теплоємність ВГ	кДж/(кг·К)	$\overline{c_{p z}}$	[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	$T_{\text{над}}$	[17; 18]	300
1.20	Адіабатний 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]	0,05
1.22	Частка теплової потужності, що відводиться з циркуляційним маслом	–	$a_H^{гд}$	[17; 18]	0,04
1.23	Коефіцієнт наповнення циліндра	–	η_H	[17; 18]	0,85
2	<u>Допоміжний дизель-генератор 6Н21/32</u>				
2.1	Діаметр циліндра	м	D_c	табл. 4.1	0,21
2.2	Хід поршня	м	S	табл. 4.1	0,32
2.3	Кількість циліндрів	шт.	i	табл. 4.1	6

Продовження табл. 4.9					
№ з/п	Найменування характеристики	Одиниця вимірювань	Позначення	Джерело	Числове значення
2.4	Тактність	–	Z	[17; 18]	0,5
2.5	Електрична потужність дизель-генератора	кВт	$N_{ел}$	табл. 4.1	1140
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	1200
2.8	Питома витрата умовного палива	кг/(кВт·годину)	$g_e^{ддг}$	табл. 4.1	0,183
2.9	Температура ВГ за ДДГ	К	T_z	[17; 18]	598
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)	$\overline{c_{p,z}}$	[17; 18]	1,03
2.13	Частка теплової потужності, що відводиться з циркуляційною прісною водою	–	$q_{пв}^{ддг}$	[17; 18]	0,065
2.14	Частка теплової потужності, що відводиться з циркуляційним маслом	–	$q_{н}^{ддг}$	[17; 18]	0,05
2.15	Коефіцієнт наповнення циліндра	–	η_H	[17; 18]	0,95
3	<u>Утилізаційний котел Alfa Laval Aalborg XS-7V</u>				
3.1	Тиск пари	МПа	p_s	п. 4.4	1
3.2	Температура живильної води	°С	$t_{жв}$	п. 4.4	60
3.3	Температура ВГ на вході в котел	К	T_z	п. 4.4	571
3.4	Температура ВГ на виході з котла	К	T_{yx}	п. 4.4	496
3.5	Продуктивність котла по насиченій парі	кг/годину	$D_{пг}$	п. 4.4	3000
4	<u>Допоміжний паровий котел Alfa Laval Aalborg OS</u>				
4.1	Тиск пари	МПа	p_s	п. 4.4	0,7
4.2	Температура живильної води	°С	$t_{жв}$	п. 4.4	60
4.3	Максимальна продуктивність котла по насиченій парі	кг/годину	$D_s^{дк}$	п. 4.4	3000
4.4	Нижча теплота згоряння умовного палива	кДж/кг	Q_H^b	[16]	42700
4.5	Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг умовного палива	кг/кг	L_0	[16]	13,1
4.6	Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні палива в ДК	–	α	[16]	1,1
4.7	Температура ВГ після котла	К	$T_{yx}^{дк}$	[16]	453
5	<u>Водоопріснювальна установка DPU36-C100</u>				
5.1	Продуктивність	м³/добу	$D_{воу}$	табл. 3.6	25
5.2	Температура живильної заборотної води	°С	$t_{жв}$	прийнято	85

3.4.6.2 Розрахунок енергетичного балансу головного двигуна 6RT-flex58T-D

Витрата палива ГД при специфікаційній потужності

$$G_{\text{пол}}^{\text{ГД}} = \frac{g_e^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}}}{3600} = \frac{0,1684 \cdot 12400}{3600} = 0,581 \text{ кг/с.}$$

Витрата повітря, яке потрапляє до ГД,

$$G_{\text{пов}}^{\text{ГД}} = G_{\text{пол}}^{\text{ГД}} \cdot l'_0 \cdot \varphi_a \cdot \alpha = 0,581 \cdot 14,3 \cdot 1,25 \cdot 2,5 = 25,95 \text{ кг/с.}$$

Витрата відхідних газів ГД

$$G_2^{\text{ГД}} = G_{\text{пол}}^{\text{ГД}} + G_{\text{пов}}^{\text{ГД}} = 0,581 + 24,71 = 26,53 \text{ кг/с.}$$

Тиск наддвувочного повітря

$$p_k = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{g_e^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}} \cdot \alpha \cdot T_k}{D_u^2 \cdot S \cdot i \cdot z \cdot n_{\text{ГД}} \cdot \eta_H} = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,1684 \cdot 12400 \cdot 2,5 \cdot 320}{0,58^2 \cdot 2,416 \cdot 6 \cdot 1 \cdot 102 \cdot 0,85} = 0,375 \text{ МПа.}$$

Температура наддвувочного повітря після компресора

$$T'_k = T_{\text{пов}} \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_k} \right] = 300 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{0,375}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,85} \right] = 461 \text{ К.}$$

Енергетичний баланс головного двигуна

$$Q_{\text{пол}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{під. пол}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{пов}}^{\text{ГД}} = N_e^{\text{ГД}} + Q_2^{\text{ГД}} + \Delta Q_{\text{пв}}^{\text{ГД}} + \Delta Q_{\text{м}}^{\text{ГД}} + \Delta Q_{\text{нп}}^{\text{ГД}} + \Delta N_{\text{мех}}^{\text{ГД}},$$

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Теплова потужність умовного палива при згорянні в ГД

$$Q_{\text{пол}}^{\text{ГД}} = G_{\text{пол}}^{\text{ГД}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 0,581 \cdot 42700 = 24809 \text{ кВт.}$$

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

$$Q_{\text{під. пол}}^{\text{ГД}} = G_{\text{пол}}^{\text{ГД}} \cdot \overline{c_{\text{р пол}}} \cdot T_{\text{пол}} = 0,581 \cdot 2,0 \cdot 408 = 474 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність повітря, яке потрапляє до наддвувочного компресора ГД

$$Q_{\text{пов}}^{\text{ГД}} = G_{\text{пов}}^{\text{ГД}} \cdot \overline{c_{\text{р пов}}} \cdot T_{\text{пов}} = 25,95 \cdot 1,0 \cdot 300 = 7785 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, яку мають відхідні гази ГД

$$Q_2^{\text{ГД}} = G_2^{\text{ГД}} \cdot \overline{c_{\text{р 2}}} \cdot T_2 = 26,53 \cdot 1,02 \cdot 571 = 15451 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що втрачається з циркуляційною прісною водою

$$\Delta Q_{\text{пв}}^{\Gamma\text{Д}} = a_{\text{пв}}^{\Gamma\text{Д}} \cdot Q_{\text{пол}}^{\Gamma\text{Д}} = 0,05 \cdot 24809 = 1240 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що витрачається з циркуляційним маслом

$$\Delta Q_{\text{м}}^{\Gamma\text{Д}} = a_{\text{м}}^{\Gamma\text{Д}} \cdot Q_{\text{пол}}^{\Gamma\text{Д}} = 0,04 \cdot 24809 = 992 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що витрачається при охолодженні наддубового повітря ГД

$$\Delta Q_{\text{нп}}^{\Gamma\text{Д}} = G_{\text{поб}}^{\Gamma\text{Д}} \cdot \overline{c_{\rho \text{ поб}}} \cdot (T'_{\text{к}} - T_{\text{к}}) = 25,95 \cdot 1,0 \cdot (461 - 320) = 3659 \text{ кВт.}$$

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

$$\Delta N_{\text{мех}}^{\Gamma\text{Д}} = a_{\text{ост}}^* \cdot \left(\frac{1 - \eta_{\text{мех}}}{\eta_{\text{мех}}} \right) \cdot N_e^{\Gamma\text{Д}} = 0,5 \cdot \left(\frac{1 - 0,95}{0,95} \right) \cdot 12400 = 326 \text{ кВт.}$$

Перевірка рівняння енергетичного балансу головного двигуна

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

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

$$\Delta Q_2^{\Gamma\text{Д}} = 15451 - 474 - 7785 = 7192 \text{ кВт.}$$

$$24809 \text{ кВт} = 12400 + 1240 + 992 + 3659 + 326 + 7192 \text{ кВт.}$$

$$24809 \text{ кВт} \neq 25809 \text{ кВт.}$$

Абсолютна похибка при визначенні складових балансу

$$\Delta = 25809 - 24809 = 1000 \text{ кВт.}$$

Відносна похибка розрахунку

$$\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{Q_{\text{пол}}^{\Gamma\text{Д}}} = \frac{1000}{24809} = 0,040.$$

Відносні складові балансу ГД

$\overline{N_e^{\Gamma\text{Д}}}$	$\overline{\Delta Q_{\text{пв}}^{\Gamma\text{Д}}}$	$\overline{\Delta Q_{\text{м}}^{\Gamma\text{Д}}}$	$\overline{\Delta Q_{\text{нп}}^{\Gamma\text{Д}}}$	$\overline{\Delta N_{\text{мех}}^{\Gamma\text{Д}}}$	$\overline{\Delta Q_2^{\Gamma\text{Д}}}$
0,5	0,05	0,04	0,147	0,013	0,25

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

3.4.6.3 Розрахунок енергетичного балансу допоміжного двигуна 6Н21/32

Розрахунок енергетичного балансу для допоміжного двигуна проведемо аналогічно розрахунку виконаного для ГД. Необхідні дані для розрахунку наведені в табл. 4.8.

Витрата палива ДДГ при номінальній потужності

$$G_{\text{пол}}^{\text{ДДГ}} = \frac{g_e^{\text{ДДГ}} \cdot N_e^{\text{ДДГ}}}{3600} = \frac{0,183 \cdot 1200}{3600} = 0,061 \text{ кг/с.}$$

Витрата повітря, яке потрапляє до ДДГ

$$G_{\text{поб}}^{\text{ДДГ}} = G_{\text{пол}}^{\text{ДДГ}} \cdot L'_0 \cdot \varphi_a \cdot \alpha = 0,061 \cdot 14,3 \cdot 1,1 \cdot 2,3 = 2,21 \text{ кг/с.}$$

Витрата відхідних газів ДДГ

$$G_2^{\text{ДДГ}} = G_{\text{пол}}^{\text{ДДГ}} + G_{\text{поб}}^{\text{ДДГ}} = 0,061 + 2,21 = 2,271 \text{ кг/с.}$$

Тиск наддубового повітря

$$p_k = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{g_e^{ДДГ} \cdot N_e^{ДДГ} \cdot \alpha \cdot T_k}{D_u^2 \cdot S \cdot i \cdot z \cdot n_{ДДГ} \cdot \eta_H} = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,183 \cdot 1200 \cdot 2,3 \cdot 320}{0,21^2 \cdot 0,32 \cdot 6 \cdot 0,5 \cdot 900 \cdot 0,95} = 0,389 \text{ МПа.}$$

Температура наддувочного повітря після компресора

$$T'_k = T_{\text{поб}} \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_k} \right] = 300 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{0,389}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,85} \right] = 466 \text{ К.}$$

Енергетичний баланс допоміжного двигуна

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Теплова потужність умовного палива при згорянні в допоміжному двигуні

$$Q_{\text{пол}}^{ДДГ} = G_{\text{пол}}^{ДДГ} \cdot Q_H^p = 0,061 \cdot 42700 = 2605 \text{ кВт.}$$

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

$$Q_{\text{під. пол}}^{ДДГ} = G_{\text{пол}}^{ДДГ} \cdot \overline{c_{p \text{ пол}}} \cdot T_{\text{пол}} = 0,061 \cdot 2,0 \cdot 472 = 58 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність повітря, яке потрапляє до наддувочного компресора допоміжного двигуна

$$Q_{\text{поб}}^{ДДГ} = G_{\text{поб}}^{ДДГ} \cdot \overline{c_{p \text{ поб}}} \cdot T_{\text{поб}} = 2,21 \cdot 1,0 \cdot 300 = 663 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, яку мають ВГ допоміжного двигуна

$$Q_2^{ДДГ} = G_2^{ДДГ} \cdot \overline{c_{p 2}} \cdot T_2 = 2,271 \cdot 1,03 \cdot 598 = 1399 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що втрачається з циркуляційною прісною водою

$$\Delta Q_{\text{пв}}^{ДДГ} = a_{\text{пв}}^{ДДГ} \cdot Q_{\text{пол}}^{ДДГ} = 0,065 \cdot 2605 = 169 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що втрачається з циркуляційним маслом

$$\Delta Q_{\text{м}}^{ДДГ} = a_{\text{м}}^{ДДГ} \cdot Q_{\text{пол}}^{ДДГ} = 0,05 \cdot 2605 = 130 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що втрачається при охолодженні наддувочного повітря допоміжного двигуна

$$\Delta Q_{\text{нп}}^{ДДГ} = G_{\text{поб}}^{ДДГ} \cdot \overline{c_{p \text{ поб}}} \cdot (T'_k - T_k) = 2,21 \cdot 1,0 \cdot (466 - 320) = 323 \text{ кВт.}$$

Механічні втрати потужності в допоміжному двигуні

$$\Delta N_{\text{мех}}^{\text{ДДГ}} = a_{\text{ост}}^* \cdot \left(\frac{1 - \eta_{\text{мех}}}{\eta_{\text{мех}}} \right) \cdot N_e^{\text{ДДГ}} = 0,5 \cdot \left(\frac{1 - 0,95}{0,95} \right) \cdot 1200 = 32 \text{ кВт}.$$

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

$$\Delta Q_2^{\text{ДДГ}} = 1399 - 58 - 663 = 678 \text{ кВт}.$$

$$2605 \text{ кВт} = 1200 + 169 + 130 + 323 + 32 + 678 = 2532 \text{ кВт}.$$

$$2605 \text{ кВт} \neq 2532 \text{ кВт}.$$

Абсолютна похибка при визначенні складових балансу

$$\Delta = 2605 - 2532 = 73 \text{ кВт}.$$

Відносна похибка розрахунку

$$\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{Q_{\text{пол}}^{\text{ДДГ}}} = \frac{73}{2605} = 0,028.$$

Відносні складові балансу ДДГ

$\overline{N_e^{\text{ДДГ}}}$	$\overline{\Delta Q_{\text{пв}}^{\text{ДДГ}}}$	$\overline{\Delta Q_{\text{м}}^{\text{ДДГ}}}$	$\overline{\Delta Q_{\text{нп}}^{\text{ДДГ}}}$	$\overline{\Delta N_{\text{мех}}^{\text{ДДГ}}}$	$\overline{\Delta Q_2^{\text{ДДГ}}}$
0.461	0.07	0.05	0.124	0.012	0.260

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

3.4.6.4 Розрахунок енергетичного балансу утилізаційного котла Alfa Laval Aalborg XS-7V:

Теплова потужність, що витрачена для одержання насиченої пари в УК

$$Q_s^{\text{упг}} = D_{\text{упг}} \cdot (h'' - h_{\text{жв}}) / 3600 = 3000 \cdot (2760 - 310) / 3600 = 2041 \text{ кВт}.$$

Ентальпію сухої насиченої пари h'' та живильної води $h_{\text{жв}}$ знаходимо за таблицями для водяної пари при тиску $p_s = 0,7 \text{ МПа}$ та $t_{\text{жв}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ (див. табл. 4.9).

Теплова потужність, яку мають ВГ після УК

$$Q_2^{\text{упг}} = G_2^{\text{гд}} \cdot \overline{c_{p2}} \cdot T_{\text{ух}} = 26,53 \cdot 1,02 \cdot 496 = 13422 \text{ кВт},$$

де $T_{\text{ух}} = 571 \text{ К}$ ($298 \text{ }^\circ\text{C}$) – температура ВГ після УК (див. табл. 4.8).

Енергетичний баланс УК

$$Q_{\text{впр}}^{\text{упг}} = Q_2^{\text{гд}} - Q_s^{\text{упг}} - Q_2^{\text{упг}} = 15451 - 2041 - 13422 = 12 \text{ кВт},$$

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

$Q_2^{\text{гд}}$ – теплова потужність, яку мають газу після ГД.

Коефіцієнт використання теплоти в УК

$$\eta_{\text{упг}} = \frac{Q_s^{\text{упг}}}{Q_2^{\text{гд}}} = \frac{2041}{15451} = 0,132.$$

3.4.6.5 Розрахунок енергетичного балансу парового котла Alfa Laval Aalborg OS:

Теплова потужність, що виділилась при спалюванні палива в ДК,

$$Q_{\text{пар}}^{\text{ДК}} = \frac{0,08 \cdot D_S^{\text{ДК}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{б}}}{3600} = \frac{0,08 \cdot 3000 \cdot 42700}{3600} = 2847 \text{ кВт.}$$

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

$D_S^{\text{ДК}} = 3000 \text{ кг/годину}$ – продуктивність по насиченій парі (див. табл. 4.8);

$Q_{\text{н}}^{\text{б}} = 42700 \text{ кДж/кг}$ – нижча теплота згоряння умовного палива.

Теплова потужність пари, яка виробляється в ДК,

$$\Delta Q_{\text{пар}}^{\text{ДК}} = \frac{D_S^{\text{ДК}} \cdot (h'' - h_{\text{жв}})}{3600} = \frac{3000 \cdot (2760 - 310)}{3600} = 2041 \text{ кВт,}$$

де $h'' = 2760 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія насиченої пари ($p_S = 0,7 \text{ МПа}$, $t_S = 165 \text{ °C}$), що генерується в котлі [19, табл. II];

$h_{\text{жв}} = 310 \text{ кДж/кг}$ [19, табл. I] – ентальпія живильної води ($t_{\text{жв}} = 60 \text{ °C}$).

