

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

(повне найменування вищого навчального закладу)

Херсонський навчально-науковий інститут, суднобудівний факультет

(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

Кафедра суднового машинобудування та енергетики

(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

Андрєєв А.А.

«__» _____ 202_ р.

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи магістра

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: Підвищення надійності трубопроводів високого тиску МОД на балкері з прямою передачею потужності типу "Warnow Mars" (Dw=30500 т, Vs=15,9 вуз).

Виконав: студент VI курсу, групи 6220м

спеціальності

"Експлуатація, випробування та монтаж СЕУ"

(цифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Мишако Євген Євгенович

(прізвище та ініціали)

Керівник к.т.н., доцент Андрєєв А.А.

(прізвище та ініціали)

Рецензент к.т.н., доцент Самохвалов В.С.

(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"
(шифр і назва)

Спеціальність 135 "Суднобудування"
(шифр і назва)

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

к.т.н., професор А.А. Андреев

" 01 " вересня 2024 року

З А В Д А Н Н Я

НА ВИПУСКНУ МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ

Мишако Євген Євгенович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи **"Підвищення надійності трубопроводів високого тиску МОД на балкері з прямою передачею потужності типу "Warnow Mars" (Dw=30500 т, Vs=15,9 вуз)."**

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

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

затверджені розпорядженням директора ХННІ НУК від "___" _____ 2024 року №___

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

3. Вихідні дані до роботи _____

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

Вступ.

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

Розділ 2. Наукове дослідження на тему

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

Розрахунок і комплектація системи:.

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

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

5.1. Автоматизація.

5.2. Розробка програми випробувань.

Розділ 6. Технологічна розробка елементів СЕУ:

6.1. Діагностування.

6.2. Технічне обслуговування та ремонт.

6.3. Технологічний процес монтажу.

Розділ 7. Оцінка ефективності проведеної модернізації СЕУ.

Висновки.

Список використаних літературних джерел.

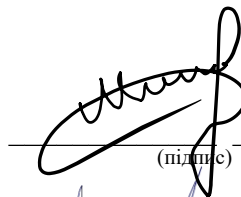
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
 Креслення загального виду та характеристик судна і СЕУ – 1 аркуш.
 Креслення з результатами наукового дослідження – 1 – 2 аркуші.
 Креслення загального розташування устаткування у МВ судна – 2 аркуші.
 Характеристики елементів 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	

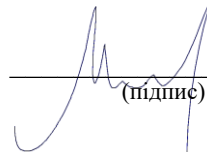
Здобувач


(підпис)

Мишако С.С.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

Андрєєв А.А.

(прізвище та ініціали)

Анотація

У проекті представлено судно балкер "WARNOW MARS" дедвейт якого становить 30500 т.

При виконанні дипломного проекту була проведена заміна головного двигуна 6S50MC-C7 на двигун Wartsila 5X52.

Основні елементи допоміжної енергетичної установки були замінені, так дизель-генератори були замінені на Wartsila 4L20, з огляду на те, що для обслуговування нового двигуна 5X52 потрібно більше енергії, ніж на судні-прототипі. Також був змінений комбінований котел CMB-HF-2.0 + 1.2/7 на котел CMB-HF-2.0+1.2/7.

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

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

У технологічній частині дипломного проекту розглядається питання ремонту сальника штока поршня і представлений технологічний процес монтажу кришки циліндра із зазначенням трудомісткості і розрядності виконуваних робіт.

Економічна частина представлена порівняльним аналізом щодо заміни головного двигуна.

Ключові слова: модернізація суднової енергетичної установки, балкер, заміна головного двигуна, ремонт сальника штока, монтаж кришки циліндра, діагностування двигуна, економічна ефективність.

Abstract

The project represented the vessel bulk carrier "WARNOW MARS" deadweight which is 30,500 tons.

When the diploma project was the replacement of the main engine 6S50MC-C7 engine Wartsila 5X52.

Basic elements of the auxiliary power unit were replaced so diesel generators have been replaced by Wartsila 4L20, due to the fact that a new service 5X52 engine requires more energy than the prototype vessel. Has also been changed combi boiler CMB-HF-2.0 + 1.2/7 on the boiler CMB-HF-2.0+1.2/7.

The graduation project addressed issues of diagnosing the main engine and the ability to repair components.

Paid much attention to the issues of labor protection and the prevention of pollution.

In the technological part of the diploma project discusses the repair of the piston rod gland and presented process cylinder head installation with indication of the complexity and the bit of work.

The economic part of the comparative analysis in relation to the replacement of the main engine.

Key words: marine power plant modernization, bulk carrier, main engine replacement, piston rod stuffing box repair, cylinder cover installation, engine diagnostics, economic efficiency.