Витрата палива ДК для вироблення пари

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

Кількість повітря для згоряння палива в ДК

$$G_{\text{поб}}^{\text{ДК}} = G_{\text{пар}}^{\text{ДК}} \cdot L'_0 \cdot \alpha = 0,067 \cdot 13,1 \cdot 1,1 = 0,966 \text{ кг/с.}$$

Кількість відхідних газів ДК

$$G_2^{\text{ДК}} = G_{\text{пар}}^{\text{ДК}} + G_{\text{поб}}^{\text{ДК}} = 0,067 + 0,966 = 1,033 \text{ кг/с.}$$

Теплова потужність відхідних газів ДК

$$Q_2^{\text{ДК}} = G_2^{\text{ДК}} \cdot \overline{C_{p2}} \cdot T_{\text{ух}}^{\text{ДК}} = 1,033 \cdot 1,03 \cdot 453 = 482 \text{ кВт,}$$

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

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

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

Теплова потужність повітря, яке подається до форсунки,

$$Q_{\text{поб}}^{\text{ДК}} = G_{\text{поб}}^{\text{ДК}} \cdot \overline{C_{p \text{ поб}}} \cdot T_{\text{поб}} = 0,966 \cdot 1,0 \cdot 300 = 290 \text{ кВт.}$$

Енергетичний баланс ДК

$$Q_{\text{пар}}^{\text{ДК}} + Q_{\text{під пар}}^{\text{ДК}} + Q_{\text{поб}}^{\text{ДК}} = \Delta Q_{\text{пар}}^{\text{ДК}} + Q_2^{\text{ДК}} + Q_{\text{втр}}^{\text{ДК}},$$

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

$$Q_{\text{втр}}^{\text{ДК}} = Q_{\text{пар}}^{\text{ДК}} + Q_{\text{під пар}}^{\text{ДК}} + Q_{\text{поб}}^{\text{ДК}} - \Delta Q_{\text{пар}}^{\text{ДК}} - Q_2^{\text{ДК}} = 2847 + 56,7 + 290 - 2041 - 482 = 670,7 \text{ кВт.}$$

Коефіцієнт використання теплоти в ДК

$$\eta_{\text{ДК}} = \frac{\Delta Q_{\text{пар}}^{\text{ДК}}}{Q_{\text{пар}}^{\text{ДК}}} = \frac{2041}{2847} = 0,72$$

3.4.6.6 Розрахунок енергетичного балансу водоопріснювальної установки

Із попередніх розрахунків відомо, що від прісної води системи охолодження ГД для отримання дистилляту в ВОУ надходить $\Delta Q_{\text{пр}}^{\text{ГД}} = 1240 \text{ кВт}$. Перепад температур гарячої прісної води та заборотної води у випарнику прийнятий 20 °C , заборотна вода кипітиме при 60 °C . За

таблицями водяної пари [19] визначаємо ентальпії сухої насиченої пари та морської води, з якої утворюється дистиллят:

$$h'' = 2760 \text{ Дж/кг}; \quad h'_{\text{зв}} = 310 \text{ кДж/кг}.$$

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

$$Q_{\text{воч}} = \frac{D_{\text{воч}} \cdot 10^3}{24 \cdot 3600} \cdot (h'' - h'_{\text{зв}}) = \frac{25 \cdot 10^3}{24 \cdot 3600} \cdot (2760 - 310) = 859 \text{ кВт}.$$

Отже, коефіцієнт використання теплоти в ВОУ

$$\Delta_{\text{воч}} = \frac{Q_{\text{воч}}}{\Delta Q_{\text{пв}}} = \frac{859}{1240} = 0,73.$$

3.4.6.7 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;

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

Q_D – витрата механічної потужності на рушії, кВт.

Теплова потужність, що втрачається в підшипниках валопроводу,

$$Q_{\text{пв}} = N_e^{\text{ГД}} \cdot (1 - \eta_{\text{вп}}) = 12400 \cdot (1 - 0,98) = 248 \text{ кВт},$$

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

До рушія підводиться потужність

$$N_{\text{вп}} = N_e^{\text{ГД}} - Q_{\text{пв}} = 12400 - 248 = 12152 \text{ кВт}.$$

Втрати енергії на рушії Q_D визначаються величиною пропульсивного коефіцієнта η_D . При $\eta_D = 0,65$ (див. табл. 2.6) вони становлять

$$Q_D = (1 - \eta_D) \cdot N_{\text{вп}} = (1 - 0,65) \cdot 12152 = 4253 \text{ кВт}.$$

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

$$N_R = N_{\text{вп}} - Q_D = 12152 - 4253 = 7899 \text{ кВт}.$$

Інакше можна записати

$$N_R = N_e^{\text{ГД}} \cdot \eta_{\text{вп}} \cdot \eta_D = 12400 \cdot 0,98 \cdot 0,65 = 7899 \text{ кВт}.$$

3.4.6.8 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, ДК, ВОУ та один ДДГ.

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

ККД пропульсивного комплексу визначимо за виразом

$$\eta_e^{\text{пк}} = \frac{N_R}{Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}}} = \frac{7899}{24809} = 0,32.$$

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

$$(\eta_{\text{вТ}}^{\text{СЕУ}})_{\text{хр}} = \frac{N_R + N_{\text{ел}} + Q_S^{\text{УПГ}} + Q_{\text{ВОУ}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}}} = \frac{7899 + 1140 + 2041 + 859}{24809 + 2605} = 0,436.$$

ККД СЕУ на ходовому режимі

$$(\eta_e^{\text{СЕУ}})_{\text{хр}} = \frac{N_R + N_{\text{ел}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}}} = \frac{7899 + 1140}{24809 + 2605} = 0,330.$$

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

$$(\eta_{\text{вТ}}^{\text{СЕУ}})_{\text{ст.з.ВО}} = \frac{2 \times N_{\text{ел}} + \Delta Q_{\text{пар}}^{\text{ДК}}}{2 \times Q_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = \frac{2 \times 1140 + 2269}{2 \times 2605 + 3131} = 0,545.$$

Висновок з розділу:

В результаті розрахунку визначено потоки енергії в судновій енергетичній установці на різних режимах роботи. Розраховано потоки енергії в СЕУ та визначено її ефективність.

3.5 Визначення основних параметрів систем СЕУ. Розробка, розрахунок і комплектація системи газовідведення ГД

3.5.1 Паливна система

3.5.1.1 Опис паливної системи

Паливні системи призначені для прийому, перекачування, зберігання, очищення і подачі палива до теплових двигунів, а також для передачі палива на борт або на інші судна. Оскільки в СЕУ морських суден використовується декілька сортів палива, передбачаються самостійні цистерни для зберігання, насоси для підкачки і трубопроводи для транспортування палива.

Проектування паливних систем здійснюється у відповідності до галузевих стандартів і Правил Регістра, які на основі досвіду експлуатації дають такі рекомендації.

3.5.1.2 Призначення і склад системи

Паливна система складається з:

- 1) трубопроводу прийому і перекачки важкого палива;
- 2) трубопроводу прийому і перекачки легкого палива;
- 3) трубопроводу паливopідготовки;
- 4) витратного трубопроводу;
- 5) дренажного трубопроводу;
- 6) трубопроводу сепарації;
- 7) насосів;
- 8) підігрівачів і охолоджувачів.

Система прийому і перекачування палива призначена для прийому палива до цистерни основного запасу, перекачування палива з будь-якої цистерни запасу до відстійної цистерни, видачі палива з судна.

Система сепарації призначена для прийому високов'язкого палива (дизельного без підігріву) і подачі його через фільтри до паливних насосів високого тиску ГДГ і ДГ.

Дренажний трубопровід призначений для зливу відстою і протікань від паливних і масляних цистерн і фільтрів палива в піддона і зливу його з піддона в цистерну збору нафто відходів, зливу від паливних насосів дизеля.

3.5.1.3 Вимоги Регістра до паливної системи

При проектуванні систем необхідно дотримуватися вимог Правил Морського Регістра Судноплавства.

До паливних систем Регістр ставить ряд вимог:

- 1) змійовики підігріву й елементи підігріву електронагрівачів мають бути розташовані в найбільш низьких місцях;
- 2) кінці прийомних паливних труб у витратних і відстійних цистернах мають бути розташовані над змійовиками підігріву так, щоб по можливості змійовики і елементи підігріву не оголювались;
- 3) максимальна температура нагріву у відкритих цистернах повинна бути на 15° нижча за температуру запалення палива;
- 4) допускається підігрів палива у витратних, відстійних та інших цистернах до температури, вищої за температуру запалення, якщо довжина повітряних труб або інших пристроїв дозволить знизити температуру парів палива до рівня щонайменше на 15° нижче за температуру запалення, кінці повітряних труб будуть обладнані полум'яперервними сітками, буде виключена можливість проникнення парів із верхньої частини цистерни і повітряного трубопроводу в машинні приміщення;
- 5) для видалення води на витратних та відстійних цистернах мають бути встановлені оглядові скельця. За наявності піддонів замість скла допускається застосування відкритих воронок;
- 6) цистерни, насоси, фільтри й інше обладнання в місцях можливого витоку палива повинні забезпечуватися піддонами;

- 7) внутрішній діаметр стічних труб має бути не менш 25мм;
- 8) наповнювальні трубопроводи цистерн, розташовані вище підвішеного дна, мають приєднуватися до верхніх частин цистерн. Якщо це неможливо, наповнювальні труби повинні мати неповоротні клапани, які встановлюються безпосередньо на цистернах;
- 9) коли наповнювальна труба використовується в якості приймальної, замість неповоротного клапана треба встановлювати запірний клапан з дистанційним зачиненням, виведеним у доступне місце за межами приміщення, в якому знаходиться цистерна;
- 10) обладнання паливної системи має забезпечувати підвід палива, належним чином підготовленого й очищеного в степені, необхідному для даного двигуна;
- 11) підвід палива до головного і допоміжних двигунів має здійснюватися від двох витратних цистерн для кожного роду палива, або мають бути передбачені еквівалентні пристрої;
- 12) місткість кожної цистерни повинна бути достатньою для 8 — годинної роботи головних і допоміжних двигунів та котлів на максимальному навантаженні;
- 13) використання паливної відстійної цистерни в якості витратної не допускається;
- 14) обладнання паливної системи двома витратними цистернами для кожного роду палива та еквівалентні заміни, що відповідають вимогам для більшості використовуваних паливних систем;
- 15) паливні фільтри, що встановлюються на трубопроводах підвода палива до двигунів, мають забезпечувати їх очищення без припинення роботи ДВЗ;
- 16) підвід палива до дизель — генераторів, призначених для використання в якості аварійних, повинен здійснюватися від автономної витратної цистерни, розташованої в приміщенні АДГ. Не допускається використання палива з цієї цистерни іншими споживачами. Об'єм цистерни має забезпечувати роботу аварійного дизель — генератора протягом необхідного часу.

3.5.2 Система змащення

3.5.2.1 Опис системи

Масляна система призначена для прийому, перекачування, зберігання, очищення і подачі масла до місць охолодження і змащення головних і допоміжних двигунів і механізмів, а також для видачі його іншим судам.

Система змащення складається з трубопроводів: приймально-перекачувальних, циркуляційної системи змащення, проточної системи змащення, сепарування масла, дренажу.

Найдільш складну систему змащення мають дизельні установки великої потужності, що можуть містити в собі наступні незалежні системи: напірну циркуляційну головного двигуна та охолодження його поршнів; гравітаційну газотурбонаддувочних агрегатів; напірну циркуляційну приводів паливних насосів; лінійну змащення циліндрів; напірну допоміжних двигунів.

3.5.2.2 Вимоги Регістра до системи змащення

При одному ГДГ повинно бути не менш ніж 2 насоси циркулярного змащування рівної подачі — основного й резервного, один з яких може мати привід ГДГ.

Має передбачатися сигналізація по допустимому нижчому рівню в цистерні та автопуск резервного насосу при зупиненні працюючого.

Кожний ДДГ і АДГ повинен мати незалежну систему мастильного масла. Об'єднання систем є предметом розгляду Регістра.

Кінці зливних труб із картера ГДГ в СЦЦ мають бути розташовані і нії таким чином, щоби під час роботи вони були постійно занурені в масло.

У системі повинна бути передбачене ефективне очищення масла, при цьому повинні бути встановлені:

- 1) на всмоктувальних трубопроводах насоса збудчастих передач магнітних фільтрів;
- 2) на всмоктувальному трубопроводі насоса — один фільтр грубого очищення;
- 3) на нагнітальному трубопроводі ГДГ — два паралельні фільтри або один подвійний, що переключається або один самоочисний фільтр.

Пропускна здатність кожного фільтра повинна перевищувати на 10% подачу насоса.

Масляні цистерни мають бути відокремлені від цистерн води кофердами. Має бути передбачена запасна цистерна місткістю, достатньою для заповнення системи маслом до робочого стану. Цистерну рекомендується розташовувати поза подвійним дном.

Система змащувального масла повинна забезпечуватися КІП. Манометр, розташований за холодильником масла, має бути винесений до ЦПУ.

3.3.5.3 Система стиснутого повітря

Системою забезпечується:

- 1) заповнення балонів різного призначення;
- 2) подача стиснутого повітря від балонів на запуск ГДГ і ДДГ, на продування системи обігріву, водопожевної, вузлекислотного гасіння, кінгстонних ящиків, на обдування електроустаткування, на живлення пневматичного інструменту;
- 3) випуск повітря з пускових балонів ГДГ в атмосферу при підвищенні температури в МВ;
- 4) автоматичне поповнення пускових балонів ГДГ, ДДГ, місткості повітря системи керування;
- 5) можливість запуску ДДГ від резервного балона пускового повітря ГДГ;
- 6) можливість подачі стиснутого повітря до споживачів господарських потреб від резервного балона пускового повітря ГДГ.

Для зниження тиску і захисту споживачів від підвищення тиску передбачається установка редуційних і запобіжних клапанів.

3.5.4 Система охолодження

3.5.4.1 Призначення системи охолодження

Система охолодження призначена для охолодження забортною і прісною водою головного двигуна, дизель-генераторів, допоміжних механізмів і теплообмінних апаратів, дозволяє робити аварійне осушення машинного відділення, а також, забезпечувати циркуляційний підігрів баласту в бортових баластових цистернах.

До складу трубопроводів входять фільтри, терморегулятори, запірна арматура, шляхові з'єднання, компенсатори, протектори кільцеві, міжфланцеві, приварні. Механізми, апарати і устаткування, що входять до складу системи охолодження.

3.5.4.2 Вимоги Регістра до системи охолодження

Системи водяного охолодження головних двигунів, повинні відповідати наступним вимогам :

1) система охолодження заборотною водою одного головного двигуна повинна бути обладнана двома насосами, один із яких, є резервним;

2) подача резервного насоса повинна бути не менше подачі основного насоса.

Принаймні, один з насосів повинний мати незалежний привід.

Система охолодження головного двигуна прісною водою повинна відповідати цим же вимогам.

Допускається мати один загальний резервний насос з незалежним приводом для прісної і заборотної води, подача кожного, повинна бути не менше, ніж подача основних насосів. При цьому, повинні бути прийняті заходи, що не допускають змішання заборотної та прісної води. У системі охолодження заборотною водою двох і більше головних двигунів, що обслуговуються, кожний, окремим насосом охолодження, повинен встановлюватись один резервний насос з незалежним приводом, що забезпечує роботу кожного з двигунів, на максимальному навантаженні.

Допускається встановлювати один загальний резервний насос, з незалежним приводом, подача якого, повинна забезпечувати охолодження прісною, чи заборотною водою, кожного з двигунів.

Охолодження декількох двигунів допускається робити одним насосом, з незалежним приводом. У цьому випадку, подача насоса повинна бути достатньою для одночасного охолодження всіх двигунів, при їх роботі на максимальному навантаженні. При цьому, повинен бути передбачений один резервний насос, подача якого, повинна бути не менше подачі основного насоса, який охолоджує одночасно всі двигуни.

На охолоджуючому трубопроводі перед кожним двигуном повинний бути передбачений клапан для регулювання кількості охолоджуючої води.

В умовах зі знаком автоматизації в символі класу, повинен передбачатись окремий резервний насос охолодження для прісної і заборотної води, подача яких, повинна бути не менше подачі основних насосів. У якості насосу аварійного осушення МВ може бути використаний насос охолодження заборотною водою ГДГ.

У якості резервних охолоджуючих насосів можуть застосовуватись баластні, осушувальні, чи інші насоси, загальносуднового призначення, що використовуються тільки чистою водою.

Застосування для цієї мети пожежних насосів допускається за умову виконання вимоги «Противопожежний захист».

У системі охолодження двигуна прісною водою, повинна бути передбачена розширювальна цистерна, рівень води в якій, повинен бути вище максимального рівня води в двигуні.

Розширювальна цистерна повинна приєднуватися до прийомних 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 забортної води, повинне забезпечувати заповнення водою найвищих охолоджувальних порожнин двигунів, водо і масло охолоджувачів, а також, виключати утворення застійних зон;

Система охолодження повинна бути обладнана термометрами і пристроями для регулювання температури охолоджуючої води. Рекомендується обладнати систему охолодження попереджувальною сигналізацією крайньої температури охолоджуючої води.

3.5.5 Система газовідведення

3.5.5.1 Призначення та склад системи

Система газовідведення СЕУ призначена для відведення в атмосферу продуктів згоряння палива від головних і допоміжних двигунів та котлів (рис. 5.1, а). Для утилізації теплоти ВГ на судні встановлено один утилізаційний парогенератор Aalborg XS-7V. Газопровід виготовлено зі спеціальних сталевих труб з приварними або вільними фланцями. У неї входять: випускний колектор 7, глушник 4, газопроводи 2, компенсатори теплових розширень 3, перемикаючі заслонки 1, утилізаційний котел 6 і димовий труба 5. При наявності в машинному відділенні декількох двигунів газу від кожного з них відводяться окремо в загальну димову трубу.

Утилізаційний котел включається в роботу по необхідності і працює за рахунок тепла відпрацьованих газів двигуна. Котел може бути водогрійний або паровий і використовується для опалення судна і підігріву води, а при двигунах великої потужності– для роботи парових механізмів (турбогенераторів) і т. п.

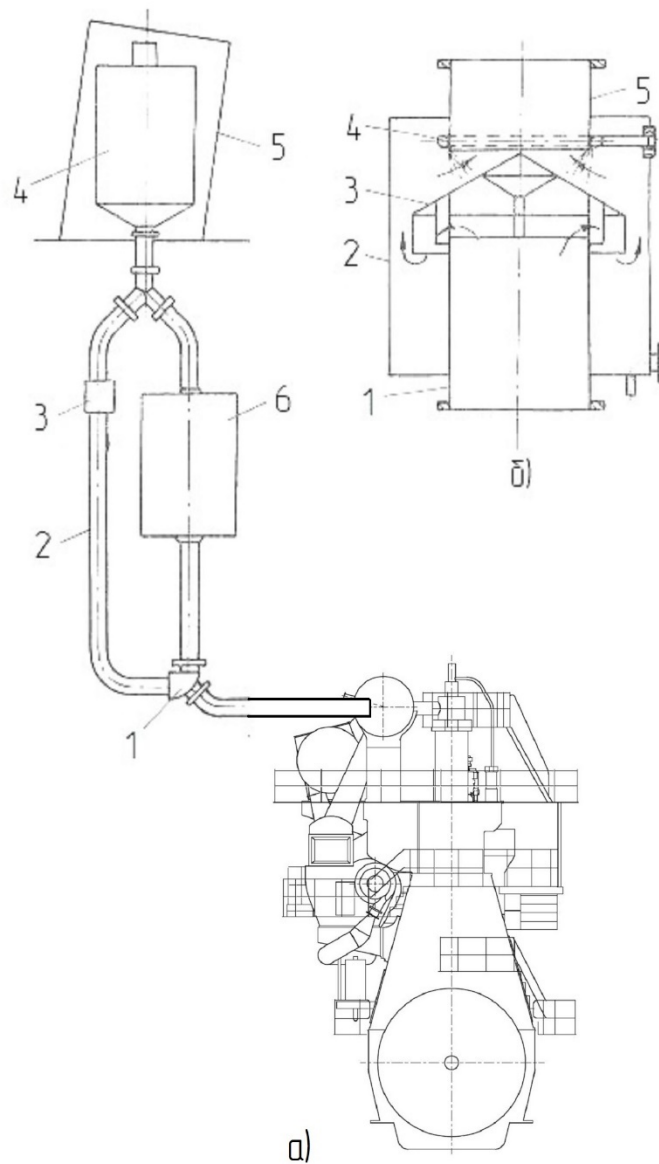


Рисунок 5.1 Склад системи газовідводу головного двигуна:
 а) — принципова схема газовідведення; б) — іскрогасник

Глушник зменшує шум при випуску газів за рахунок поглинання їх кінетичної енергії і вирівнює швидкість руху газів. Щоб перешкодити вильоту з димової труди іскор, глушники постачають іскровловлювачами. На газовозах, хлопковозах і лісовозах встановлюють глушники з іскрогасінням (рис. 5.1, б). Відхідні гази через патрубок 1 направляються відбивачем 3 до стінок зовнішнього корпусу 2. Щоб потрапити на вихід у вихідний патрубок 5, гази повинні пройти водяну завісокульцеву камеру 4. Водяна завіса гасить іскри, вода разом з сажею відводиться через патрубок 7. Підведення води в іскрогасник здійснюється через патрубок 6.