Зміст

Анотація.....	4
Abstract.....	4
Зміст.....	5
Вступ.....	8
Прийняті скорочення.....	9
Розділ 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.....	10
1.1 Призначення судна.....	10
1.2 Класифікація судна і відповідність правилам морських класифікаційних товариств.....	10
1.3 Основні характеристики.....	11
1.4 Морехідні якості.....	13
1.5 Суднова енергетична установка.....	13
1.5.1 Елементи головної енергетичної установки.....	13
1.5.2 Елементи допоміжної установки.....	13
1.5.2 Допоміжна парова установка.....	14
1.6 Загальносуднові системи.....	14
1.6.1 Осушувальна система.....	14
1.6.2 Баластна система.....	14
1.6.3 Стічна і шпигатна системи.....	15
1.6.4 Протипожежні системи.....	15
1.6.5 Система питного та мийного прісного водопостачання.....	16
1.6.6 Система опалення і господарського паропостачання.....	17
1.6.7 Система загальносуднової вентиляції.....	17
1.6.8 Система вентиляції вантажних трюмів.....	18
1.6.9 Система кондиціонування повітря.....	18
1.7 Суднові пристрої.....	18
1.7.1 Кермовий пристрій.....	18
1.7.2 Якірний пристрій.....	18
1.7.3 Швартовний та буксирний пристрій.....	19
1.7.4 Вантажні пристрої.....	19
1.7.5 Рятувальні пристрої.....	19
1.7.6 Захист корпусу судна від корозії.....	20
1.8 Міжнародний Кодекс управління безпекою (МКУБ).....	20
1.9 Розташування машинного відділення по довжині корпусів судна.....	21
1.10 Розташування головного двигуна і допоміжного устаткування у машинному відділенні.....	23
1.11 Вимоги до розміщення устаткування систем.....	24
1.12 Комплектація судна технічними засобами для забезпечення вимог Міжнародних Конвенцій SOLAS-74 та MARPOL-73/78.....	26
1.12.1 Конвенція SOLAS-74.....	26
1.12.2 Міжнародна Конвенція MARPOL-73/78.....	28

Розділ 2. Наукове дослідження на тему аналіз надійності трубопроводів високого тиску.....	31
2.1 Загальна інформація.....	31
2.2 Дослідження пружних властивостей важкого палива.....	35
2.3 Визначення характеристик хвильового поля та умов появи резонансних явищ в трубопроводі.....	37
2.4 Синтез механізмів протидії резонансним явищам у трубопроводі.....	41
Розділ 3. Модернізація головної пропульсивної та допоміжної енергетичної установок судна. Розрахунок і комплектація системи.....	44
3.1 Модернізація пропульсивного комплексу.....	44
3.1.2 Аналіз різних типів і схем суднових енергетичних установок.....	44
3.1.3 Вибір числа гребних звинтів, числа гребних валів і способу реверсування.....	46
3.1.4 Вибір типу рушія.....	47
3.1.5 Вибір головного двигуна.....	47
3.1.6 Рейсова лінія та гістограми гідрометеорологічних параметрів.....	51
3.1.7 Проектування головної пропульсивної установки.....	53
3.1.8 Основні характеристики ходовості серійного судна.....	55
3.1.9 Розрахунок гвинтової характеристики.....	56
3.1.9 Побудова суміщених характеристик двигуна та рушія.....	57
3.1.10 Характеристики гребного звинта.....	59
3.1.11 Визначення основних експлуатаційних характеристик двигуна 5X52.....	60
3.1.12 Визначення основних елементів валопроводу.....	66
3.2 Розробка теплової схеми СЕУ. Обґрунтування та вибір допоміжних енергетичних комплексів, розробка схеми енергетичних потоків.....	68
3.2.1 Розробка теплової схеми суднової установки.....	68
3.2.2 Вибір суднової електростанції.....	69
3.2.3 Вибір основних джерел енергії.....	69
3.2.4 Вибір типу дизель — генераторів.....	71
3.2.5 Вибір елементів допоміжної котельної установки.....	71
3.2.6 Вибір аварійного дизель-генератора.....	78
3.2.7 Вибір опріснювальної установки.....	79
3.2.8 Енерговикористання в режимі повного ходу.....	80
3.3 Визначення основних параметрів систем СЕУ. Розробка, розрахунок і комплектація системи пускового повітря.....	89
3.3.1 Система паливна.....	89
3.3.2 Масляна система.....	91
3.3.3 Система охолодження.....	94
3.3.4 Система стиснутого повітря.....	97
3.3.5 Система газовідводу.....	101
3.3.6 Система живильної води котлів (табл. 5.12).....	104
Розділ 4. Розробка питань безпечних мореплавства, експлуатації СЕУ та несення машинної вахти:.....	106
4.1 Розробка питань технічної експлуатації за рахунок дослідження впливу зазору в паливному насосі головного двигуна.....	106

4.2 Обов'язки другого механіка.....	112
4.3 Несення машинної вахти.....	113
4.4 Боротьба з тероризмом (піратством).....	117
Розділ 5. Аналіз суднового електрообладнання, електронної апаратури та систем керування й контролю СЕУ.....	122
5.1 Автоматизація.....	122
5.1.1 Автоматизовані головні механізми і рушії.....	122
5.1.2 Автоматизовані компресорні установки.....	124
5.1.3 Устрої в машинних приміщеннях.....	125
5.1.4 Устрої у житлових приміщеннях механіків.....	126
5.1.5 Схема регулювання в'язкості палива.....	126
5.1.6 Опис пристрою і взаємодії елементів САР в'язкості палива.....	126
5.1.7 Послідовність операцій:.....	127
5.1.8 Результат.....	128
5.2 Розробка програми випробувань допоміжного дизель-генератора Wartsila 4L20.....	128
5.2.1 Загальні положення.....	128
5.2.2 Випробування допоміжних дизель-генераторів.....	130
Розділ 6. Технологічна розробка елементів СЕУ:.....	131
6.1 Діагностування.....	131
6.2 Технічне обслуговування та ремонт.....	131
6.3 Технологічний процес монтажу.....	133
6.3.1 Техніка безпеки при монтажі.....	133
6.3.2 Системи діагностування двигунів та їх окремих вузлів.....	134
Розділ 7. Оцінка ефективності проведеної модернізації СЕУ.....	140
7.1 Загальні положення.....	140
7.2 Висновки з розділу.....	151
Висновок.....	152
Список використаної літератури.....	153

Вступ

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

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

В останні роки приділяється велика увага паливної економічності СЕУ і суден у цілому. Із цією метою вживають наступних заходів: знижують опір руху судна; зменшують його швидкість; застосовують звинти регульованого кроку, що дозволяють ефективно використати потужність в умовах плавання, що відрізняються від специфікаційних; забезпечують підвищені середньексплуатаційні ККД первинних двигунів їхньою роботою на повній або близькій до повної потужності на різних режимах, відбором потужності головних двигунів на допоміжні потреби (електрогенератори, насоси і т.д.), застосуванням відповідних оптимізуючих режим роботи засобів автоматизації. Особливе значення має підвищення повноти використання енергії палива, що спалює в первинних двигунах. Із цією метою застосовують розвинену (злидоку) утилізацію теплоти випускних газів, що прохолоджує двигуни середовища, гарячого наддувочного повітря для одержання механічної енергії (і передачі її на звинт), електроенергії, пари і гарячої води для опріснювальних і опалювальних установок, підігріву палива і гарячого водопостачання.

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

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

Балкер-прототип $D_w=30500$ т, обладнаний дизельною установкою з малообертовим двигуном 6S50MC-C7 працюючий на паливі з характеристиками: в'язкість при 50°C макс. $370\text{ мм}^2/\text{с}$ (370 сСт) або 3500 з Редвуд-1 при 1000°F ; температура спалаху не менш 61°C .

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

Прийняті скорочення

АДГ — аварійний дизель – генератор
ВВП — високов'язке паливо
ВОД — високообертовий двигун
ВОУ — водоопріснювальна установка
ГД — головний двигун
ГРК — гвинт регульованого кроку
ГРЩ — головний розподільний щит
ГУП — головний упорний підшипник
ГФК — гвинт фіксованого кроку
ДАУ — дистанційне автоматичне управління
ДВЗ — двигун внутрішнього згоряння
ДГ — дизель – генератор
ДДГ — допоміжний дизель – генератор
ДК — допоміжний котел
ДКУ — допоміжна котельня установка
ДП — допоміжний парогенератор
ДПУ — допоміжна парова установка
ДУ — дизельна установка
ПР — періодичний режим
ЕР — епізодичний режим
ЕУ — енергетична установка
КАВ — котел автоматизований, водяний
ККД — коефіцієнт корисної дії
КСУ ТС — комплексна система управління технічними засобами
КУП — котел утилізаційний паровий
МКВ — машинно – котельне відділення
МОД — малообертовий двигун
НВ — нафтоутримуючі води
ПУВО — пульт управління вантажними операціями
СРБ — системи рідинної безпеки
СЕС — суднова електростанція
СЕУ — суднова енергетична установка
СДУ — суднові дизельні установки
СНТ — система низького тиску
СОД — середньообертовий двигун
ССТ — система середнього тиску
УК — утилізаційний котел
ЦПУ — центральний пост управління

Розділ 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 — універсальний балкер з можливістю перевезення контейнерів на верхній палубі “WARNOW MARS” (IMO: 9509712) (рис. 1.1) побудовано і введено в експлуатацію у 2011 році Китайською компанією “Zhejiang Ouhua Shipbuilding Co”, призначене для перевезення навалочних та універсальних вантажів (рис. 1.2).

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.