3.5.5.2 Вимоги Регістру до системи

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

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

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

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

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

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

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

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

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

На рис. 5.2 показана принципова схема газопуску установки з МОД.

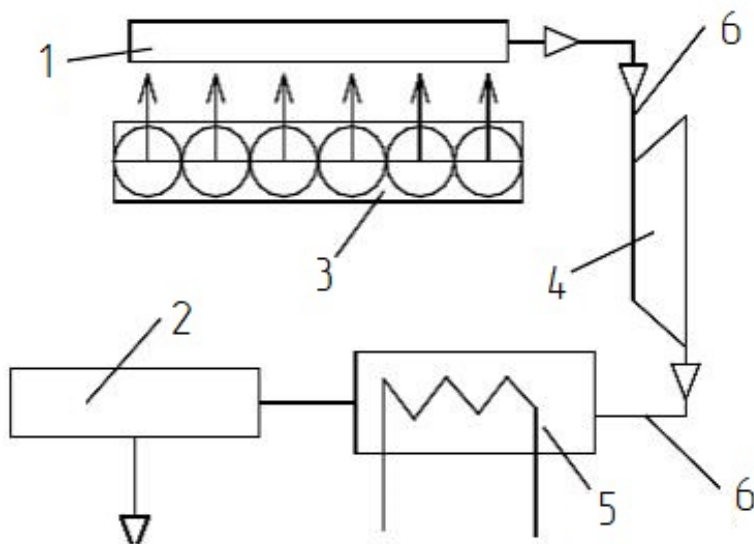


Рисунок 5.2 Принципова схема газопуску установки з МОД:

1– вихлопний колектор; 2– глушник шуму; 3– двигун; 4– утилізаційна газова турбіна;
5– утилізаційний котел; 6– газохід.

3.5.6 Розрахунок системи газовипуску:

Розрахунок здійснюється за методикою.

3.5.6.1 Розрахунок площі прохідного перерізу для ГД:

$$F_{ГД} = \frac{b_e \cdot N_c \cdot (\alpha \cdot L_0 + 1) \cdot R_z T_z}{3600 \cdot v \cdot P_z}$$

де P_z – тиск газу, МПа;

$R_z = 0,288$ – газова стала, кДж/(кг*К);

T_z – температура газу, К;

$L_0 = 14,3$ – кількість повітря необхідна для згоряння 1 кг палива;

b_e – питома витрата палива, кг/(кВт*годину);

$P_z = 105$ кПа – тиск у газоході;

N_c – специфікаційна потужність, кВт;

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

v – швидкість руху газу у газоході, м/с:

для 2-х т. дизелів – 25–30 м/с;

для 4-х т. дизелів – 40–50 м/с;

$$F_{ГД} = \frac{0,1846 \cdot 12400 \cdot (2,5 \cdot 14,3 + 1) \cdot 0,288 \cdot 571}{3600 \cdot 30 \cdot 105} = 1,22 \text{ м}^2$$

Приймаємо площу прохідного перерізу для ГД $F_{ГД} = 1,22 \text{ м}^2$. Ескіз зображено на рис. 5.3.

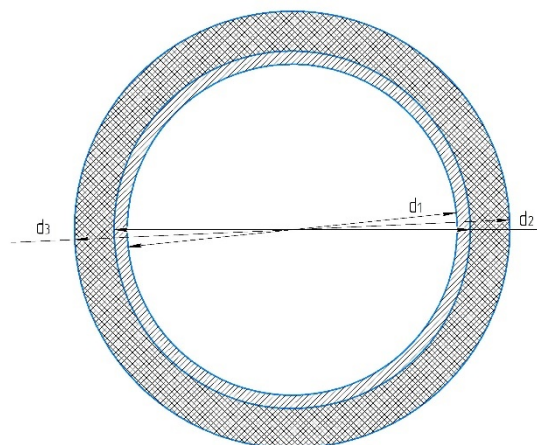


Рисунок 5.3 Ескіз газоходу головного двигуна з ізоляцією:

d_1 – внутрішній діаметр газоходу; d_2 – зовнішній діаметр газоходу;

d_3 – діаметр газоходу з ізоляцією

Розрахунок площі прохідного перерізу для ДДГ:

$$F_{\text{ДДГ}} = \frac{0,2 \cdot 1200 \cdot (2,3 \cdot 14,3 + 1) \cdot 0,288 \cdot 598}{3600 \cdot 45 \cdot 105} = 0,082 \text{ м}^2$$

Приймаємо площу прохідного перерізу для ДДГ $F_{\text{ДДГ}}=0,08 \text{ м}^2$.

Розрахунок площі прохідного перерізу для ДК:

$$F_{\text{ДК}} = \frac{\alpha \cdot G_n \cdot R_z \cdot T_z}{3600 \cdot v \cdot P_z},$$

де $G_n=240 \text{ кг/годину}$ —годинна витрата палива допоміжним котлом;

$$F_{\text{ДК}} = \frac{1,1 \cdot 240 \cdot 0,288 \cdot 453}{3600 \cdot 20 \cdot 105} = 0,005 \text{ м}^2$$

Приймаємо площу прохідного перерізу для ДК $F_{\text{ДК}}=0,005 \text{ м}^2$.

3.5.6.2 Питомий тепловий потік від газу до оточуючого середовища:

$$q = \frac{t_z - t_0}{\frac{1}{\pi \cdot d_1 \cdot \alpha_1} + \frac{1}{2,73 \cdot \lambda_1} \cdot \lg \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2,73 \cdot \lambda_2} \cdot \lg \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\pi \cdot d_3 \cdot \alpha_2}},$$

де $t_z = 298 \text{ }^\circ\text{C}$ — температура газів на виході з двигуна;

$t_0 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ — температура повітря у машинному відділенні;

$d_1 = 1,25 \text{ м}$ — внутрішній діаметр газоходу (приймається з розрахунку);

$\alpha_1 = 20 \text{ Вт/(м}^2\text{-град)}$ — коефіцієнт тепловіддачі від газів до внутрішньої поверхні труди газоходу;

$\lambda_1 = 50 \text{ Вт/(м}^2\text{-град)}$ — коефіцієнт теплопровідності для вуглецевої сталі;

$d_2 = 1,266 \text{ м}$ — зовнішній діаметр труди газоходу;

$\lambda_2 = (0,02...0,06) \text{ Вт/(м}^2\text{-град)}$ — коефіцієнт теплопровідності ізоляції (вермікуліт, совеліт, кізельгурова маса);

$d_3 = 1,416 \text{ м}$ — зовнішній діаметр газоходу з урахуванням ізоляції;

$\alpha_2 = 10 \text{ Вт/(м}^2\text{-град)}$ — коефіцієнт тепловіддачі від ізоляції до повітря МКВ.

$$q = \frac{298 - 40}{\frac{1}{3,14 \cdot 1,25 \cdot 20} + \frac{1}{2,73 \cdot 50} \cdot \lg \frac{1,266}{1,25} + \frac{1}{2,73 \cdot 0,04} \cdot \lg \frac{1,416}{1,266} + \frac{1}{3,14 \cdot 1,416 \cdot 10}} = 542,84 \text{ Вт / м.}$$

3.5.6.3 Визначення теплових втрат в системі газовідводу на ділянці від двигуна до утилізаційного котла:

$$Q = \frac{(t_z - t_0) \cdot L_{\text{тр}}}{\frac{1}{\pi \cdot d_1 \cdot \alpha_1} + \frac{1}{2,73 \cdot \lambda_1} \cdot \lg \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2,73 \cdot \lambda_2} \cdot \lg \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\pi \cdot d_3 \cdot \alpha_2}},$$

де $L_{\text{пр}} = 10$ м — довжина ділянки газоходу від двигуна до утилізаційного котла (приймається із розташування обладнання у машинному відділенні);

$$q = \frac{(298 - 40) \cdot 10}{\frac{1}{3,14 \cdot 1,25 \cdot 20} + \frac{1}{2,73 \cdot 50} \cdot \lg \frac{1,266}{1,25} + \frac{1}{2,73 \cdot 0,04} \cdot \lg \frac{1,416}{1,266} + \frac{1}{3,14 \cdot 1,416 \cdot 10}} = 5428 \text{ Вт.}$$

3.5.6.4 Температура зовнішньої поверхні ізоляції:

$$t_{\text{в}} = t_{\text{з}} - q \cdot \left(\frac{1}{\pi \cdot d_1 \cdot \alpha_1} + \frac{1}{2,73 \cdot \lambda_1} \cdot \lg \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2,73 \cdot \lambda_2} \cdot \lg \frac{d_3}{d_2} \right);$$

$$t_{\text{в}} = 298 - 542,84 \cdot \left(\frac{1}{3,14 \cdot 1,25 \cdot 20} + \frac{1}{2,73 \cdot 50} \cdot \lg \frac{1,266}{1,25} + \frac{1}{2,73 \cdot 0,04} \cdot \lg \frac{1,416}{1,266} \right) = 49 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

3.5.7 Висновки з розділу

У даному розділі приведено опис головних систем СЕУ. Окремо розглянуто систему газовідводу, приведено основні елементи системи та вимоги Регістру. Проведено розрахунки площ перерізів газоходів головного двигуна, допоміжних дизель-генераторів та допоміжного парового котла. Також було визначено тепловий потік у газоході ГД та кількість теплових втрат від ГД до утилізаційного котла. Кожен газохід комплектується відповідно вимог Регістру та міжнародних конвенцій SOLAS, МКУБ та інших.

4 Розробка питань технічної експлуатації СЕУ та безпечного несення машинної вахти

4.1 Вимоги до технічної експлуатації дизелів з ГТН

4.1.1 Загальні вимоги

До технічної експлуатації дизелів з газотурбінним наддувом висувуються вимоги, обумовлені особливостями їх конструкції і умовами роботи. Ці вимоги передбачають перевірку щільності впускних і випускних колекторів, ретельне спостереження за роботою і станом турбокомпресора, перевірку його температурного режиму, вміння виявляти несправності в системі наддуву і своєчасно усувати їх. Повітрозабірний пристрій дизеля слід підтримувати в такому стані, щоб він забезпечував очищення повітря, що всмоктується турбокомпресором, а турбокомпресор повинен бути розвантажений від маси трубопроводів, що приєднуються до нього, щоб уникнути можливої деформації його корпусу і порушення встановлених в ньому монтажних зазорів (особливо в підшипниках ротора газотурбінного наддуву).

Турбокомпресори суднових дизелів працюють з великою частотою обертання роторів (10 000–40 000 об/хв). Цим обумовлені дуже високі вимоги до динамічної врівноваженості ротора, технічного стану його деталей і підшипників, в яких він обертається. Несвоєчасне усунення несправностей, що впливають на динамічну неврівноваженість ротора (її збільшення), нерідко призводить до аварій з виходом турбокомпресора з ладу. За названою причини періодичні ремонти турбокомпресорів в дуже великій мірі залежать від своєчасного і ретельного виконання технічного обслуговування в процесі експлуатації.

4.1.2 Експлуатаційні параметри ГТН

Порушення подачі повітря здатне вплинути на роботу дизеля в такий спосіб:

- відбувається зменшення заряду і витрати повітря і, як наслідок, недовикористання потужності або погіршення економічності;
- підвищення теплонапруги деталей циліндропоршневої групи і випускних клапанів;
- зниження ресурсу деталей;
- падіння тиску повітря і можливість закидання газів з циліндра в підпоршневий простір і повітряний ресивер;
- забруднення продувально-випускних трактів;
- закоксовування вікон в стінках циліндра.

В системі наддуву зазвичай контролюють такі показники: тиск і загальну температуру наддувочного повітря в ресивері, втрату тиску в відповідному трубопроводі компресора, втрату тиску в повітроохолоджувачі, температуру впускних газів перед турбіною і за турбіною, температуру води на вході в повітроохолоджувач і на виході з нього, температуру повітря за повітроохолоджувачем, частоту обертання турбокомпресора.

Багаторічний досвід експлуатації суднових дизелів з турбонаддувом свідчить про те, що в процесі їх роботи відбувається неминуче поступове погіршення технічного стану ТК і його характеристик. Основною причиною зміни характеристик ТК є занос (забруднення) проточних частин турбіни і компресора, що приводить до зниження їх ККД і зміни пропускної здатності, в результаті чого зменшується витрата повітря на дизель, підвищуються температура впускних газів і питома витрата палива.

Таким чином, в процесі експлуатації ступінь узгодженості характеристик дизеля і ТК, досягнута при розрахунку, проектуванні і доведенні, частково або повністю порушується.

Відкладення на лопатках турбіни умовно можна розділити на три основні типи: зольні сухі попільні відкладення товщиною 0,1 – 0,3 мм, що мають відносно високу шорсткість (перший тип); сажисті мазеподібні відкладення, що досягають товщини 3 мм (другий тип); тверді пористі відкладення, що утворюються внаслідок вигоряння відкладень другого типу або при роботі дизелів на високов'язких важких сортах палива (третій тип). Хімічний аналіз відкладень в турбіні, визначення їх адгезії свідчать про те, що найбільш легко видаляються відкладення першого типу: вони практично повністю змиваються при русі мийної рідини (води) по поверхні лопаток. Відкладення другого типу товщиною до 1 мм також досить добре видаляються водою, однак для цього необхідна ударна дія крапель. Таким чином, частота промивання турбіни повинна бути такою, щоб на лопатках турбіни не встигали утворюватися значні відкладення. Це виконується при періодичній промиванні через 80–200 год роботи, в залежності від характеру навантаження дизеля, сортів застосовуваного палива і т. п.

4.1.3 Вказівки по безроздільного очищення проточних частин ГТН в експлуатації

Ознакою забруднення турбокомпресорів є зниження частоти обертання, падіння тиску наддувочного повітря і підвищення температури впускних газів дизеля при тому ж навантаженні.

Для підтримки чистоти проточних частин турбокомпресора без розбору на ходу використовується промивання їх чистою водою, підігрітою до 55 – 70 °С, без присадок та мийчих речовин. Підведення води повинно бути рівномірним по периметру кола, а напрямок вприскування повинен співпадати з напрямом входу потоку на робоче колесо. Подача води на компресор здійснюється перед обертовим апаратом, на турбіну – перед захисною решіткою або сопловим апаратом.

Для отримання кращого розпилювання вода подається під тиском 0,5 МПа (5 кгс/см²).

Перед початком необхідно провести хімічну або механічну очистку проточних частин. Після цього промивку компресора слід проводити через 100 – 150 з. роботи, турбіни – через 250 – 300 з.

Промивання компресора виконується при роботі дизеля на номінальній (експлуатаційній) потужності. Після закінчення вприскування води дизель повинен пропрацювати не менше 1 з без навантаження для просушування повітряного тракту.

Проточна частина турбіни промивається при 25% від номінального навантаження. Після закінчення вприскування, підвищення навантаження дизеля до повного здійснюється поступово (не менше 10 хв.).

У процесі вприскування води обов'язково здійснюється дренаж мийних відходів з корпусних частин турбокомпресора.

Ефект водопромивання контролюється за параметрами роботи турбокомпресора. Якщо проточні частини промиті добре, тиск наддуву і частота обертання дизеля зростають, а температура відпрацьованих газів знижується. Крім того, з дренажної трубки до кінця вприскування повинна витікати чиста вода.

Якщо одноразове вприскування води не дало помітного ефекту, воно повторюється з інтервалом не менше 10 хв. Якщо триразове (поспіль) вприскування води не дало позитивного результату, то потрібно механічна або хімічна очистка з розбиранням турбокомпресора.

Періодичність промивки визначається досвідченим шляхом, так як забруднення турбокомпресора залежить від багатьох факторів. Слід зазначити, що при використанні легких сортів палива необхідність в промиванні турбінної частини компресора практично не виникає.

4.2 Загальні положення несення машинної вахти.

Термін «машинна» вахта означає особу, або групу осіб, складових вахту, або період відповідальності обличчя командного складу, коли її безпосередня присутність в машинному відділенні потрібна або не потрібна.

Вахтовий механік є представником старшого механіка, і його найважливішими обов'язками протягом всієї вахти є надійна ефективна робота і обслуговування механізмів що впливають на безпеку судна, і відповідальність по догляду за ними, а також огляд, експлуатація і перевірки, якщо це буде потрібно, всіх машин, механізмів і устаткування, за яких відповідає вахта. Вахтовий механік несе повну відповідальність за безпечну і економічну роботу суднової силової установки і механізмів. Склад вахти повинен завжди як в ручному, так в автоматичному режимі управління машинами і механізмами, бути достатнім для забезпечення безпечної роботи всіх машин і механізмів, що впливають на експлуатації судна, і відповідати переважаючим обставинам і умовам.

4.2.1 Несення машинної вахти

Вахтовий механік повинен забезпечувати встановлений порядок несення вахти і щоб під його керівництвом рядовий склад машинної вахти, якщо такий є, сприяв безпечній і ефективній роботі рульової машини і допоміжного устаткування.

Вахтовий механік продовжує нести відповідальність за роботу машинного відділення, не дивлячись на присутність в нім старшого механіка до тих пір, поки старший механік спеціально не повідомить його про перейняття відповідальності на себе, і це буде взаємно зрозуміло. Всі члени машинної вахти повинні знати свої обов'язки по несенню машинної вахти.

Крім того, кожен член вахти повинен знати відносно свого судна наступне:

- користування відповідними системами внутрішньосуднового зв'язку;
- дороги евакуації з машинних приміщень;
- системи аварійно-попереджувальної сигналізації, використовувані в машинному відділенні, і повинен уміти розрізняти їх сигнали, особливо звертаючи увагу на сигнал про подачу вогнегашущої речовини;
- кількість, розташування і типи протипожежного устаткування, необхідного для боротьби за живучість в машинних приміщеннях, а також їх використання і різні заходи обережності, які необхідно дотримуватись.

Будь-які машини і механізми, що працюють не належним чином або в яких передбачаються несправності, або що вимагають спеціального обслуговування, повинні дратися до уваги з врахуванням прийнятих заходів. У разі потреби, намічається план подальших дій.

В машинному відділенні, де необхідна постійна присутність вахти, вахтовий механік повинен бути у будь-який час готовий управляти руховою установкою, виконуючи розпорядження про зміну напрямку руху або швидкості. В тих випадках, коли машинне відділення знаходиться в періодично дезвахтовому обслуговуваному стані, вахтовий механік має бути готовий у будь-який момент придти в машинне відділення по виклику.

Всі розпорядження з містка повинні негайно виконуватися. Зміна напрямку руху або швидкості головної рухової установки повинні реєструватися, за винятком тих випадків, коли адміністрація судна вважає, що для судна певних розмірів або характеристик така реєстрація недоцільна.

Вахтовий механік повинен при управлінні у ручну під час маневрування або в положенні «приготуватися» забезпечувати наявність членів вахти в органі управління головною руховою установкою. Належну увагу слід приділяти технічному обслуговуванню і догляду за всіма машинами і механізмами, включаючи механічні, електричні, електронні, гідравлічні і пневматичні системи, прилади управління ними і пристрої їх захисту, системи побутового обслуговування і облік витрат запасів і запасних частин.

Старший механік повинен забезпечувати, щоб вахтовий механік мав всю інформацію по питаннях профілактичного обслуговування і ремонту, боротьби за живучість або ремонтних робіт, що підлягають виконанню під час вахти. Вахтовий механік несе відповідальність за відключення механізмами, включаючи механічні, електричні, електронні, гідравлічні і пневматичні системи, прилади управління ними і пристрої їх захисту, системи побутового обслуговування і облік витрат запасів і запасних частин. Старший механік повинен забезпечувати, щоб вахтовий механік мав всю інформацію по питаннях профілактичного обслуговування і ремонту, боротьби за живучість або ремонтних робіт, що підлягають виконанню під час вахти. Вахтовий механік несе відповідальність за відключення перемикачів і регулювання всіх машин і механізмів, що знаходяться у веденні вахти про всі роботи, що проводяться, мають бути зроблені відповідні записи. Коли машинне відділення приведене в стан готовності, вахтовий механік повинен забезпечити негайну готовність до дії всіх машин і механізмів і устаткування, які можуть потрібні для здійснення маневрів, і достатній резерв електроенергії для живлення рульового управління і інших споживачів.

Вахтові механіки не повинні виконувати обов'язки, що заважають обслуговувати головну рухову установку і допоміжне устаткування. Вони повинні забезпечувати постійне спостереження за працею головної рухової установки і допоміжного устаткування до моменту належної передачі вахти, а також забезпечувати періодичні інспекції машин і механізмів і відповідні обходи машинних приміщень і приміщень рульового приводу з метою спостереження за роботою і здобуття доповідей про ненормальності у роботі і поломках устаткування, а також для забезпечення звичайних регулювань, підтримка устаткування в належному стані і для інших необхідних цілей.

Не дивлячись на вимоги про негайне сповіщення старшого механіка в екстрених, випадках, вахтовий механік повинен без вагання, якщо цього вимагають обставини, негайно родити дії для забезпечення безпеки судна, його машин, механізмів і екіпажа.

Вахтовий механік дає вахтовому персоналу всі необхідні інструкції і інформацію, яка забезпечує несення безпечної вахти, Поточне технічне обслуговування механізмів, що виконується як окремі роботи при несенні безпечної вахти, включається в розпорядок несення вахти. Детальний ремонт, що включає ремонт електричного, механічного, гідравлічного, пневматичного або електронного устаткування, по всьому судну проводиться з відома вахтового механіка і, старшого механіка. Ці роботи документуються в машинному журналі.

4.2.2 Робота машинного відділення з безвахтовим обслуговуванням

На будь-якому судні класифікації "з безвахтовим обслуговуванням машини" максимальна робота в даному режимі повинна доводитися на якийсь час, коли судно знаходиться в морі. На будь-якому судні класифікації "з безвахтовим обслуговуванням машини" час присутності вахти повинен зводитися до 8 годин на добу. Жодне судно не повинне працювати в режимі безвахтового обслуговування машини в наступних обставинах:

- під час підготовки до відходу;
- під час маневрів;
- при підготовці до маневрів;
- в морі або на якорі, коли капітан або старший механік вимагають присутності вахти із-за несприятливої погоди, великого руху судів і т.д.;
- коли електрогенератори або парогенератори працюють під великим і змінним навантаженням із-за погрузо-розвантажувальних робіт;
- коли портові власті забороняють роботу машинного відділення в режимі безвахтового обслуговування;
- при пожежі, загальній тривозі або при несправності систем по забезпеченню безпеки;
- якщо яке-небудь резервне устаткування, необхідне для забезпечення роботи пропульсивного комплексу не працює;
- якщо не працює основна система управління і зв'язку;
- якщо пульт управління на містку виїшов зі строю;
- якщо не виконані всі спеціальні вказівки старшого механіка по роботі в режимі безвахтового обслуговування.

Встановлений порядок зв'язку особливо вимагає, щоб вахтовий механік негайно оповіщав вахтового помічника на містку перед приходом в машинне відділення, коли воно в

режимі безвахтенного обслуговування і підтримував зв'язок з інтервалами в 20 хвилин, знаходячись в машині і доповів при остаточному виході з машини.

Два детальні записи параметрів механізмів машинного відділення робляться у вахтовому журналі за 8 годинну вахту, і один запис при роботі машинного відділення в режимі безвахтового обслуговування. Старший механік повинен видавати регулярні інструкції з врахуванням специфіки судна, деталізуючи експлуатацію механізмів і час безвахтового обслуговування. Слід поклопотатися, щоб доступ в машинне відділення при безвахтовому обслуговуванні в неробочий час був дозволений лише вахтовому механікові, а будь-яким іншим особам лише з дозволу старшого механіка.

4.3 Боротьба з тероризмом і піратством

4.3.1 Міжнародно-правові проблеми захисту від піратства на морі

Ось уже кілька десятиків років, як боротьба з тероризмом є однією із серйозних і поки, на жаль, недозволених 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 кількарізкові замаху, що закінчувалися убивствами імператора Росії Олександра II, шефа жандармів графа Трепова і ін.

Історія XX століття яскравіє терористичними актами проти Столипіна (1906 р.), кронпринца Австро-Угорщини (1914 р.), Ульянова (1919 р.), Троцького (1940 р.), короля Югославії (1938 р.), близько 60 замахами на президента Франції Шарля де Голя, убивством президента США Джона Кеннеді (1963 р.), організацією терористичного акту з метою убивства 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 убивством Ганди 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 убито більш 60 перших осід держав. Усі вбивства 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 покінути 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. 3-поміж останніх документів можна назвати Міжнародну Конвенцію про боротьбу з бомбовим 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 діями, 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 морі" 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 стовідсотково 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 десяти 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 Народною документах відзначалося, що в терористичних актах на морі чітко проглядаються політичні мотиви й 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 дій 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 мореплаванию.

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.

4.3.2 Технічні заходи боротьби з тероризмом і піратством

Найпростішим способом запобігання нападу на судно є посилення заходів пильності і обережності, демонстрації яких при спостереженні за судном-об'єктом нападу буде досить, щоб охолодити бойовничий запал піратів і змусити їх задуматися про доцільність нальоту. Для цього необхідно при вході в небезпечний район ввести в дію заздалегідь розроблене і затверджене положення з чітко розписаними діями екіпажу по:

- виявленню та ідентифікації на максимальному видаленні від судна підозрілих осіб, плавзасобів з подальшим візуальним супроводом таких, використання засобів освітлення та оповіщення, як то: сигнальних ракет, звукових сигналів, даючи тим самим зрозуміти очевидність факту виявлення і прийняття необхідних превентивних заходів, готовності судна до оборони;
- перешкоджання наближенню плавзасобів піратів і проникненню абордажної команди на борт судна;
- в разі, коли висадка на борт судна все ж відбулася, мінімізації можливості викрадення чогось з судна шляхом позбавлення доступу до суднових складів і особистих речей екіпажу;
- вжиття заходів до особистої безпеки членів екіпажу і пасажирів.

За значущістю самої пріоритетною повинна бути остання задача, що одночасно наділяє капітана правами і відповідальністю при оцінці ступеня реального ризику застосування крайніх заходів щодо нальотчиків, виходячи, як зі ступеня їх небезпеки, так і можливих наслідків застосування зброї. В цілому, не рекомендується озброєння членів екіпажу вогнепальною зброєю, це може викликати негативну реакцію, образи влади і населення портів заходу з урахуванням національних традицій країни. Наявність зброї на борту може бути допущено тільки з дозволу Адміністрації прапора. Крім того, на його наявність має бути офіційний дозвіл влади – як прапора судна, так і порту заходу. Пам'ятайте, що застосування зброї екіпажем для захисту слід уникати, так як це може викликати непотрібні жертви. Навіть скептики в оцінці ефективності застосування сигнальних ракет і води, інших "мирних" засобів, визнають, що наказ на підготовку їх "до бою" подіє на команду підбадьорливо з одного боку, а з іншого – послужить хорошим попередженням нападаючим і змусить їх задуматися про свої шанси при вигляді рішучості, готовності екіпажу до бою – як правило, пірати вважають за краще легку здобич.

На сьогоднішній день вже є широкий вибір в пропонованих як приватними, так і іншими охоронними фірмами засобів виявлення, відлякування зрадників, серед яких можливо і доступно придбання приладів нічного бачення з інфрачервоними променями та оповіщення, ємностей з розпиленням сльозогінного газу, колючого дроту з сигналізацією. Все це надасть дієву допомогу морякам в забезпеченні охорони та оборони судів в піратоопасних районах Світового Океану.

IMO в окремих випадках допускає використання для охорони суден озброєної охорони або озброєння екіпажу вогнепальною зброєю, але з низкою застережень і обмежень, а саме:

- озброєна охорона на борту судна може використовуватися для його охорони з дозволу судновласника (компанії) тільки при знаходженні судна в небезпечному районі і тільки за згодою держави прапора цього судна. Якщо при цьому судно перебуває в територіальних водах будь-якої держави, то для знаходження на його борту збройної охорони повинно бути отримано дозвіл і від цієї держави (винятком в цьому випадку може бути знаходження судна в територіальних водах Сомалі) – (циркуляр IMO MSC.1 / Circ.1334);

- озброєння екіпажів вогнепальною зброєю не забороняється, але категорично не вітається (циркуляр IMO MSC.1 / Circ.1334). На основі вищесказаного судновласникам (компаніям) і капітанам має бути ясно хоча б в загальних рисах, які можливості по використанню військової сили або озброєної охорони вони можуть скористатися для забезпечення безпеки судна.

На сучасних судах все частіше використовується відеоспостереження, як засіб запобігання нападу піратів. Крім того, що сучасні HD відеокамери встановлюються з метою контролю робочого процесу на судні, вони також допомагають виявити потенційних загарбників на досить великих відстанях від судна.

До звичайних застережних заходів відносять:

1. Посилення пильності.

Більшість нападів можна уникнути демонстрацією нападаючим того, що їхні плани розкриті, фактор раптовості втрачено, і судно готове до відбиття нападу. Пірати повинні бачити заходи, що здійснюються для підготовки до "бою". Патрулювання судна повинно здійснюватися в довільному порядку, щоб позбавити, нападників можливості встановити систему та періодичність чергування маршрутів обходу і змін вахт пильності.

2. Організація цілодобового візуального спостереження і вахт пильності.

Ці заходи включають в себе і забезпечення постійної роботи радарної станції з коротким радіусом дії для виявлення та ідентифікації плаваючих предметів. При цьому необхідно пам'ятати, що використовуються піратами шаланди і невеликі човни, які важколовимі і часом невідображаються на екранах радарів, а постійне візуальне спостереження з містка, надбудов має компенсувати недоліки, похибки технічних засобів спостереження.

3. Посилення нічних вахт, організація спостереження вночі.

Особлива увага приділяється кормі і простору за кормою в години між 01.00 – 06.00, тоді ж організовується безперервне патрулювання судна з стійким зв'язком з містком допомогою мобільних засобів зв'язку. Для контролю і координації дії розрахунків радарів, патрулів доцільно призначення додаткового вахтового офіцера.

4. Задрювання люків і ходів сполучення.

Люки, двері в приміщення і т.п. повинні бути замкнені, ключи закриті, але з урахуванням ситуації, коли аварійний вихід знадобиться для самого екіпажу щоб потрапити в укриття або в разі пожежі, аварії і т.п. Тоді, всі запобіжні заходи повинні робитися не на шкоду вимогам безпеки мореплавання. Каюти екіпажу і люмінатори повинні бути постійно задрюєно, гранично важливо блокування проходів до житлових приміщень судна.

5. Стійкий радіозв'язок.

Стійкий радіозв'язок повинен підтримуватися з розташованими поблизу судами береговою владою. Радіостанція повинна розміщуватися не в каюті капітана і не в радіорудці, як першочергових об'єктів нападу.

6. Освітлення.

Для спостереження за дном, ютом, прилеглими ділянками акваторії, виявлення і засліплення нальотчиків в темну пору, на крилах містка встановлюються прожектори, а чергові сили забезпечуються ліхтарями. Слід пам'ятати, про те, що при цьому не повинна страждати безпека мореплавання і вогні яскравістю не повинні перевищувати навігаційні або зливатися з ними.

7. Використання шлангів та іншого обладнання.

Вищезазначене обладнання повинно міститися в повній готовності до швидкого використання з постійною подачею води в шлангу і до мийної помпи, в готовності поливу зони можливого нападу на юті.

8. Профілактика розкрадань.

З палуби необхідно придбати всі частини обладнання і розмістити в надійному місці. Контейнери опечатати і поставити щільно, дверима до дверей; щоб уникнути розкрадання вмісту, задерти всі переходи до сховищ і вантажним приміщенням, але не на шкоду плану евакуації.

9. Обладнання безпечних приміщень.

При проникненні на судно великої групи піратів виникає необхідність тимчасового укриття. Роль притулку в залежності від конструкції судна, планування приміщень, блокування ходів між ними, може зіграти блок, частина блоку будь-яких приміщень. Основні критерії – ізольованість і можливість швидкого відкриття, розміщення екіпажу, закриття, а в разі пожежі, затоплення – швидкої евакуації.

10. Доведення до екіпажу плану забезпечення безпеки.

Екіпаж повинен бути ознайомлений з планом заходів і порядком взаємодії. Попередньо, з екіпажем повинні бути відпрацьовані дії за сигналами тривоги.

Висновок з розділу

На судні – вибух балонів зі стисненим повітрям еквівалентний вибуху 4,1 кг тротилу. Наслідки такого фізичного процесу достатньо суттєві. При вибуху на судні може бути ушкоджений як його корпус, так і технічне устаткування, що може призвести до виходу судна з ладу, і як наслідок, економічним витратам, чи його загибелі. Крім того, існує небезпека загибелі і травмування людей.

Сучасне технічне обслуговування, дотримання правил техніки безпеки і правильна експлуатація обладнання, конструктивні особливості, що припускають автоматичний контроль режимів роботи агрегатів і захист при аварійній ситуації, зменшують імовірність виникнення надзвичайної ситуації на судні.

Також розглянуто обов'язкові мінімальні вимоги по ознайомленню, початковій підготовці по питанням безпеки і інструктажу для усіх моряків. Значну увагу приділено технічним заходам по боротьбі з тероризмом і піратством. Розроблено питання правового обґрунтування озброєння екіпажу або знаходження на борту озброєної охорони. Приведені найпростіші дії, що можуть попередити захоплення судна і марні людські жертви.

В даному розділі розроблені питання з технічної експлуатації дизелів з газотурбінним наддувом. Були розглянуті основні вимоги, що висувуються до експлуатації ГТН, приділено увагу контролю робочих параметрів турбокомпресора та підтримки їх на заданому рівні. Розроблені заходи по очищенню турбінної частини ГТН від смолистих відкладень.

Також було розроблено питання організації вахтового обслуговування.

Усі заходи розроблені з урахуванням вимог Регістру та міжнародних конвенцій SOLAS, МКУБ та інших.

5 Аналіз суднового електрообладнання, електронної апаратури та систем керування, діагностування і контролю СЕУ

5.1 Загальні положення

Самохідні судна і плавучі спорудження зі знаком автоматизації AUT1 у символі класу повинні бути устатковані системами автоматизації механічної установки у відповідності з вимогами цього розділу і у об'ємі, який забезпечує їхню маневреність і безпеку при всіх умовах експлуатації без постійної присутності персоналу, який обслуговує персонал у машинних приміщеннях і центральному посту управління.

Повинна бути передбаченою система АПС, у якій об'єднані усі параметри, які контролюються і робочі стані, вказані у цьому розділі.

У відношенні забезпечення протипожежної безпеки повинні бути виконанні вимоги „Протипожежний захист”.

Усе устаткування, встановлене у машинному приміщенні, повинно бути здатним працювати при відсутності постійної вахти у машинному приміщенні і ЦПУ. По узгодженню з Регістром допускається виконання окремих операцій (поповнення цистерн, очищення фільтрів і т.п.) вручну, якщо вони виконуються з періодичністю не частіше одного разу у 24 год.

5.1.1 Автоматизовані головні механізми і рушії

Повинна бути передбачена система дистанційного автоматизованого управління (ДАУ), за допомогою якої можна робити пуск, зупинку, а також управління частотою обертання головних механізмів, величиною і напрямком упору рушіїв у всіх припустимих режимах роботи.

Система дистанційного автоматизованого управління повинна забезпечувати наступне:

1. граничні числа невдалих автоматичних спроб пуску, щоб після останньої невдалої спроби запасу пускового повітря, або ємності пускових акумуляторних батарей було достатньо для виконання вручну половини числа пусків.

2. виконання останньої заданої команди незалежно від порядку і швидкості завадання;

3. можливість установки величини і напрямку упору одним органом управління;

4. автоматичне походження зон критичної частоти обертання незалежно від заданого режиму роботи;

5. запобігання перевантаження головних механізмів у нормальних експлуатаційних режимах;

6. незалежність системи дистанційного автоматизованого управління і машинного телеграфу один від одного (допускається використовувати один і той же орган управління);

7. сигналізацію про втрату живлення і несправностях у системі;

8. виключення неприпустимих режимів роботи головних двигунів і рушіїв (мимовільне підвищення частоти обертання, пуск і реверс) при виході зі строю ДАУ;

9. виконання аварійних маневрів за можливо короткий час, при цьому можуть бути зняті відповідні обмеження і захисту.

При наявності декількох постів управління ЦПУ повинен бути домінуючим по відношенню до посту управління на ходовому містку. Таким же повинен бути місцевий пост управління головних механізмів по відношенню до ЦПУ.

Переведення управління з одного поста на інший повинен бути можливим тільки з домінуючого посту, незалежно від того, чи в узгодженому, або неузгодженому положенні знаходяться органи управління на постах, які переключають.

Переведення управління повинне супроводжуватись подачею звукового і світлового сигналу на усіх постах управління. На постах повинні бути передбачена світлова індикація, яка вказує, з якого посту здійснюється управління.

Можливість одночасного управління з різних постів повинна бути виключена. Допускається пристосування взаємопов'язаних органів управління на одному посту (наприклад, на крилах і у приміщенні ходового містка).