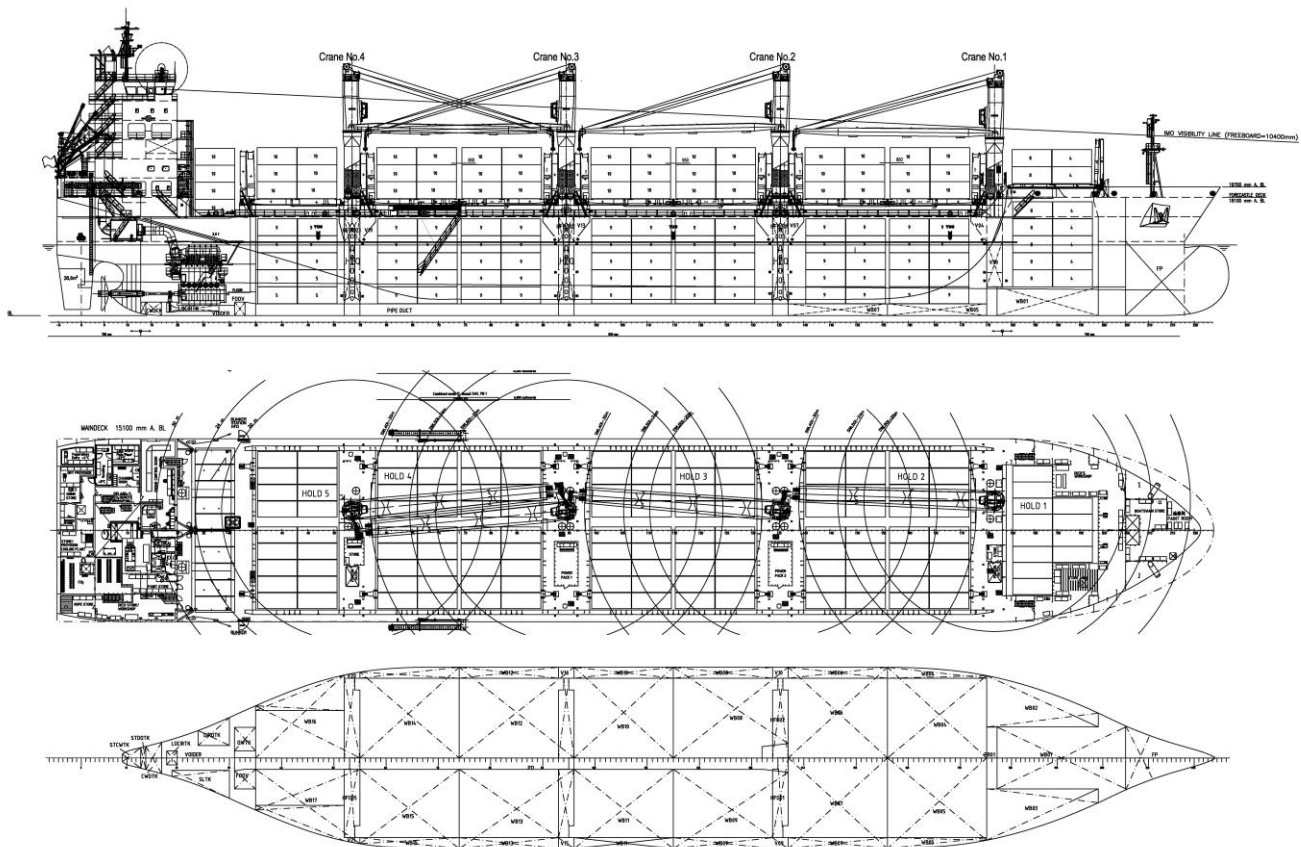


Рисунок 1.1 Загальний вигляд балкера “WARNOW MARS”

1.2 Класифікація судна і відповідність правилам морських класифікаційних товариств

Судно побудовано під наглядом Регістру Lloyds Register та класифікацією + 100A1, BC-A, CSR, ESP, L1, IWS, BWMP(S), +LMC, UMS, SCM.

Судно відповідає наступним Конвенціям і Правилам [6; 7]:

- Міжнародній Конвенції з охорони людського життя на морі SOLAS –74, консолідоване видання 2000 р. (з діючими 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 судах";
- Міжнародному Стандарту ISO 6954–1984 "Механічні коливання та дивігіння. Принципи загального оцінювання вібрації на торгових судах";
- 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 портів працівників Австралії до трюмних трапів;
- тощо.

1.3 Основні характеристики

Головні розміри

Довжина найбільша.....	179,5 м;
Ширина.....	28 м;
Проектована осадка.....	10,8 м.

Дедвейт судна у морській воді густиною 1,025 т/м³, при осадці по лінію вантажну марку 10,8 м, складає 30500 т.

1.4 Морехідні якості

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

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

Швидкість судна на глибокій воді, при чистому свіжофарбованому корпусі, вітрі і хвилюванні не більше 4-х балів при осадці 10,8 м на рівній кіль складає максимальна швидкість:

- максимальна – 15,5 вуз;
- крейсерська – 15 вуз.

1.5 Суднова енергетична установка

1.5.1 Елементи головної енергетичної установки

У якості головного двигуна встановлений двигун фірми MAN — 6S50MC-C7, який має наступні характеристики і параметри (табл. 1.1):

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

Таблиця 1.1 Характеристики головного двигуна

Число циліндрів	6
Діаметр циліндра, хід поршня, мм	500x2000
Номинальна потужність, кВт	9780
Специфікаційна потужність, кВт	8800
Експлуатаційна потужність, кВт	8532
Номинальна кількість обертів, хв-1	127
Середній ефективний тиск, МПа	2
Середня швидкість поршня, м/с	8,6
Питома ефективна витрата палива, г/(кВт год)	171
Тип турбокомпресора	VTA
Витрата циркуляційного масла, г/(кВт год)	0,15
Витрата циліндрового масла, г/(кВт год)	1,0
Вага двигуна, т	207
Розміри, мм	6774x3150x8250

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

1.5.2 Елементи допоміжної установки

У якості основних джерел живлення встановлені 2 дизель — генератора MAN — 6L16/24 та 1 дизель-генератор 5L16/24 з наступними характеристиками (табл. 1.2):

Таблиця 1.2 Характеристики дизель-генераторів

Число циліндрів	6	5
Діаметр циліндра і хід поршня, мм	160 x 240	160 x 240
Потужність двигуна, кВт	540	450
Потужність генератора, кВт	515	430
Число обертів хв.-1	1000	1000
Витрата масла, г/(кВт год)	0,8	0,8

1.5.2 Допоміжна парова установка

У якості парового джерела встановлений комбінований паровий котел Saaske моделі СМВ-НФ-2.0+1.2/7

Таблиця 1.3 Характеристики котлоагрегату

Параметр	Вознева /утилізаційна
Паропроductивність, кг/годину	2000/1200
Температура живильної води, оС	60
Тиск пари, МПа	0,7
Температура газів на виході з ГД при 85% навантаженню	229

Волопровід

У склад волопровода входять:

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

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, а також для збирання трюмних вод, що містять нафту, (ВМН) і подальшої їхньої передачі в берегові прийомні пристрої чи в установку для очищення.

Основне устаткування системи розташоване:

- у трюмі МВ: два відцентрових і один поршневий електроприводні насоси і водоструминний ежектор подачею 160 м³/годину;
- на II платформі МВ: сепаратор льяльних вод;
- у приміщенні ежектора: водоструминний ежектор подачею 10 м³/годину.

На прийомних відводах осушення вантажних трюмів і 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.

На напірних патрубках відцентрових насосів встановлені клапани, що забезпечують можливість налаштування насосів на роботу в межах робочої характеристики.

1.6.2 Баластна система

Баластна система забезпечує прийом водяного баласту до цистерн і видалення його за борт. Вона обслуговується двома відцентровими електричними насосами подачею 1200 м³/годину кожний.

Баластні насоси розташовані в трюмі МВ у приміщенні баластних насосів.

Запірна арматура на відводах у баластні цистерни і трюм № 3 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.

Запірна арматура на відводах у баластні цистерни і трюм № 3 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.

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 і 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 і 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 будь-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 двома насосами. Один пожежний насос подачею 100 м³/годину при напорі 1 МПа розташований у приміщенні баластного насоса. Другий насос подачею 160 м³/годину при напорі 1 МПа розташований у МВ.

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.

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

Устаткування системи розміщене в станціях вуглекислотного gasіння й у МВ.

У комплект устаткування входять:

- балони для зберігання CO₂ із клапанами, сифонними трубами і деталями кріплення;
- збірні колектори;
- клапани випуску CO₂ у захищені приміщення;
- пускові шафи для керування випуском CO₂ у трюми і МВ;
- прилад затримки сигналу на відкриття балонів із CO₂;
- свистки сигнальні;
- випускні сопла;
- трубопроводи й арматура;
- таблички з написами й інструкціями з пуску;
- пристосування для зважування балонів.

Система забезпечує:

- зберігання CO₂ у балонах;
- зважування балонів у станціях вуглекислотного gasіння;
- подачу CO₂ у захищені приміщення;
- включення попереджувального сигналу про пуск CO₂ у МВ;

У системі gasіння пожежі в трюмах і МВ передбачено два послідовно включених засоби керування випуском. Один використовується для випуску CO₂ з балонів, інший – для відкриття пускового клапана на трубопроводі, що здійснює подачу CO₂ тільки в МВ. Для МВ ці два засоби керування знаходяться усередині пускової шафи. Для трюмів з окремого пускового обладнання здійснюється тільки випуск CO₂ з балонів, а пускові клапани для кожного з трюмів мають ручний привод. Пускові шафи розташовані у станції вуглекислотного gasіння.

Для gasіння пожежі в малих приміщеннях: АДГ, малярської та інсинератора, а також устаткування МВ використовуються місцеві установки CO₂, що складаються з 2-х і 3-х балонів.

Для цих установок також передбачено два окремих засоби керування випуску CO₂: ручне відкриття клапана випуску CO₂ у приміщення, що захищається, і ручне відкриття пристрою для випуску CO₂ з балонів.

16.4.3 Місцеві пости пожежеgasіння. Для gasіння місцевих вогнищ пожежі у МВ передбачаються стаціонарні повітряно-пінні апарати.

16.5 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 наддубови.

Запаси питної води зберігаються в п'ятьох вкладних цистернах місткістю 383 м³, одна з яких використовується для приготування мінералізованої води.

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 переконсервації запасів води іонами срібла дозою 0,05 мг/л.

Передбачено поповнення запасів води від вакуумної 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 – однолінійна, з робочим тиском пари в опалювальних приладах 0,39 МПа.

Система господарського паропостачання – дволінійна, 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.

Кількість повітря (повітрообмін), яке подається та (чи) видаляється з приміщень, що обслуговуються штучною вентиляцією, визначено з умови або асиміляції надлишкових тепловиділень, або забезпечення кратності повітрообміну, обумовленої за нетто-об'ємом приміщення.

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

1.6.8 Система вентиляції вантажних трюмів

Вантажні трюми обладнані штучною повітряною і природною видувною вентиляцією, що забезпечує один обмін повітря в годину з розрахунку на порожній трюм. Ця система забезпечує також поверхневу вентиляцію під час перевезення сипучих вантажів.

1.6.9 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 % узимку. Кондиціонери, що обслуговують житлові, громадські та службові приміщення, розміщені в приміщенні кондиціонерів на палуді рудки I ярусу, кондиціонери кермової рудки і камбуза – у вентиляторній на палуді 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 паром.

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 проєкції 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 балері 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 убураються 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 рудки, лічильниками довжини витраченого ланцюга, які встановлені у постів керування ледідками та в навігаційній рудці.

1.7.3 Швартовний та буксирний пристрій

Як швартовний пристрій використовується швартовна автоматична ледідка з електричним приводом:

- кількість і місце установки – 3 шт., одnobарабанні, у кормовій частині судна;
- 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 алуді бача;
- тягове зусилля – 160 кН;
- швидкість вибирання – не менше 0,2 м/с.

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

1.7.4 Вантажні пристрої

Для проведення допоміжних вантажних операцій на судні передбачені два електрогідравлічні вантажні крани вантажопідйомністю 5 т і вильотом стріли 14/2,2 м. Крани встановлені на нижньому містку кормової рудки по правому і лівому борту.