На усіх постах управління, включаючи відключення, повинні бути передбачена індикація, яка не відключається, заданим машинним телеграфом команд.

Устрій для екстреної зупинки головних механізмів, повинен бути незалежним від системи дистанційного автоматизованого управління, систем аварійно — попереджувальної сигналізації, а також від суднової мережі, якщо для роботи цього 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 Резістром.

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.

1. При наявності роздільних систем мастильного масла.
2. Для двигунів потужністю більше 2250 кВт з діаметром циліндра більше 300 мм.
3. При наявності декількох систем мастильного масла (для розподільного валу, клапанних коромисел і т.п.) індивідуальний сигнал АПС повинен бути передбачений для кожної системи.
4. Зниження навантаження не потрібно, якщо охолоджуючою рідиною є циркуляційне масло.

5. При неможливості, через конструкції двигуна, здійснення контролю потоку рідини, яка охолоджує поршні, допускається прийняття альтернативних мір контролю теплового стану поршнів.

6. При наявності загального для всіх циліндрових втулок охолоджувача без індивідуальних запірних клапанів.

7. При використанні охолоджуючої води у теплообмінних апаратах палива і мастильного масла.

8. 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. 7.1) підлягає спеціальному розгляданню Регістром.

Параметри автоматизованих компресорних установок, які контролюються, місця заміру, граничні значення параметрів і види автоматичного захисту і індикації параметрів.

Таблиця 7.1 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. 7.2.

Таблиця 7.2 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.			
1.		При дистанційному управлінні.	
2.		Сигналізація виводиться у рульову рубку.	

5.1.5 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.

5.1.6 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.

5.1.7 Устрої в машинних приміщеннях

У місцевого посту 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 Резістром, центральний пост управління може бути розташований не в машинному приміщенні, і склад його устаткування, може бути змінений.

Якщо є закритий центральний пост управління, у ньому повинне бути передбачений устрій виклику персоналу з машинних приміщень.

В центральному посту управління повинні бути передбачені окремі сигнали:

„Вода в машинному приміщенні”;

„Пожежа у машинному приміщенні”, а також окремий сигнал „Граничний рівень концентрації газу у машинному приміщенні”, якщо судно устатковане двопаливними (газ — рідке паливо) головними і/або допоміжними двигунами.

5.1.8 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 несправності 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 боку 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.

Перспективно електронне управління уприскуванням, при якому регулювання піддаються момент початку впорскування, середній тиск уприскування і зміна тиску в процесі уприскування. Так як величина Ne пропорційна добутку частоти обертання, тривалості уприскування і тиску палива, то введення цих величин в програму роботи електронного регулятора дозволяє оптимізувати по де будь-який режим дизеля.

При електронному управлінні можна обійтися однією форсункою з тим же перетином каналів розпилювача форсунки при різних навантаженнях дизеля для отримання мінімумів q_e поді 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 акумуляторній паливній системі фірм MAN і «BOSH» (рис. 7.1) з електронним управлінням.

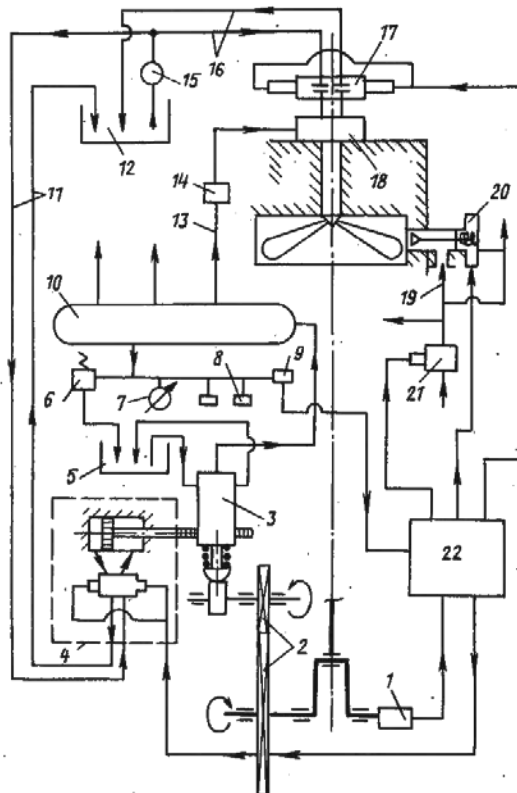


Рисунок 7.1 Принципова схема акумуляторної паливної системи з електронним управлінням

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.

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).

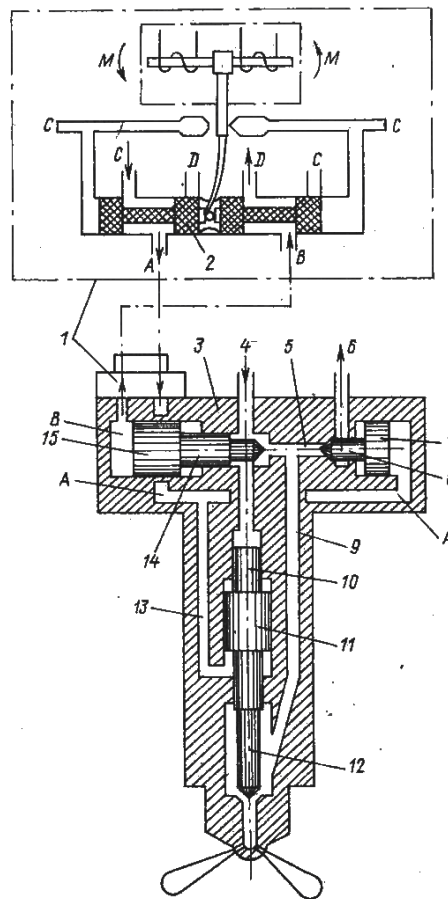


Рисунок 7.2. Дозуючий пристрій акумуляторної системи з електронним управлінням:

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 – паливopідводящий канал; 10, 11 – диференціальні поршні голки; 12 – голка форсунки; 13 – паливний канал; 14, 15 – диференціальні клапани; А, В, С – перепускні масляні канали.

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.

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 комплектує устаткування автоматизації.

Організація, порядок, умови і підготовка до проведення випробувань повинні відповідати ДСТУ 5.0347-81 „Випробуванню здавально — приймальних суден цивільного призначення. Порядок проведення і основні положення”.

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;
2. Технічний опис і інструкція експлуатації дизеля 6RT-flex58T-D;
3. Система підігріву рідин. Опис і інструкція обслуговування;
4. Система стиснутого повітря. Опис і інструкція обслуговування;
5. Система паливна. Опис і інструкція обслуговування;
6. Система масляна. Опис і інструкція з обслуговування;

7. Система охолодження. Опис і інструкція обслуговування;
8. Система масляна. Трубопровід змащення і охолодження підшипників дейдвудного пристрою. Опис і інструкція;
9. Валопоротний пристрій. Опис і інструкція;
10. Валопровід. Формуляр;
11. Електропривод суднових механізмів і пристроїв. Опис і інструкція з обслуговування;
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. 10.1)

Таблиця 10.1 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
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 В	ТУ-25-04-019-66
Годинник	1		
Секундомір	1		ДСТ5072-72
Термоданя 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	1	0...10 клас точності 0,4	ТУ25-07-996-71
Індикатор „Маїзак типу 50”	1		

Найменування	Кількість	Межі шкал і клас точності	ТУ, або ДСТ
Планіметр	1		

5.2.4 Шварттовні випробування

Шварттовні 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 приїом води головними стояночними насосами і подачу її в систему охолодження головного дизеля, дизель — генераторів (ДГ), впарної установки і інших механізмів згідно схемам проектної документації, а також прозрів 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 почергово кожним компресором пусковим балонів, 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 блокуючих устроїв, 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 устрої повільного прокручування дизеля за допомогою повітря і відключенню світової сигналізації на мнемосхемі і панелях, сигналізації на центральному посту управління (ЦПУ) і в рульовій рубці при прокручуванні дизеля на декілька обертів. Після цього повністю відкривають запірний клапан пускового повітря і контролюють відключення устроїв. 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 повільному переводі пуско — регулювальної рукоятки через ділянку, відповідно цієї частоті обертання. І, нарешті, контролюють відкриття і закриття головного пускового клапана по звуковому сигналу системи ДАУ установкою пускорегульованої рукоятки в положення „Відбій” , або „Перехідний хід”.

Рекомендуються пуски реверсивної дизельної установки на передній і задній хід проводити з рульової рубки 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 устрою, 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-посилувач 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 задання 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 питания в результаті обриву кабелю (обрив імітують відєднанням однієї жили від клеми у шафі дистанційного управління на ЦПУ). перевіряють функціонування системи ДАУ при переході на аварійне живлення (одночасно з випробуванням блоку живлення).

Устрій повторного запуску дизеля перевіряють по спрацьовуванню звукової сигналізації при включенні паливного насоса і установці пускорегулюючої рукоятки у рульовій рубці 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 послідовних пусків — реверсів з різних постів управління без поповнення пускових балонів повітрям повинно бути не менше 12 для реверсивних і не менше 6 для нереверсивних дизелів невеликої потужності, а число пусків без підзарядки від акумуляторних батарей — не менше 12 для головних дизелів і не менше 6 для дизелів, працюючих на генератор.

Режимні випробування передбачають перевірку навантаження головних дизелів. При роботі на ГФК воно повинне змінюватись по швартовній характеристиці $M_{кр} = f(n_s)$, при роботі на ГРК — по гвинтовій 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. 10.2. 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 — повний 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 дизелів — 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 маніпуляцій 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 10.2 Режими випробувань

Характеристика режиму	Головні ДВЗ, взяті окремо, які працюють на гребні звинти. 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 від розрахункової	0,5	0,5	–	–

Мінімально стійка частота обертання	0,25	0,25	-	-
Задній хід при 70% розрахункової частоти обертання	0,25	0,25	0,25	-
100% розрахункової потужності на гребних валах	-	-	4	4
100% довготривалої 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, схваленої 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 результатах 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 подібних при знаків ненормальної роботи; задоволеної роботою систем, приладів і устроїв, які обслуговують валопровід у відповідності з інструкцією по експлуатації цих систем, приладів і устроїв, а також результатами вимірювань крутильних коливань.

Необхідність ревізії вузлів і деталей валопроводу, дейдвудного 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, температури, 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.

Обертний момент на гребному валі обчислюють, вимірюючи деформацію вала торсіометром, або вбудованим у дизель – вимірником обертового моменту. У першому випадку повинні бути попередньо відтаровано на стенді підприємства – виготовлювача для

визначення співвідношення між кутами скручування двох заздалегідь установлених перетинів вала з додатком до нього заданого крутного моменту.

Крутний момент, Н/м:

$$M_{кр} = \pi E_c J_p \varphi_{ск}$$

де E_c — модуль зрушення, Па;

J_p — полярний момент інерції вала, м⁴;

$\varphi_{ск}$ — 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 непрямым 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. 10.3.

Таблиця 10.3 Величина контрольованих параметрів і їх граничні значення

№	Символ	f – злив t– температура °C p – тиск – МПа sp – швидкість, обд/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	

№	Символ	f – злив t– температура °C p – тиск – МПа sp – швидкість, обд/хв i – рівень v – в'язкість	Норм. значення	Граничне максимальне	Граничне мінімальне	Зниження	Зупинка
7	T	Потік масла з охолодження поршнів		Нема потоку		Нема Потоку	
8	T	Вихід масла з турбонагнітача	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
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 розпад. валу	45–50	70		60	
22	I	Масло у лубрикаторі			low	No lvl	
23	P	Масло у турбонагнітач	0,15–0,22		0,12		0,08
24	T	Масло від турбонагнітача	70–90	95		55	
25	T	Охолоджувальна вода у охолоджувач повітря	>10–32	40			
26	T	Охолоджувальна вода у охолоджувач масла	>10–32		10		

№	Символ	f – злив t – температура °C p – тиск – МПа sp – швидкість, об/хв i – рівень v – в'язкість	Норм. значення	Граничне максимальне	Граничне мінімальне	Зниження	Зупинка
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		
36	t	Продукт 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 газу перед турбіною	380–430				
40	t	Вихлопні газу після вихлопного клапана	320–390	430		450	
41	t	Різниця для вихлопних газів		+50	-50	± 60	
42	t	Вихлопні газу 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				

№	Символ	f – злив t – температура °C p – тиск – МПа sp – швидкість, од/хв i – рівень v – в'язкість	Норм. значення	Граничне максимальне	Граничне мінімальне	Зниження	Зупинка
46		Вібрація турбонагнітача		Висока			

5.2.8 Місце і тривалість ходових випробувань

При виході судна на ходові випробування — складається програма випробувань, зміст якої наступний:

- проходження девіації;
- прийняття баласту з урахуванням досягнення специфікаційної осадки у вантажі;
- 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 одертів, блоку захисту і команд блокування;
- ходовий режим при управлінні двигуном з навігаційної рубки на протязі 16 годин з перевіркою опріснювальної установки;
- стоянковий 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.

5.2.10 Висновок з 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.

6 Технологічна розробка елементів СЕУ

6.1. Технічне обслуговування та ремонт кришки циліндра

Кришка циліндра

Загальні відомості. Кришки циліндрів зроблені зі сталі. На двигунах типу Wartsila для поліпшення умов роботи кришки циліндрів в місцях впуску палива проварені матеріалом, що мають високою теплостійкістю. Кришка має центральне свердління для випускного клапана, який приєднується чотирма болтами і гайками. Крім того кришка має свердління для паливних клапанів, пускового клапана, впускного каналу пускового повітря, індикаторного клапана і PMI-ріск-ур. Охолоджуюча рубашка розташовується на нижній частині кришки циліндра, там де формується простір охолодження водою. Інші простори водяного охолодження утворюються навколо сидла випускного клапана, коли клапан встановлюється. Ці два простори з'єднані великою кількістю отворів в кришці. Вода надходить з зарубашечного простору охолодження, що оточує циліндричну втулку, і проходить через з'єднання в зарубашечний простір кришки циліндра і далі через охолоджуючі отвори в простір навколо сидла випускного клапана. Звідси вода випускається в головну випускную трубу водяного охолодження.

На деяких типах двигуна певну кількість води поступає безпосередньо від циліндричної кришки до корпусу вихлопного клапана через з'єднання. Герметичність між кришкою циліндра і втулкою досягається застосуванням кільця ущільнювача з м'якої сталі.

Демонтаж кришки циліндра

Демонтаж кришки, здійснюють в наступному порядку:

На головному пусковому клапані блокуючий пристрій *A* встановити в положення *BLOCKED*, під'єднати поворотний пристрій *B*, закрити паливний впускний клапан *C* і вхідний клапан охолоджуючої води *D*. Потім закрити випускний клапан охолоджуючої води *E* і відкрити обидва дренажних клапана охолоджуючої води *F* і *G*. Перекрити подачу повітря для пружини пневматичного випускного клапана і провентилувати систему;

Приєднати до виміральної точки прилад виміру тиску і перевірити тиск. Закрити вхідний, і відкрити вихідний клапан на блоці гідравліки і переконатися у відсутності тиску в системі;

Закрити клапан подачі гідравліки на вихлопному клапані;

Зняти вихідну трубку охолоджуючої води від вихлопного клапана і віддати болти, якими кріпиться випускна труба охолоджуючої води до кришки циліндра. Від'єднати паливні труби високого тиску, трубку керуючого повітря від пускового клапана і трубу пускового повітря;

Від'єднати трубу гідравліки високого тиску до вихлопного клапана. Зняти трубку подачі масла на гідравлічний демпфер вихлопного клапана.

Від'єднати дренажну масляну трубку між вихлопним клапаном і гідравлічним актуатором і повітряну трубу пневматичної пружини вихлопного клапана. Від'єднати штекер електричного з'єднання датчика положень шпинделя вихлопного клапана

Зняти захисну рубашку, що охоплює ізоляцію проміжної трубки або компенсатора. Зняти ізоляцію, віддати болти у фланці між компенсатором і відведенням вихлопних газів і дати компенсатору стиснутися. Приєднати підйомник і підвісити компенсатор краном машинного

відділення. Віддати і зняти долти в обох, самому верхньому і самому нижньому, фланцях. Просунути компенсатор вперед і відокремити вихлопний клапан і компенсатор вихлопу. Підняти і прибрати компенсатор.

Видалити захисними ковпачками заїок кришки циліндра. Розмістити затяжні інструменти кришки циліндра над кришкою циліндра, розслабити фіксатор і накинути гідравлічні домкрати (*джеки*) поверх заїок. Якщо кришка циліндрів не буде ремонтуватися, то її затяжний інструмент можна залишити розміщеним на кришці циліндра до її зняття з двигуна. Якщо циліндрична кришка повинна ремонтуватися, то необхідно зняти затяжні інструменти з кришки.

Встановити підтримуючий пристрій на самій верхній платформі в призначені отвори. Зачепіть гак крана машинного відділення на пристрій зверху вихлопного клапана. Підняти повністю кришку циліндра і розмістити її на підтримуючий пристрій. Якщо циліндрична кришка буде ремонтуватися, то рекомендується встановити її на збиті дерев'яні рейки. Зняти і відбракувати кільце ущільнювача між кришкою і втулкою циліндра.

Ремонт з передиранням кришки циліндра

Ремонт містить наступні операції:

Демонтувати всі клапана і трубки кришки циліндрів і віддати всі долти;

Віддати чотири долта, які кріплять сорочку охолодження до кришки циліндра. Підняти кришку циліндра вільно від рубашки охолодження і встановити на збиті рейки. Якщо сорочка охолодження прилипла;

Видалити і відбракувати О-кільця з кришки і ретельно очистити сорочку охолодження і циліндричну кришку. Забезпечити кришку новими О-кільцями, добре змастивши їх вазеліном;

Підняти кришку циліндра і, використовуючи направляючий елемент, привести рубашку/кришку в потрібне положення. Вставити і обжати долти рубашки охолодження.

Відновити отвори клапанів наступним чином:

Отвір паливного клапана. Інструмент складається із звичайного шпинделя з рукояткою і спрямовуючої, карбонового каттера, каттера поверхні сидла і шліфувальної оправки. Відшліфувати сидло шліфувальною оправкою із використанням шліфувального компаунда (*Carbo-rundum №200*). Після шліфування ретельно очистити отвір і переконатися, що посадочне місце не пошкоджене;

Отвір вихлопного клапана. Інструмент складається з шпинделя з рукояткою і шліфувального диска. Очистити і полірувати посадочне місце шліфувальним диском з використанням пасти №200. Після шліфування ретельно очистити отвір і переконатися, що посадочне місце не пошкоджене;

Отвір пускового клапана. Інструмент складається з направляючої, каттера і шліфувального диска. Відновлення проводиться, як описано вище. Якщо проводиться заміна клапанів на кришці циліндрів, яка встановлюється на двигун, то відновлення отворів і посадкових місць проводиться, як описано вище, але без демонтажу шпильок;

Прочистити отвори запобіжного клапана або індикаторного крана;

Змастити різьби «*Never Seize*» або молібденовим дисульфідом MoS_2 і вставити шпильки клапанів. Затягнути шпильки відповідно до заданого моментом затяжки;

Заповнити перматексом канавки між шпильками клапана і отворами шпильок клапана для запобігання надходження води або масла під час роботи двигуна. Поставити нове

ущільнення водного фланцевого з'єднання і тримати кришку циліндра в готовності для заміни. Встановлювати завжди нові або відремонтовані клапана перед тим, як монтувати кришку на двигун. При перевірці/чищенні зовнішніх або внутрішніх поверхонь кришки циліндра необхідно користуватися спеціальним супортом.