Для вивантаження основних вантажів із трюмів на судні передбачено 4 поворотні балки і 3 візки-піддони. Вантажопідйомність кожної балки 500 кг. Поворотні балки обслуговуються електричними приводами типу ПЕ68 з наступними технічними характеристиками:

- номінальне тягове зусилля на барабані – 5,6 кН;
- швидкість вибирання шкентеля при НТУ – 0,30 м/с;
- посадочна швидкість – 0,13 м/с.

Для підтримки шлангів при прийомі палива передбачені дві вантажні балки вантажопідйомністю 0,5 т з електричним приводом, розташовані по правому борту в районі 45 шп.

За бажанням замовника, для здійснення вантажних операцій з навалювальними вантажами на судні можуть бути передбачені 4 електрогідравлічні вантажні грейферні крани, що забезпечують роботу при температурі навколишнього повітря від +45 °С до -20 °С.

Основні характеристики крана:

- вантажопідйомність – 25 т;
- виліт стріли максимальний – 30 м;
- номінальна швидкість піднімання-опускання вантажу – 32 м/хв.

1.7.5 Рятувальні пристрої

На судні встановлюють одну моторну рятувальну вільного падіння (зравітаційну) шлюпку на 32 особи і одну чергову шлюпку з пластмасовим корпусом на 6 осіб.

На судні встановлюються два рятувальні плоти на 16 осіб кожний, що спускаються за допомогою плотбалки, чотири надувні рятувальні плоти на 10 осіб кожний в пластмасових контейнерах і додатковий надувний рятувальний пліт на 6 осіб.

Плоти на 10 осей закріплюються на стелажах для швидкого скидання.

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 по процедури, що забезпечують безпечне використання суден і захист навколишнього середовища відповідно до вимог міжнародного законодавства та законами країни прапора судна,
- визначення рівнів повноважень і способів взаємодії між і усередині берегового та суднового персоналу.
- процедури повідомлення про події і невідповідність МКУБ,
- процедури підготовки до можливих екстремальних випадків і реагування на них,
- процедури внутрішніх перевірок і змін в управлінні

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

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

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

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

Правила Регістра, видання 1990 р,

Міжнародна Конвенція з охорони людського життя на морі 1974 (SOLAS-7M);

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

– Міжнародна Конвенція про вантажну марку.

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

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

Міжнародний кодекс морського перевезення небезпечних вантажів (IMDG Code)

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

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

1.9 Розташування машинного відділення по довжині корпусів судна

Розміщення машинного відділення (МВ), по довжині корпусу судна має вплив на технічні, експлуатаційні і економічні показники судна, а також на його загальну архітектуру. У морській практиці в основному зустрічаються три варіанти розташування приміщення ЕУ по довжині судна (рис 1.3); 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%.

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

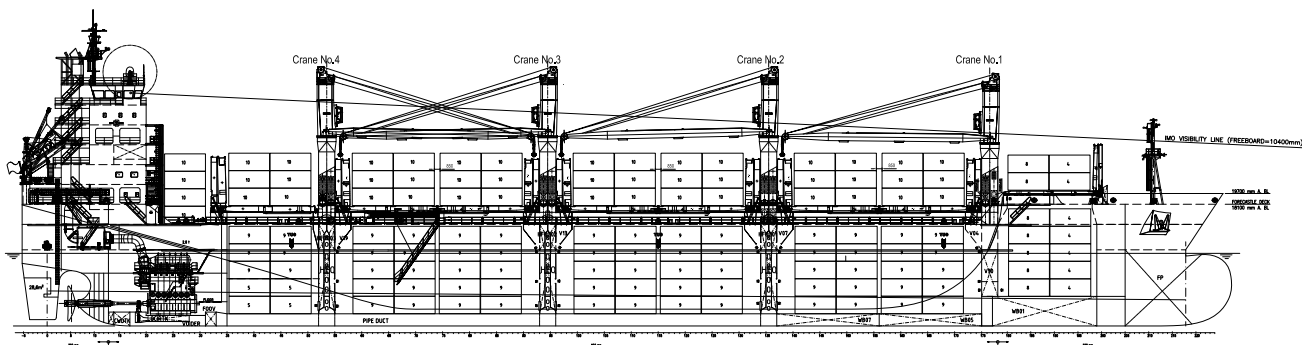


Рисунок 1.3 Загальний вигляд судна

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 місцезнаходження МВ по довжині судна і від типу головної установки. При центральному розташуванні МВ має найбільшу ширину, а при кормовому — збужується у корму зі значним ухилом бортів, що створює труднощі у розміщенні механізмів.

Приміщення МВ розташовуються як в основному корпусі судна, так і у його надбудовах і рубках. Потомий об'єм приміщень МВ для морських суден транспортних суден з ДЕС зазвичай складає 0,35 — 0,70 м³/кВт (на 1 кВт потужності ЕС). Для визначення повного об'єму машинних приміщень необхідно до об'єму МВ додати об'єм тунелів гребних 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'єми МВ.

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

Машинні шахти з'єднують приміщення МВ з відкритою палубою (або палубою надбудов). Вони призначені для виводу вентиляційних каналів, газовідвідних каналів, газовідвідних каналів, газовідвідних труб і дымоходів, каналів підводу повітря до працюючих дизелів, котлам, установкам трапів і ліфтів для доступу у МВ, інколи для природного освітлення і безпосереднього поєднання ЕС 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 дымоходів, а також в залежності від загального виду судна.