6.2 Розробка технологічного процесу монтажу шатуна МОД

6.2.1 Технологічний процес монтажу

Підготовчі роботи

1. Підключіть талі в точки А,В,С,Е, рис. 8.1, на стороні картера: А – друга зверху скоба на стороні вихлопу; В – середня скоба на стороні колінчастого валу; нижня скоба на стороні вихлопу; Про – сама верхня скоба на стороні колінчастого валу.
2. Видаліть плити на верхній і середній платформах. опустіть гак крана машинного відділення з можливістю досягнення найнижчої платформи.
3. Поверніть кривошип в ВМТ. Демонтувати кришку підшипника пальця кривошипа і приберіть її з двигуна
4. Підвісьте шток поршня до верху картера, або приберіть його з двигуна.
5. Демонтувати кришку підшипника крейцкопфа.
6. Використовуючи шпільковерти, зніміть шпильки з шатуна.
7. Повертайте вгору крейцкопф до тих пір, поки підставу штока поршня не стане на крейцкопф. сні міте ланцюга з підстави штока поршня. Закрутити гайки штока поршня на шпильки крейцкопфа. встановити підйомні пристосування для фіксації шатуна на головку шатуна.
8. Повернути крейцкопф в ВМТ.

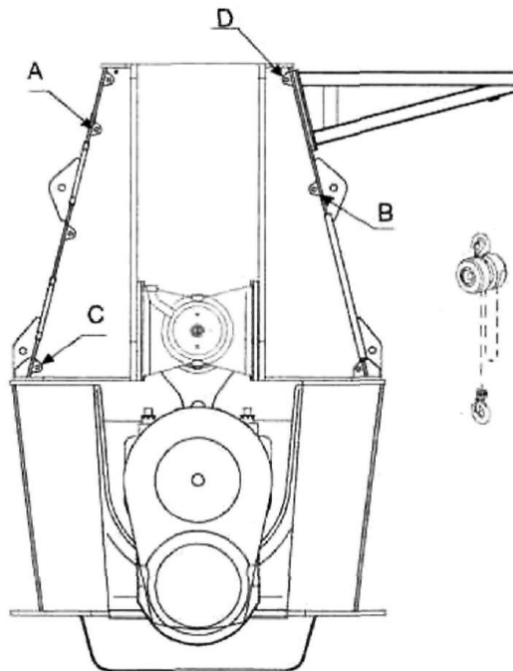


Рисунок 8.1 Розташування кріпінних гаків до монтажу

Зацепити дві талі від точок А і В до підйомним пристосуванням на головці шатуна. Надіти талі. Змонтувати на нижньому кінці шатуна пристосування для підйому з боку вихлопу. Встановити чотири опори для напрямних башмаків на направляючих крейцкопфа. Обережно повертати кривошип вниз до НМТ, керуючи талями, підтримувати шатун. Провертати кривошип до тих пір, поки напрямні башмаки не досягнуть опор. Відрегулювати опорні кронштейни так, щоб рівномірно розподілити вагу крейцкопфа на чотирьох опорах.

9. Повернути кривошип приблизно на 90° до ВМТ. Зачепити талі 3 за підйомне пристосування на нижньому кінці шатуна. Приєднати провідний трос до верху дверного отвору.

10. Зачепити талі D за підйомне пристосування, встановлене на верхньому кінці шатуна з боку вихлопу. Надіти талі. Придбати талі В, і видалити підйомне пристосування з боку клонували головки шатуна.

11. Переставити талі А з головки шатуна на підйомне пристосування підстави шатуна. Обережно повертати кривошип взору і, керуючи талями А, С і D, вивести головку шатуна до дверного отвору.

12. Використовуючи підвіску і трос, з ацепити машинним краном за підйомне пристосування на головці шатуна. Придбати талі С. Переставити талі D з головки на підставу шатуна. Провертати двигун і керуючи краном і талями А і D, кривошип встановити прямо у дверного отвору.

13. Придбати талі А. Вик ользую талі D, обережно, щоб не пошкодити шийку, звільнити нижній кінець шатуна від шийки підшипника і в той же час направляючи кривошип до сторони вихлопу двигуна.

14. Використовуючи кран машинного відділення, підняти з двигуна шатун.

Проведення монтажу шатуна

1. Обладнати шатун такими ж підйомними пристосуваннями як вказувалося при демонтажі. Використовувати чисте мастило для вкладиша і шатунної шийки.

2. Підняти обережно в картер шатун, використовуючи поперемінно кран машинного відділення і талі, приєднані до підйомного кронштейну D.

3. Причепити ланцюг талі А до пристосування на підставі шатуна. Маніпулюючи краном і талями А і D, обережно, щоб не пошкодити шийку підшипника, опустити шатун прямо до шатунної шийці.

4. Коли кінець шатуна розташується на шатунній шийці, зачепити ланцюг талі 3 до пристосування на підставі шатуна. Розгорнути кривошип (crankthrow) прямо до сторони вихлопу двигуна, керуючи краном машин ного відділення і талями А, С і D. Коли головка шатуна стане у дверного отвору, переставити талі D на пристосування голівки шатуна. Придбати трос, приєднаний до крана, від пристосування на головці шатуна.

5. Керуючи талями, повернути кривошип на 90° до НМТ. Подбайте про те, щоб трос талі D не торкався шийки підшипника крейцкопфа.

6. Поставити підйомне пристосування на верхній кінець шатуна на стороні кулачкового вала, і придбати провідний провід з дверного про йома. Встановити талі в кронштейн В і

зачепити ціталі на підйомне пристосування з боку кулачкового вала на голові шатуна. Прибрати талі на скоді D.

7. Змастити шийку і вкладиш крейцкопфний підшипника рясно чистим мастилом. Керуючи талями А, В і С, повернути кривошип в ВМТ. Видалити з направляючих крейцкопфа чотири опори. Послабити талі А, В і С на підйомних пристроях шатуна. Прибрати з шатуна всі талі.

8. Повернути крейцкопф вниз, щоб було достатньо для доступу до заїлок поршневого штока. Обрутити і видалити заїки штока поршня. Встановити підйомні ланцюги між верхом крейцкопфа і підставою поршневого штока. Видалити всі талі і підйомні пристосування.

9. Повернути кривошип в НМТ. Поставити шпильки на шатун і закриття їх шпильковерти з моментом обтиску згідно Data.

10. Поставити кришку підшипника крейцкопфа, см. 904-1.4. Поставити поршневі шток на крейцкопф.

11. Повернути кривошип в ВМТ і поставити кришку підшипника пальця кривошипа, см. 904-4.4

12. Прибрати талі з картера і поставити на місце плити платформи.

6.2.2 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 затяганні).

До робіт по монтажу дизеля (допускаються люди, дільш, ніж 18-річного віку, які пройшли інструктаж по техніці безпеки та виробничій санітарії, медичне обстеження з послідуочною періодичною передіркою.

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 будь-яких вогневих робіт (електрозварювальних, газорізальних тощо). При недостатньому освітленні робочого місця необхідно користуватися переносною електричною лампою напруги 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 перевіреном 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 гідравлічними 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 внизу 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 займання масла або уайт – спириту дозволяється застосовувати усі засоби гасіння, окрім води. Ефективним засобом захисту є вуглекислотне гасіння вознегасниками 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 возневі та возненебезпечні роботи неприпустимо.

Допустима відстань для проведення возневих робіт від місця проведення розконсервування та знежирювання повинна бути не менш 10 м по горизонталі.

6.2.3 Висновок до розділу

В даному розділі розроблено процес ремонту кришки циліндра МОД та приділено увагу технологічному процесу монтажу шатуна в картер головного двигуна з виконанням технологічних карт нормування робіт.

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 невірного функціонування дизелів незабезпечення заданих динамічних характеристик: приємистості 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 пліні 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 посібників.

В ряді посібників 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, невідповідності і інше).

Діагностичні параметри (признаки) — параметри робочого тіла (тиск, температура, витрата і інше), а також параметри фізичних полів, які виникають діля (на поверхні) об’єкту діагностування (електричні, магнітні, теплові, вібраційні і інші), які за кількістю, або якісно характеризують ТС об’єкту. Як правило, ТС визначається по сукупності діагностичних параметрів.

Контрольпридатність (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 пристрої;

вбудовані (повністю вбудовані в об’єкт).

По охопленню типів об’єкту:

спеціалізовані;

універсальні.

По охопленню елементів об’єкта:

локальні;

загальні.

Задачі, які вирішуються при розробці СТД.

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 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 і турбокомпресорів, турбінних поверхових котлів і теплообмінників, трубопроводів і т. д. – без розбирання через отвори за допомогою оглядових трубок з вбудованою 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 (лінзові, 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

відеоманітофоном. 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. 7.3).

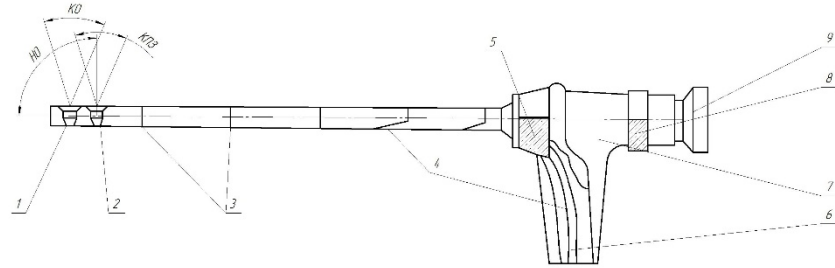
Збільшення зображення визначає кратність збільшення (x або крат) зображення при розгляді через окуляр або на екрані монітора по відношенню до фактичного значення (наприклад, тріщини). Збільшення зображення залежить від відстані лінзи об'єктива від об'єкта, а також ступеня збільшення об'єктива, окуляра або телевізійної системи (рис. 7.4).

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.

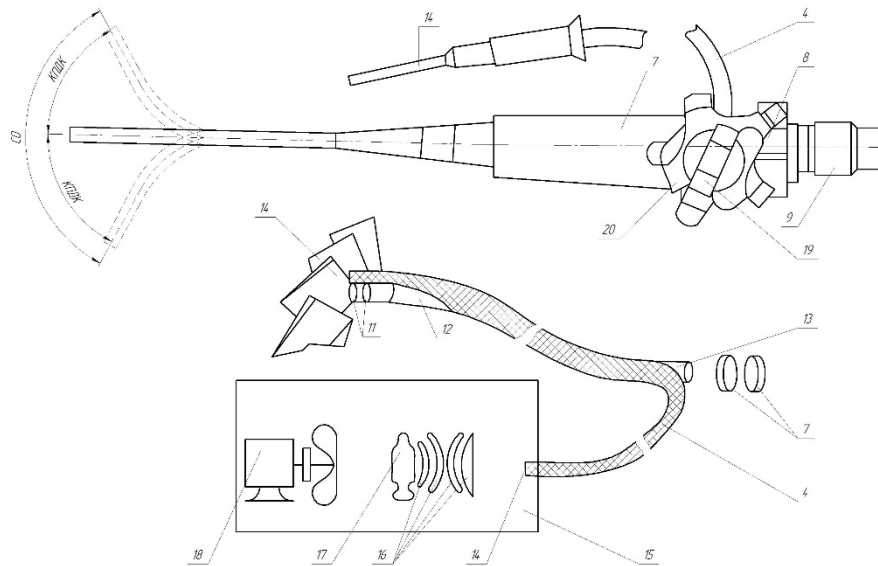
Глибина різкості — допустиме порушення точності фокусування об'єктива ендоскопа, мм, при якому зберігається різкість зображення (рис. 7.5). При постійній фокусуванні глибина різкості 10 ... 100 мм, при регульованій від 6 до ∞ .

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.

Жорстка трубка ендоскоп



Гнучка трубка ендоскоп з джерелом випромінювання



Мікротелевізійний ендоскоп

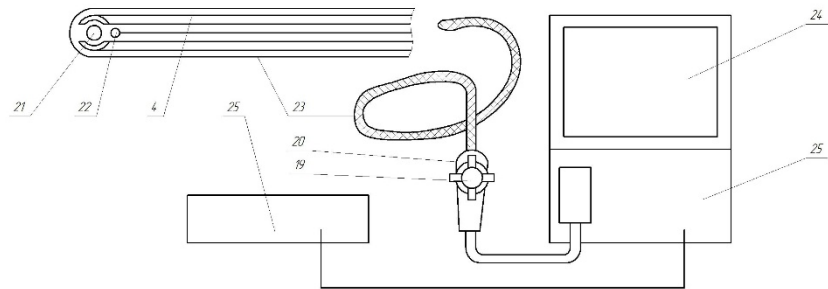


Рисунок 7.3 Схеми ендоскопів

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 — світловод; 5 — система повороту оглядового трубки навколо своєї осі; 6 — підключення наконечника світловода; 7- окуляр; 8 — кільце регулювання фокусу; 9 — кільце регулювання остроті зору; 10 — об'єтов-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 – мікротелевізійна гнучка оглядова трубка; 24 – монітор; 25 – відеопроцесор з джерелом випромінювання; 26 – записуючий пристрій.

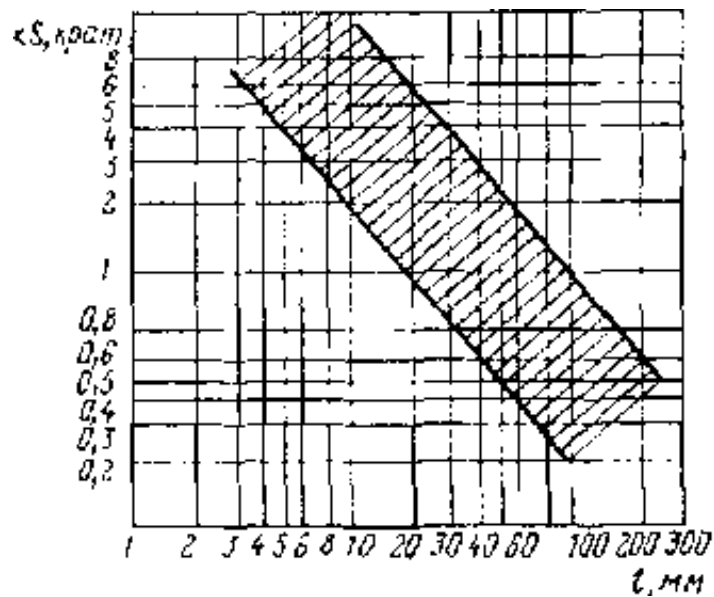


Рисунок 7.4 Номограма для визначення кратності збільшення ендоскопом (xS) в залежності від відстані l від лінзи об'єктива до об'єкта

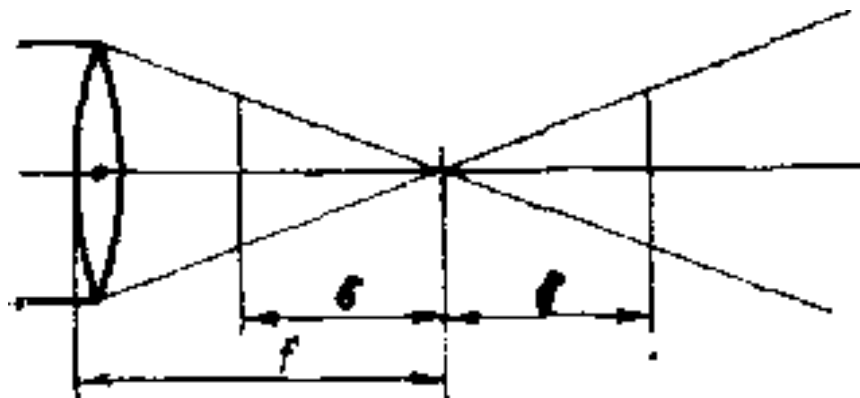


Рисунок 7.5 До поняття глибокої різкості:
 f – фокусна відстань; δ – глибокість різкості

Умови роботи оглядових трубок – температура і тиск навколишнього середовища; можливість роботи в агресивних середовищах.

6.3.5 Типи ендоскопів

Жорсткі оглядові трубки. Конструкція жорсткої оглядової трубки показана на рис. 7.3, а і складається з об'єктива, світловодів для передачі зображення і освітлення, окуляра і корпусу. Застосовуються об'єктиви з постійною глибокою 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 оглядової 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. 7.4. 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. 7.3).

Світловод для передачі освітлення в жорсткою оглядовою трубці 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 (мінібороскопи) 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 оглядовою трубці (рис. 7.3) складається з об'єктива, світловодів для передачі зображення і освітлення, окуляра, пристрої для повороту наконечника оглядовою трубці (дистального кінця) з об'єктивом і захисної трьох, чотиришарової 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 оглядова 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 джзуги. 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 будь-який зір.

6.3.6 Висновок з розділу

Розділ містить інформацію по засобам автоматизації судна відповідно до вимог судна по автоматизації обладнання. Дане судно має клас автоматизації А1. Також розділ містить розробку засобів діагностування обладнання СЕУ інтроскопічними методами методами.

7 Техніко-економічне обґрунтування модернізації СЕУ

7.1 Загальні положення

Мета економічного обґрунтування інженерних рішень, прийнятих при модернізації суднової енергетичної установки – встановлення доцільності їхнього здійснення і ступеню впливу на економічну ефективність прийнятих технічних рішень.

У даному розділі дається економічна оцінка модернізації енергетичної установки судна газовозу "CLIPPER QUITO".

За базу порівняння приймаємо судно-прототип.

Техніко-економічне обґрунтування проведеної у випускній магістерській роботі модернізації СЕУ виконується на підставі методичних вказівок, розроблених на кафедрі СМЕ Херсонської філії 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 скорочуються, оскільки немає потреби враховувати дані в цілому по судну (корпус, суднові пристрої, тощо).

Вибір вихідних даних до техніко-економічного обґрунтування модернізації СЕУ здійснено у табл. 7.1 та 7.2, а розрахунки наведені у табл. 7.3.