Для збереження запасів палива використовуються цистерни подвійного дна, бортіві 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.

1.10 Розташування головного двигуна і допоміжного устаткування у машинному відділенні

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

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

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

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

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

Механізми, які є джерелами шуму і вібрації, необхідно встановлювати на елементах корпусу судна, які мають підвищену жорсткість, або підкріпляти ці механізми додатковими конструкційними елементами. Такі механізми необхідно амортизувати і екранізувати їх від постів, де довгостроковий час знаходиться обслуговуючий персонал.

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

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

Головний розподільчий щит, (ГРЩ), встановлюють по можливості ближче до джерел току, як правило, перпендикулярно діаметральній площині. Він може бути розміщений як у трюмі, так і на платформі. При наявності ЦПУ розміщують ГРЩ у ньому. При виборі установки людей 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 бортівих кронштейнах, або навіть під настилом МВ.

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

Розташування компресора відносно пульту управління визначається ступінню автоматизації установки. При малій ступені автоматизації компресори ставлять поблизу ПУ, щоб зручно було спостерігати за їх роботою. При наявності ЦПУ і відповідній ступені автоматизації треба встановлювати компресор, виходячи зі зручності загального розміщення механізмів. На суднах з потужними двигунами, де балони пускового повітря займають значний об'єм при відносно невеликій масі, їх розташовують на платформах зі сторони підводу повітря до двигуна. Компресори повітря ставлять на тієї ж платформі, або нижче у трюмі під балконом. В установках невеликої потужності і на допоміжних двигунах балони можуть бути встановлені поряд з дизелем, а компресори — у трюмі.

1.11 Вимоги до розміщення устаткування систем

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

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

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

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

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

розміщують стічні масляні цистерни, які відділяють коффердамами від зовнішнього дна і інших відсіків міждонного простору.

Приймальні кінгстони заборотної води розташовуються у носовій частині МВ перед відливними клапанами. Кінгстони повинні встановлюватись на спеціальних кінгстонних ящиках, або в приймальних заборотних патрубках. Приймальні заборотні отвори у зовнішньому обшиванні судна захищають решітками. Частіше всього передбачають два кінгстонних ящика, причому, один на борту у районі скулової частини, другий — на днищі судна з протилежного борта. На криголамах і судах льодового плавання для прийому заборотної охолоджувальної води застосовують льодові ящики, у яких мілкий 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 площині, або вертикально. На багатотоннажних судах для магістральних трубопроводів залишають проходи повз трас, устатковані площадками і стаціонарним електроосвітленням. Компановка арматури і з'єднань трубопроводів повинна забезпечувати зручний доступ до них і можливість виконання ремонтних робіт без демонтажу суміжного устаткування і труб, які знаходяться поряд.

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

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

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

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

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

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

1.12.1 Конвенція SOLAS-74

Загальні положення

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

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

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

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

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

Глава I. Загальні положення;

Глава II-1. Конструкція – поділ на відсіки і остійність, механічні та електричні установки;

Глава II-2. Конструкція – протипожежний захист, виявлення і гасіння пожежі;

Глава III. Рятувальні засоби 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 балкері "Warnow Mars" встановлено як індивідуальні рятувальні засоби, так і колективні.

Індивідуальні рятувальні засоби

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

Рятувальні круги

Рятувальний круг – це плавучий круг еліптичної форми в перетині з прикріпленням до нього в чотирьох точках рятувальним лесом. Рятувальний круг повинен мати: зовнішній діаметр не

більше 800 мм і внутрішній – не менше 400 мм; рятувальний леєр, який міститься на зовнішньому периметрі круга і закріплений в чотирьох рівновіддалених один від одного місцях, утворюючи чотири однакових петлі; нашиті смуги зі світловідбивного матеріалу; вагу не менше 2,5 кг. На судні встановлено по два рятувальних круга з кожного борта.

Рятувальні жилети

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

Гідрокостюми та теплозахисні засоби

Гідрокостюм – костюм із водонепроникного матеріалу, що забезпечує плавучість людини і служить для запобігання переохолодження людини в холодній воді. На судні має бути як мінімум по одному гідрокостюму на кожного члена екіпажу. Гідрокостюм повинен задовольняти наступні вимоги: щоб будь-який член екіпажу міг самостійно надіти костюм протягом не більше 2 хв. разом з одягом і рятувальним жилетом, якщо гідрокостюм вимагає носіння жилета; щоб температура тіла людини не знижувалася більше ніж на 2 °С протягом 6 годин при температурі води 0 – 2 °С; 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 проплисти невелику відстань і звернутися в шлюпку або літ.

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

Колективні рятувальні засоби

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

Рятувальна шлюпка

Рятувальна шлюпка – це шлюпка, здатна забезпечити збереження життя людей, що терплять 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 рубки, що забезпечує швидкість шлюпки на тихій воді при повному комплекті людей не менше 6 вуз., та захищений від випадкових ударів гребний гвинт. Рятувальна шлюпка повинна бути пофарбована у помаранчевий колір.

На судні встановлені (див. п. 1.6.4): чотири рятувальні балкерні моторні самовідновлювальні шлюпки типу 00305, що вміщують 42 особи кожна; робоча моторна шлюпка типу РШП-5,5; катер корабельний робочий типу 338М. Спускання та піднімання рятувальних шлюпок здійснюється шлюпбалками ШБЧШВ за допомогою електричних шлюпочних лебідок ЛШВ11 з тяговим зусиллям (з

повною кількістю пасажирів) – 100 кН (10 тс). Спускання та піднімання робочої шлюпки та корабельного катеру здійснюється за допомогою суднових кранів типу КЕ–34М.