Таблиця 7.1. Вибір та обґрунтування вихідних даних для розрахунків по устаткуванню, яке демонтується та встановлюється в процесі модернізації СЕУ

№ п/п	Найменування устаткування та його характеристика	Позначення	Одиниці вимірювання	Джерело	Базове судно	Після модернізації
Головний двигун	Марка	–	–	Розділ 3 ВМР	6S60МС-С8.2	6RT-flex58Т-D
	Потужність	N_E^E	кВт	Розділ 3 ВМР	12600	12400
	Частота обертання колінчастого вала	n	хв ⁻¹	Розділ 3 ВМР	92,7	102
	Питома витрата умовного палива	$g_E^{ГД}$	кг/(кВт.годину)	Розділ 3 ВМР	0,170	0,1684
	Питома витрата умовного палива в зоні контролю за викидами	$g_{ЕЗК}^{ГД}$	кг/(кВт.годину)	Розділ 3 ВМР	0,170	0,1716
	Питома витрата циркуляційного масла	$g_{ЦМ}^{ГД}$	кг/(кВт.годину)	Розділ 3 ВМР	0,0009	0,00062
	Питома витрата циліндрового (лудрікаторного) масла	$g_{ЛМ}^{ГД}$	кг/(кВт.годину)	Розділ 3 МР	0,0002	0,0001
	Вартість двигуна	$Ц_{ГД}$	у.о.	[37]	30000000	31000000
	Марка високов'язкого палива (ВВП)	RMK35	–	[37]	RMK35 ($\rho=991$ кг/м ³)	RMK35 ($\rho=991$ кг/м ³)
	Марка малої'язкого палива (МВП)	ГОСТ 305-82	–	[37]	«Л»	«Л»
	Вартість ВВП	$Ц_{ВВП}$	тис. у.о./т	[37]	0,81	0,81
	Вартість МВП	$Ц_{МВП}$	тис. у.о./т	[37]	1,24	1,24
	Вартість циркуляційного масла	$Ц_{ЦМ}$	тис. у.о./т	[37]	5	5

Продовження табл. 11.1

№ п/п	Найменування устаткування та його характеристика	Позначення	Одиниці вимірювання	Джерело	Базове судно	Після модернізації
	Вартість циліндрового (лудрикаторного) масла	$\mathcal{L}_{\text{лм}}$	тис. у.о./т	[37]	7,4	7,4
Допоміжний дизель-генератор	Марка первинного двигуна дизель-генераторів	–	–	Розділ 4 ВМР	3*6Н21/32	3*6Н21/32
	Електрична потужність дизель-генераторів та їх кількість	P	кВт	Розділ 4 ВМР	3*1140	3*1140
	Потужність первинного двигуна у складі дизель-генератора	$N_E^{\text{дд}}$	кВт	Розділ 4 ВМР	3*1200	3*1200
	Питома витрата умовного палива	$g_E^{\text{дд}}$	кг/(кВт.годину)	[37]	0,183	0,183
	Питома витрата циркуляційного масла	$g_{\text{мц}}^{\text{дд}}$	кг/(кВт.годину)	[37]	0,002	0,002
	Вартість дизель-генератора	$\mathcal{L}_{\text{ддг}}$	у.о.	не змінюється	3 x 250000	3 x 250000
	Навантаження електричної станції на ходовому режимі	P_X	кВт	приймається	1140	1140
	Навантаження електростанції на стоянці з вантажними операціями	$P_{\text{ст1}}$	кВт	приймається	2280	2280
	Навантаження електростанції на стоянці без вантажних операцій	$P_{\text{ст2}}$	кВт	приймається	1140	1140
	ККД електричних генераторів	η_r	–	[37]	0,95	0,95

Продовження табл. 11.1

№ п/п	Найменування устаткування та його характеристика	Позначення	Одиниці вимірювання	Джерело	Базове судно	Після модернізації
Допоміжний котел	Марка	–	–	Розділ 4 BMP	1* Kangrim	1* Aalborg OS
	Тиск	P_s	МПа	Розділ 4 BMP	0.7	0.7
	Температура пари	t_s	°C	Розділ 4 BMP	165	165
	Годинна витрата палива допоміжним котлом на ходовому режимі	$G_{ВВПХР}^{ДК}$	кг/годину	Розділ 4 BMP	240	120
	Годинна витрата палива допоміжним котлом на ходовому режимі в зоні контролю за викидами	$G_{ВВПЗК}^{ДК}$	кг/годину	Розділ 4 BMP	240	200
	Годинна витрата палива допоміжним котлом на стояночному режимі	$G_{ВВПСТ}^{ДК}$	кг/годину	Розділ 4 BMP	240	240
	Вартість допоміжного котла	$Ц_{ДК}$	у.о.	–	220000	220000
	Паропроодуктивність котла на ходовому режимі	$G_{ДК}^{ХР}$	кг/годину	Розділ 4 BMP	3000	1500
	Паропроодуктивність котла на ходовому режимі в зоні контролю за викидами	$G_{ДК}^{ХРЗК}$	кг/годину	Розділ 4 BMP	3000	2500
	Паропроодуктивність котла на стоянці	$G_{ДК}^{СТ}$	кг/годину	Розділ 4 BMP	3000	3000
Утилізаційний котел	Марка	–	–	Розділ 4 BMP	–	Mission XS-7V
	Тиск	P_s	МПа	Розділ 4 BMP	0,7	0,7
	Температура пари	t_s	°C	Розділ 4 BMP	165	165
	Вартість утилізаційного котла	$Ц_{УК}$	у.о.	–	70000	70000
	Паропроодуктивність котла	$G_{УК}^{ХР1}$	кг/годину	Розділ 4 BMP	1500	3000
	Паропроодуктивність котла в зоні контролю за викидами	$G_{УК}^{ХР1}$	кг/годину	Розділ 4 BMP	1500	2000

Продовження табл. 11.1

Опріснювальна установка	Марка	–	–	Розділ 4 ВМР	DPU36-C100	DPU36-C100
	Продуктивність	G_{oy}	т/добу	Розділ 4 ВМР	25	25
	Вартість	C_{oy}	у.о.	не змінюється	10000	10000

Таблиця 11.2 Вихідні дані, пов'язані з особливостями судна та умовами його експлуатації

	Найменування	Позначення	Одиниця вимірювання	Джерело	Числове значення	
					до модернізації	після модернізації
1	2	3	4	5	6	7
1	Водотонажність судна	D	тис. т.	GAS STAR Специфікація	64,2	64,2
2	Дедвейт судна	D_w	тис. т.	GAS STAR Специфікація	54,5	54,5
3	Вантажопідйомність судна	$P_{вп}$	тис. т.	GAS STAR Специфікація	49,9	49,9
4	Експлуатаційна швидкість ходу судна	V_S^E	вуз.	Розділ 3 ВМР	16,8	16,5
5	Довжина рейсової лінії, використовуючи ВВП	$L_{РВВП}$	милі	Розділ 3 ВМР	3600	4000
6	Довжина рейсової лінії, використовуючи МВП	$L_{РМВП}$	милі	Розділ 3 ВМР	400	0
7	Довжина рейсової лінії в зоні контролю за викидами	$L_{РЗК}$	милі	Розділ 3 ВМР	400	400
8	Загальна довжина рейсової лінії	L_P	милі	$L_{РВВП} + L_{РМВП}$	4000	4000
9	Час стоянки судна з вантажними операціями	T_{CT1}	діб	[37]	2	2
10	Час стоянки судна без вантажних операцій	T_{CT2}	діб	[37]	1,5	1,5
11	Тривалість маневрів	T_{MAN}	діб	[37]	0,25	0,25

Продовження табл. 11.2

1	2	3	4	5	6	8
12	Питома фрахтова ставка	$(\overline{\phi\zeta})$	у.о./т.міль	[37]	0,0130	0,0130
13	Нижча теплота згоряння палива	Q_H	кДж/кг	Для палива RNK	39000	39000
14	Середньо експлуатаційна кількість робочих діб за рік	n_{CE}	дід/рік	[37]	335	335
15	Норматив екологічного збору	H_{E3}	у.о. /т	[37]	4,5	4,5
16	Коефіцієнт, враховуючий чисельність населення в районі	K_{HAC}	–	[37]	1,2	1,2
17	Коефіцієнт, враховуючий тип населеного пункту	K_ϕ	–	[37]	1,25	1,25
18	Окупність судна	T_{OK}	рік	приймається	7	7
19	Час, відпрацьований судном до модернізації	T_M	рік	приймається	0	0

Таблиця 11.3 Розрахунок змін доходу, витрат та прибутку при експлуатації суден з різними СЕУ

№ п/п	Найменування	Позначення	Одиниці вимірювання	Розрахункова формула або джерело	Число значення	
					базовий варіант	після модернізації
1	Тривалість ходового режиму, використовуючи високов'язке паливо	T_{XBVP}	дід	$\frac{L_{PBVP}}{24 \cdot V_S^E}$	8,9	10,1
2	Тривалість ходового режиму, використовуючи малов'язке паливо	T_{XMBP}	дід	$\frac{L_{PMBP}}{24 \cdot V_S^E}$	1	0
3	Тривалість ходового режиму в зоні контролю за викидами	T_{X3K}	дід	$\frac{L_{P3K}}{24 \cdot V_S^E}$	1	1,01
4	Загальна тривалість ходового режиму	T_X	дід	$T_{XBVP} + T_{XMBP}$	9,9	10,1
5	Тривалість рейсу	T_P	дід	$T_X + T_{CT1} + T_{CT2} + T_{MAH}$	13,65	13,85
6	Провозоспроможність судна за рейс	$(\overline{P\zeta})_P$	тис. т.	$(\overline{P\zeta})_P = P_{BP}$	49,9	49,9

№ п/п	Найменування	Позначення	Одиниці вимірювання	Розрахункова формула або джерело	Числове значення	
					базовий варіант	після модернізації
7	Дохід, отриманий при експлуатації судна за рейс	D^P	тис. у.о./рейс	$(\overline{PC})_p \cdot (\overline{\Phi C}) \cdot l_p$	2595	2595

Продовження табл. 11.3

№ п/п	Найменування	Позначення	Одиниці вимірювання	Розрахункова формула або джерело	Числове значення	
					базовий варіант	після модернізації
1	2	3	4	5	6	7
8	Питома ефективна витрата високов'язкого палива головним двигуном	$g_{ЕВВП}^{ГД}$	кг/(кВт.годину)	[37]	0,186	0,1846
9	Питома ефективна витрата високов'язкого палива головним двигуном в зоні контролю за викидами	$g_{ЕВВПЗК}^{ГД}$	кг/(кВт.годину)	[37]	0	0,188
10	Витрата високов'язкого палива головним двигуном за ходовий час	$G_{ХВВП}^{ГД}$	т/рейс	$24 \cdot g_{ЕВВП}^{ГД} \cdot N_E^E \cdot (T_X - T_{ХЗК}) \cdot 10^{-3}$	500,6	499,4
11	Витрата високов'язкого палива головним двигуном в зоні контролю за викидами	$G_{ХВВПЗК}^{ГД}$	т/рейс	$24 \cdot g_{ЕВВПЗК}^{ГД} \cdot N_E^E \cdot T_{ХЗК} \cdot 10^{-3}$	0	56,5
12	Витрата малов'язкого палива головним двигуном за ходовий час	$G_{ХМВП}^{ГД}$	т/рейс	$24 \cdot g_E^{ГД} \cdot N_E^E \cdot T_{ХМВП} \cdot 10^{-3}$	51	0
13	Питома ефективна витрата малов'язкого палива допоміжними двигунами	$g_{ЕМВП}^{ДД}$	кг/(кВт.годину)	[37]	0,183	0,183
14	Кількість та потужність допоміжних двигунів на ходовому режимі	$N_{ЕХ}^{ДД}$	кВт	$\frac{P_X}{\eta_r}$	1200	1200
16	Кількість та потужність допоміжних двигунів на стояночному режимі з ВО	$N_{ЕСТ1}^{ДД}$	кВт	$\frac{P_{ЕСТ1}}{\eta_r}$	2400	2400
17	Питома ефективна витрата високов'язкого палива допоміжними двигунами	$g_{ЕВВП}^{ДД}$	кг/(кВт.годину)	[37]	0,2	0,2
18	Витрата малов'язкого палива допоміжними двигунами за ходовий час	$G_{ХМВП}^{ДДГ}$	т/ход. час	$24 \cdot g_{ЕМВП}^{ДД} \cdot N_{ЕХ}^{ДД} \cdot T_X \cdot 10^{-3}$	52,2	53,23
19	Витрата високов'язкого палива допоміжними двигунами за ходовий час	$G_{ХВВП}^{ДДГ}$	т/ход. час	$24 \cdot g_{ЕВВП}^{ДД} \cdot N_{ЕХ}^{ДД} \cdot T_X \cdot 10^{-3}$	57	58,2
20	Витрата малов'язкого палива допоміжними двигунами на стоянці з вантаж. операціями	$G_{СТ1МВП}^{ДДГ}$	т	$24 \cdot g_{ЕМВП}^{ДД} \cdot N_{ЕСТ1}^{ДД} \cdot T_{СТ1} \cdot 10^{-3}$	21	21

Продовження табл. 11.3

№ п/п	Найменування	Позначення	Одиниці вимірювання	Розрахункова формула або джерело	Числове значення	
					базовий варіант	після модернізації
21	Витрата високов'язкого палива допоміжними двигунами на стоянці з вантаж. операціями	$G_{CT1BVP}^{ДДГ}$	т/рейс	$24 \cdot g_{EBVP}^{ДД} \cdot N_{ECT1}^{ДД} \cdot T_{CT1} \cdot 10^{-3}$	23	23
20	Витрати малов'язкого палива допоміжними двигунами на стоянці без вантаж. операцій	$G_{CT2MBP}^{ДДГ}$	т/рейс	$24 \cdot g_{EMBP}^{ДД} \cdot N_{ECT2}^{ДД} \cdot T_{CT2} \cdot 10^{-3}$	7,9	7,9
21	Витрата високов'язкого палива допоміжними двигунами на стоянці без вантаж. операцій	$G_{CT2BVP}^{ДДГ}$	т/рейс	$24 \cdot g_{EBVP}^{ДД} \cdot N_{ECT2}^{ДД} \cdot T_{CT2} \cdot 10^{-3}$	8,6	8,6
22	Витрати палива ДК за ходовий час	$G_{XP}^{ДК}$	т/ход. час	$24 \cdot g_{BVPXP1}^{ДК} \cdot (T_X - T_{X3K}) \cdot 10^{-3}$	51,3	26,2
23	Витрати палива допоміжним котлом за ходовий час у зоні контролю за викидами	$G_{XP3K}^{ДК}$	т/ход. час	$24 \cdot g_{BVP3K}^{ДК} \cdot T_{X3K} \cdot 10^{-3}$	5,8	4,85
24	Витрати палива допоміжним котлом на стоянці з вантажними операціями	$G_{CT1}^{ДК}$	т	$24 \times g_{BVPCT}^{ДК} \times T_{CT1} \times 10^{-3}$	11,5	11,5
25	Витрати палива ДК на стоянці без ВО	$G_{CT2}^{ДК}$	т	$24 \cdot g_{BVPCT}^{ДК} \cdot T_{CT2} \cdot 10^{-3}$	8,6	8,6
26	Витрата ВВП за рейс до модернізації	G_{BVPDM}^P	т/рейс	$\left(G_{XBVP}^{ГД} + G_X^{ДДГ} + G_{CT1}^{ДДГ} + G_{XBVP3K}^{ГД} + G_{CT2}^{ДДГ} \right) + G_{XP}^{ДК} + G_{XP3K}^{ДК} + G_{CT1}^{ДК} + G_{CT2}^{ДК} \Big)_{BVP}$	666,4	696,85
27	Витрата малов'язкого палива за рейс	G_{MBP}^{P1}	т/рейс	$\left(G_{XMBP}^{ГД} + G_X^{ДДГ} + G_{CT1}^{ДДГ} + G_{CT2}^{ДДГ} \right)_{MBP}$	132,1	82,13
28	Витрати на високов'язке паливо за рейс	B_{BVP}^P	тис. у.о./рейс	$G_{BVP}^P \cdot \zeta_{BVP}$	540	564,45
29	Витрати малов'язкого палива за рейс на загально-суднові потреби	G_{MBP}^{P2}	т/рейс	$0,05 \cdot G_{MBP}^P$	6,6	4,1
30	Витрати на малов'язке паливо за рейс	B_{MBP}^P	тис. у.о./рейс	$\left(G_{MBP}^{P1} + G_{MBP}^{P2} \right) \cdot \zeta_{MBP}$	172	107
31	Витрати циркуляційного масла головним двигуном за рейс	$G_{CM}^{ГД}$	т/рейс	$24 \cdot g_{CM}^{ГД} \cdot N_E^E \cdot T_X \cdot 10^{-3}$	2,86	1,97
32	Витрати на циркуляційне масло для головного двигуна за рейс	$B_{CM}^{ГД}$	тис. у.о./рейс	$G_{CM}^{ГД} \cdot \zeta_{CM}^{ГД}$	14,3	9,85
33	Витрати циліндрового масла головним двигуном за рейс	$G_{LM}^{ГД}$	т/рейс	$24 \cdot g_{LM}^{ГД} \cdot N_E^E \cdot T_X \cdot 10^{-3}$	0,64	0,32
34	Витрати на циліндрове масло для ГД за рейс	$B_{LM}^{ГД}$	тис. у.о./рейс	$G_{LM}^{ГД} \cdot \zeta_{LM}^{ГД}$	4,74	2,37

Продовження табл. 11.3

1	2	3	4	5	6	7
35	Витрати циркуляційного масла допоміжними двигунами за рейс	$G_{\text{ЦМ}}^{\text{ДДГ}}$	т/рейс	$24 \cdot g_{\text{ЦМ}}^{\text{ДДГ}} \cdot \left(\begin{aligned} & \left(N_{\text{EX}}^{\text{ДДГ}} \cdot T_X \right) + \\ & + \left(N_{\text{ЕСС1}}^{\text{ДДГ}} \cdot T_{\text{СТ1}} \right) + \\ & + \left(N_{\text{ЕСС2}}^{\text{ДДГ}} \cdot T_{\text{СТ2}} \right) \end{aligned} \right) \cdot 10^{-3}$	0,92	0,93
36	Витрати на циркуляційне масло для допоміжних двигунів за рейс	$B_{\text{ЦМ}}^{\text{ДДГ}}$	тис. у.о./рейс	$G_{\text{ЦМ}}^{\text{ДДГ}} \cdot \text{Ц}_{\text{ЦМ}}^{\text{ДДГ}}$	4,5	4,65
37	Експлуатаційні витрати на паливо за рейс	$B_{\text{ПЛ}}^P$	тис. у.о./рейс	$B_{\text{ВВП}}^P + B_{\text{МВП}}^P$	712	671,5
38	Експлуатаційні витрати на масло за рейс	$B_{\text{МС}}^P$	тис. у.о./рейс	$B_{\text{ЦМ}}^{\text{ГД}} + B_{\text{ЛМ}}^{\text{ГД}} + B_{\text{ЦМ}}^{\text{ДДГ}}$	23,54	16,87
39	Кількість рейсів за рік	$n_{\text{БВ}}^P$ $n_{\text{МВ}}^P$	–	$n_{\text{СЕ}} / T_P$	24,5	24,2
40	Зміна доходу судна при модернізації СЕУ	ΔD	тис. у.о./рік	$(\overline{П\mathcal{C}})_P \cdot (\overline{\Phi\mathcal{C}}) \cdot l_P \cdot (n_{\text{МВ}}^P - n_{\text{БВ}}^P) \cdot 10^{-3}$	0,78	
41	Зміна витрат на паливо при модернізації	$\Delta D_{\text{ПЛ}}$	тис. у.о./рік	$(B_{\text{ПЛ}}^P)_{\text{МВ}} \cdot n_{\text{МВ}}^P - (B_{\text{ПЛ}}^P)_{\text{БВ}} \cdot n_{\text{БВ}}^P$	1194	
42	Зміна витрат на масло при модернізації	$\Delta D_{\text{МС}}$	тис. у.о./рік	$(B_{\text{ПЛ}}^P)_{\text{МВ}} \cdot n_{\text{МВ}}^P - (B_{\text{ПЛ}}^P)_{\text{БВ}} \cdot n_{\text{БВ}}^P$	168,5	
43	Годинна витрата палива СЕУ до модернізації	$G_{\text{ПБ}}$	т/годину	$\left(\begin{aligned} & (g_{\text{Е}} \cdot N_{\text{Е}})_{\text{ГД}} + \\ & + (g_{\text{Е}} \cdot N_{\text{Е}})_{\text{ДДГ}} + \\ & + g_{\text{ВВПХР1}}^{\text{ДК}} + g_{\text{ВВПХР2}}^{\text{ДК}} \end{aligned} \right)_{\text{БВ}} \cdot 10^{-3}$	2,6	
44	Годинна витрата палива СЕУ після модернізації	$G_{\text{ПМ}}$	т/годину	$\left(\begin{aligned} & (g_{\text{Е}} \cdot N_{\text{Е}})_{\text{ГД}} + \\ & + (g_{\text{Е}} \cdot N_{\text{Е}})_{\text{ДДГ}} + \\ & + g_{\text{ВВПХР1}}^{\text{ДК}} + g_{\text{ВВПХР2}}^{\text{ДК}} \end{aligned} \right)_{\text{МВ}} \cdot 10^{-3}$	2,47	
45	Зміна витрат на екологічний збір за рахунок модернізації СЕУ за рік	$\Delta B_{\text{ЕЗ}}$	тис. у.о./рік	$[(G_{\text{ПБ}} - G_{\text{ПМ}}) \cdot H_{\text{ЕЗ}} \cdot K_{\text{НАС}} \cdot K_{\Phi} \cdot T] \cdot 10^{-3}$	6	
46	Зміна капітальних витрат при модернізації	$\Delta K_{\text{М}}$	тис. у.о.	$\text{Ц}_{\text{М}}^{\text{ГД}} + \text{Ц}_{\text{М}}^{\text{ДДГ}} + \text{Ц}_{\text{М}}^{\text{ДК}} + \text{Ц}_{\text{М}}^{\text{УК}} + \text{Ц}_{\text{М}}^{\text{ОУ}} -$ $- (\text{Ц}_{\text{Б}}^{\text{ГД}} + \text{Ц}_{\text{Б}}^{\text{ДДГ}} + \text{Ц}_{\text{Б}}^{\text{ДК}} + \text{Ц}_{\text{Б}}^{\text{УК}} + \text{Ц}_{\text{Б}}^{\text{ОУ}})$	100	

Продовження табл. 11.3

1	2	3	4	5	6
47	Зміна витрат на відрахування на окупність при модернізації	ΔK	тис. у.о./рік	$\frac{\Delta K_M}{(T_{OK} - T_M)}$	14,29
48	Загальна зміна балансового прибутку за рахунок модернізації	$\Delta \Pi_M$	тис. у.о./рік	$\Delta D - \Delta D_{ПЛ} - \Delta D_{MC} - \Delta B_{ЕЗ} - \Delta K_M$	1467,7
49	Загальна зміна чистого прибутку з урахуванням податків	$\Delta \Pi_{\text{ч}}$	тис. у.о./рік	$0,7 \cdot \Delta \Pi_M$	1027

7.2 Висновки з розділу

За результатами проведеного розрахунку судно з модернізованою СЕУ приносить більше прибутку, ніж судно-прототип.

Даний економічний ефект було досягнуто за рахунок встановлення більш технологічного двигуна з системою EGR. Завдяки цьому було підвищено температуру відхідних газів головного двигуна, що привело до збільшення кількості пари, яку виробляє утилізаційний котел, і як наслідок зменшення витрати палива допоміжним котлом. Також дана система дала змогу виконувати рейси в зонах контролю за викидами.

Загальна зміна балансового прибутку за рахунок модернізації становить:

$$\Delta\Pi_y = 1027 \text{ тис. у.о.}$$

Таким чином проведена модернізація виправдана.

Висновок

У випускній магістерській роботі виконано комплексне дослідження ефективності суднової енергетичної установки газозова «CLIPPER QUITO» дедекейтом 53 530 т при застосуванні спиртових палив як альтернативного енергетичного ресурсу. Проведене дослідження охоплює технічні, експлуатаційні, екологічні та технологічні аспекти функціонування суднової енергетичної установки, що дозволило сформуувати системне уявлення про доцільність і умови впровадження спиртових палив у морській енергетиці.

У першому розділі наведено характеристику базового судна та проведено аналіз компоновки суднової енергетичної установки, включаючи головну пропульсивну установку, допоміжні енергетичні агрегати та системи забезпечення їх роботи. Розглянуто відповідність конструктивних рішень вимогам міжнародних нормативних документів, зокрема положенням конвенції SOLAS-74 та MARPOL 73/78, а також принципам Міжнародного кодексу управління безпекою (ISM Code). Проаналізовано особливості розміщення обладнання в машинному відділенні з урахуванням вимог пожежної безпеки, експлуатаційної надійності та забезпечення ефективного функціонування суднової енергетичної установки.

У науково-дослідній частині роботи виконано аналіз сучасного стану проблеми зниження негативного впливу судових двигунів внутрішнього згорання на навколишнє середовище та обґрунтовано доцільність застосування спиртових палив як альтернативного виду палива. Встановлено, що використання спиртів характеризується рядом позитивних властивостей, зокрема підвищеним вмістом кисню у молекулярній структурі, що сприяє більш повному згорянню палива, зменшенню утворення сажі та зниженню викидів шкідливих речовин. Водночас визначено, що використання спиртових палив пов'язане з необхідністю врахування їх меншої теплоти згорання, підвищеної зігроскопічності, корозійної активності та специфічних умов сумішоутворення і запалювання.

У третьому розділі обґрунтовано технічні рішення щодо модернізації головної пропульсивної та допоміжної енергетичних установок судна з метою забезпечення можливості використання спиртових палив. Розглянуто особливості функціонування паливної апаратури, систем подачі, підготовки та зберігання палива, а також необхідність адаптації систем регулювання та контролю робочих параметрів. Визначено, що впровадження спиртових палив потребує оптимізації параметрів упорскування, температурних режимів роботи та характеристик процесу згорання з метою забезпечення стабільності робочого циклу двигуна.

У розділі, присвяченому питанням безпечної експлуатації судна та суднової енергетичної установки, проаналізовано фактори ризику, пов'язані із застосуванням спиртових палив, зокрема їх пожежонебезпечність, леткість та можливість утворення вибухонебезпечних сумішей. Обґрунтовано необхідність застосування додаткових заходів контролю герметичності паливних систем, вентиляції машинних приміщень, моніторингу концентрації парів палива та вдосконалення процедур машинної вахти.

У п'ятому розділі виконано аналіз суднового електрообладнання, електронної апаратури та систем автоматичного керування і контролю суднової енергетичної установки. Визначено, що ефективно використання альтернативних палив потребує впровадження сучасних засобів автоматизації, що забезпечують стабільність параметрів робочого процесу двигуна,

своєчасну діагностику відхилень та підтримання оптимальних режимів роботи. Розроблено загальні підходи до формування програми випробувань модернізованої енергетичної установки.

У технологічній частині роботи розглянуто питання діагностування, технічного обслуговування та ремонту елементів суднової енергетичної установки, а також технологічні аспекти монтажу обладнання, що підлягає модернізації. Визначено, що застосування спиртових палив потребує підвищеної уваги до стану паливної апаратури, ущільнювальних елементів, трубопроводів і теплообмінного обладнання, оскільки фізико-хімічні властивості спиртів можуть впливати на довговічність матеріалів і стабільність експлуатаційних характеристик систем.

У заключному розділі проведено оцінку ефективності запропонованих технічних рішень. Встановлено, що використання спиртових палив дозволяє знизити екологічне навантаження суднової енергетичної установки за рахунок зменшення викидів твердих частинок, оксидів сірки та частково оксидів азоту, а також сприяє диверсифікації паливної бази морського транспорту. При цьому ефективність впровадження значною мірою залежить від оптимального вибору складу палива, режимів роботи двигуна та конструктивних параметрів паливної системи.

Отримані результати підтверджують, що застосування спиртових палив на газовозі **«CLIPPER QUITO»** є технічно можливим і перспективним напрямом підвищення енергоефективності та екологічної безпеки судових енергетичних установок. Запропоновані технічні рішення можуть бути використані під час модернізації існуючих суден або проєктування нових енергетичних установок, орієнтованих на використання альтернативних видів палива відповідно до сучасних вимог міжнародних екологічних стандартів.

Список використаної літератури

1. Океан и океанотехника/ А.И. Новиков, В.М. Гордов, В.А. Орлов и др.; под общ. ред. А.И. Новикова. – Севастополь: Издатель Кручинин Л.Ю., 2010. – 436 с.
2. Лозачев С.И., Чугунов В.В. Мировое судостроение: современное состояние и перспективы развития. – СПб.: Судостроение, 2001. – 312 с.
3. Артемов Г.А., Гордов В.М. Суднові енергетичні установки: Навч. посібник. — Миколаїв: УДМТУ, 2002. — 356 с.
4. Возницкий И.В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 1. – М.: Моркнига, 2008. – 282 с.
5. <http://app.gl-group.com/register/index.jsp?STyp=204&RegNo=111771&Print=1>.
6. Артемов Г.А., Гордов В.М. Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 356 с.
7. Tier III Two-Stroke Technology. Programme 2016. – MAN Diesel & Turbo, January 2016. – 164 p. (www.mandieselturbo.com)
8. 2016. Wartsila Solutions for Marine and Oil & Gas Markets. – 196 p. (www.wartsila.com)
9. Mitsubishi UE Engine / Line up
(www.mhi.co.jp/en/products/expand/mitsubishi-ue_diesel_engine_01.html).
10. Проектування пропульсивної установки суден з прямою передачею потужності на гвинт/ В.П. Шостак, В.І. Гершанік, В.П. Кот, М.С. Бондаренко; за ред. В.П. Шостака: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 500 с.
11. Гордов В.М., Шостак В.П. Методичні вказівки для виконання дипломного проекту за спеціальністю “Суднові енергетичні установки та устаткування” (спеціалізація “Експлуатація, випробування та монтаж СЕУ”). – Миколаїв: НУК, 2013. – 60 с.
12. MAN B&W G60ME-C9.5 Project Guide. Electronically Controlled Two-stroke Engines. – 1st Edition, April 2014. – 392 p. (www.mandieselturbo.com).
13. Шостак В.П., Манзюк А.Ю. Опір довіллія руху транспортного судна: Навчальний наочний посібник. – Миколаїв: Вид-во НУК, 2012. – 184 с.
14. Правила классификации и постройки морских судов. – СПб.: Российский Морской Регистр Судовоходства, 2008. – Т. 1. – 372 с.; Т. 2. – 691 с.
15. H21/32 IMO Tier II – Marine Generating Sets. – Hyundai & Himsen, June 2010. – 16 p.
16. Хряпченко А.С. Судовые вспомогательные и утилизационные парогенераторы: Учебное пособие. – Л.: Судостроение, 1979. – 280 с.
17. Овсянников М.К., Петухов В.А. Судовые дизельные установки: Справочник. – Л.: Судостроение, 1986. – 424 с.
18. Судовые установки с двигателями внутреннего сгорания/ В.А. Ваншейдт, П.А. Гордеев, Б.А. Захаренко и др. – Л.: Судостроение, 1978. – 368 с.
19. Гордов В.М. Енергетичні палива: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 328 с.
20. Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справочник. Рек. Гос. службой стандартных справочных данных. – 2-е изд, перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 80 с.

21. EVAPORATOR/FRESH WATER GENERATOR PRODUCT SHEET (www.iwtm.no).

22. Системы судовых энергетических установок/ Г.А. Артемов, В.П. Волошин, А.Я. Шквар, В.П. Шостак: Учебное пособие. 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Судостроение, 1990. – 376 с.

23. Лукин А.И., Ткаченко С.Г. Системы судовых дизельных установок: Учебное пособие. – Николаев: НКИ, 1990. – 76 с.

24. Международная Конвенция о подготовке и дипломировании моряков и несении вахты 1978 года (ПДМНВ-78) с изменениями и дополнениями, принятыми Комитетом по безопасности на море в 1995, 1997, 1998, 2000, 2004 гг. – Одесса: Издательский центр "Студия "Негоциант", 2005. – 385 с.

25. Международная Конвенция по предотвращению загрязнения с судов 1973 г.; измененная Протоколом 1978 г. к ней; МАРПОЛ 73/78. – СПб.: АОЗТ ЦНИИМФ, 1994. – 310 с.

26. Автоматизация судовых энергетических установок и систем/ В.А. Андресен, М.Э. Гольдберг, В.Н. Городущенко, Ю.Н. Уваров: Учебник. – 2-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Судостроение, 1993. – 278 с.

27. Ланчуковский В.И., Козьминых А.В. Автоматизированные системы управления судовыми дизельными и газотурбинными установками: Учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1990. – 335 с.

28. Диагностирование дизелей/ Е.А. Никитин, Л.В. Станиславский, Э.А. Улановский и др. – М.: Машиностроение, 1987. – 224 с.

29. Коллакот Р.А. Диагностирование механического оборудования: Пер. с англ. – Л.: Судостроение, 1980. – 296 с.

30. Спиридонов Ю.Н., Рукавишников Н.Ф. Ремонт судовых дизелей. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1989. – 288 с.

31. Королевский Ю.П., Мальцев С.В. Ремонт судовых дизелей. – М.: Пищевая промышленность, 1977. – 335 с.

32. Раздрозин Ю.В. Справочник по монтажу судового механического оборудования. – Л.: Судостроение, 1981. – 200 с.

33. Кравченко В.С. Монтаж судовых энергетических установок. – Л.: Судостроение, 1975. – 256 с.

34. Иванов Б.Н. Охрана труда на морском транспорте: Учебник. – М.: Транспорт, 1981. – 192 с.

35. Санитарные правила для морских судов СССР. – М.: В/О "Мортехинформреклама", 1984. – 188 с.

36. Зудрилов С.П., Ищук Ю.Г., Косовский В.И. Охрана окружающей среды при эксплуатации судов. – Л.: Судостроение, 1989. – 256 с.

37. Ткаченко С.Г., Уваров В.А., Хоменко В.С. Методичні вказівки до виконання розділу дипломного проекту "Техніко-економічне обґрунтування модернізації суднової енергетичної установки" для студентів спеціальності 7.090509 – "Суднові енергетичні установки та устаткування". – Херсон: ХФ НУК, 2011. – 22 с.

38. Суднова енергетика та Світовий океан: Підручник/ В.М. Гордов, І.О. Ратушняк, Є.І. Трушляков, О.К. Чередніченко; За ред. В.М. Гордова. – Миколаїв: НУК, 2007. – 596 с.

39. Депутат О.П., Коваленко І.В., Мужик І.С. Цивільна оборона: Навчальний посібник/ За ред. полковника В.С. Франчука. – Львів: Афіша, 2000. – 336 с.
40. Михайлюк В.О. Цивільний захист: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – Ч. 2. Надзвичайні ситуації. – 124 с.
41. Конвенция о борьбе с незаконными актами, направленными против безопасности морского судоходства 10 марта 1988 года// United Nations, Treaty Series, 1992. – P. 249–261.
42. Вдовиков Г.В., Гуданов В.А., Лучко И.Е. Справочник по приемо-сдаточным испытаниям судов. – Л.: Судостроение, 1983. – 208 с.
43. Правила технической эксплуатации морских и речных судов. Дизели. КПД 31.2.002.02–96: Нормативный документ морского транспорта Украины. – К., 1997. – 64 с.
44. Краев В.И. Экономическое обоснование при проектировании морских судов. – Л.: Судостроение, 1981. – 280 с.
45. Кузнецов В.В. Економічна оцінка проектних рішень в судновій енергетиці. – Миколаїв: НУК, 2005. – 70 с.
46. Санитарные правила для морских судов. – М.: В/О «Мортехинформреклама», 1984. – 188 с.
47. Конвенция о трансграничном загрязнении воздуха на большие расстояния. Original: ENGLISH November 2011. 45 сессия Рабочей группы по стратегиям и обзору. Руководящий документ по технологиям регулирования выбросов серы, NOx, летучих органических соединений, пыли из стационарных источников. Режим доступа: https://www.unesc.org/fileadmin/DAM/env/documents/2009/EB/wg5/wgsr45/Informal%20docs/No_1_russian_version.pdf
48. Ксенофонов Б. С., Иванов М. В. Интенсификация флотационной очистки в оборотных системах водопользования с использованием вибровоздействий. Электронное научно-техническое издание «Наука и образование». Эл. № ФС 77–30569/340657, №02 февраль 2012 г. <http://technomag.edu.ru>.
49. Колезаев, М. А. Снижение выбросов с отработавшими газами дизелей (реферативный обзор) [Текст] / М. А. Колезаев, И. И. Черныш // Судовые энергетические установки: научно-техн. сборник ОГМА. — Вып. 5. — Одесса: Техносервис, 2000. — С. 45–50.
50. E. Tzannatos. Costs and benefits of reducing SO2 emissions from shipping in the Greek seas. Maritime Economics & Logistics 12, September 2010.–P. 280–294.
51. Смайлс В.И. Малотоксичные дизели./В.И.Смайлс — Л.: Машиностроение, 1972. 128 с.
- 52 Бернер Г. Я. Технология очистки газа за рудежом. Справочник. — М.: Изд-во “Новости теплоснабжения”, 2006. — 260 с.
53. Беспалов В. И. Технология осушения выхлопных газов ТЭС с использованием теплоты конденсации водяных паров // Известия ТПУ. 2010.–№4.– 50 с.
54. Flannigan D.J., Suslick K.S. Molecular and atomic emission during single-bubble cavitation in concentrated sulfuric acid Acoustics // Research Letters Online.– 2005.–V.6,№3.– P.157–161.
55. Hopkins S.D., Putterman S.J., Kappus B.A. Dynamics of a Sonoluminescing Bubble in Sulfuric Acid // Phys. Rev. Lett.– 2005.– V.95. — P.254–301.
56. R. M. Davies, G. I. Taylor, “The mechanics of large bubbles rising through liquids in tubes”, Proc. of Roy. Soc., London, 200, Ser. A, 1950. –P. 375–390.

57. ISO 8217. Топлива судовые. Технические условия.