Надубні рятувальні плоту

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

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

1.12.2 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 висуваються до суден.

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

Згідно з вимогами Додатка I Міжнародної Конвенції MARPOL–73/78 судно обладнане технічним засобом очищення ВМН, який має багатоступінчастість очищення і автоматичну роботу сепараторів. Для очищення ВМН передбачена сепараторна установка очисною здатністю не більше 15 г/ млн., що складається із сепаратора СК–4М, очисного фільтру ФДМ–4М та електронасоса 2BV 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 шпізати; 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 шпізатів; 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 й 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 балкері "Wagrow Mars" передбачається автоматизована установка для спалювання суднових відходів і нафтозалишків – інсінератор СП-10, а також 2 контейнера для збирання сміття та відходів.

Додаток VI – Правила запобігання забрудненню повітряного середовища з суден

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

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

Скру́дер – пристрій, що використовується для очищення твердих або газоподібних середовищ від домішок у різних хіміко-технологічних процесах. Очищення газів від домішок за допомогою скрудерів 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 перемішуванню очищуваного газу з рідиною. Даний метод дозволяє видалити з газу частки пилу, диму, туману і аерозолів (зазвичай небажані або шкідливі) практично будь-яких розмірів.

Висновок

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

Розділ 2. Наукове дослідження на тему аналіз надійності трубопроводів високого тиску

2.1 Загальна інформація

Вивчення статистики відмов елементів головного двигуна показала, що найбільшу інтенсивність відмов мають турбокомпресор, циліндро-поршнева група, шийки валу і підшипники валу, паливна апаратура та антаблемент і анкерні болти. Серед них особливу увагу привертають несправності ПА, оскільки їх кількість з часом тільки зростає, незважаючи на розвиток науково-технічного потенціалу світового двигунобудування.

Зниження надійності паливної системи малообертового дизеля (ПС МОД) констатують також вчені-дослідники. Зокрема, В. Г. Івановський, Ю. Я. Фомін та інші відзначають, що «до теперішнього часу паливна апаратура високого тиску суднових дизелів залишається найбільш уразливим в експлуатаційному відношенні вузлом дизеля: більшість вимушених зупинок суден у морі відбувається через несправності в ПА. Для головних малообертових дизелів за 10000 годин експлуатації число вимушених зупинок становить 22–26%».

Огляд літератури, присвяченій впливу сучасних тенденцій в двигунобудуванні на принципи функціонування ПА, що представлений роботами І. В. Возницького, Е. В. Білоусова, В. Г. Івановського, Ю. А. Пахомова, Е. М. Половинки, С. А. Ханмамедова та інших, дозволив установити, що більше половини всіх несправностей ПА пов'язана з роботою сучасних дизелів на важких сортах палива. Складний склад і дисперсна структура важких палив призводить до таких дефектів, як заїдання плунжера паливного насоса високого тиску, руйнування посадкових поверхонь його клапанів, ерозійне руйнування, поперечні розриви паливопроводів, прихоплювання і завісання голки розпилювача форсунок, закоксовування та зношування їх соплових отворів, а також погіршення якості розпилювання палива.

Серед розглянутих у першій главі несправностей ПА особливу увагу привернули поперечні розриви трубопроводів високого тиску, оскільки це явище створює наступне технічне протиріччя: вдосконалення технології виготовлення трубопроводів високого тиску не усуває ймовірність появи поперечних тріщин. Виявлене протиріччя вказує на потенційно важливу науково-практичну проблему, що потребує розв'язання.

Вибір напрямку дослідження було здійснено із використанням методу експертного оцінювання за п'ятьма факторами: актуальність, наукова новизна, економічна ефективність, відповідність спеціальності і можливість реалізації. За результатами вибору найбільшу кількість балів отримала паливна апаратура дизеля. Остаточний вибір теми дослідження був зроблений з урахуванням виявленого протиріччя та факторів експертного оцінювання.

Актуальність теми обумовлена руйнуванням трубопроводів та його наслідками для безпеки суден та їх екіпажів. На даний час відомий ряд конструктивних рішень, спрямованих на захист від розповсюдження палива в простір машинного відділення: правило з конвенції СОЛАС, згідно якого усі паливопроводи високого тиску дизелів розміщуються усередині закритої системи трубопроводів, та пристрої у вигляді гідравлічних і механічних демперів. Однак безпосередньо руйнування трубопроводів вони не запобігають.

Тема роботи відповідає напрямкам Транспортної стратегії України до 2020 року, тематиці науково-дослідної роботи НУ «ОМА» та паспорту спеціальності 05.05.03. Економічна ефективність

і можливість реалізації обумовлені використанням у ході дослідження математичного і фізичного моделювання, що значно спрощує дослідницьку роботу.

Виконавши поглиблений аналіз фотознімків несправних трубопроводів, було звернено увагу на те, що у більшості випадків руйнування паливопроводу високого тиску виникає у поперечній площині (рис. 2.1). Оскільки на сьогоднішній час у літературних джерелах відсутній науково обґрунтований опис механізму утворення поперечних тріщин паливопроводів високого тиску МОД, це визначає очікувану наукову новизну дослідження.

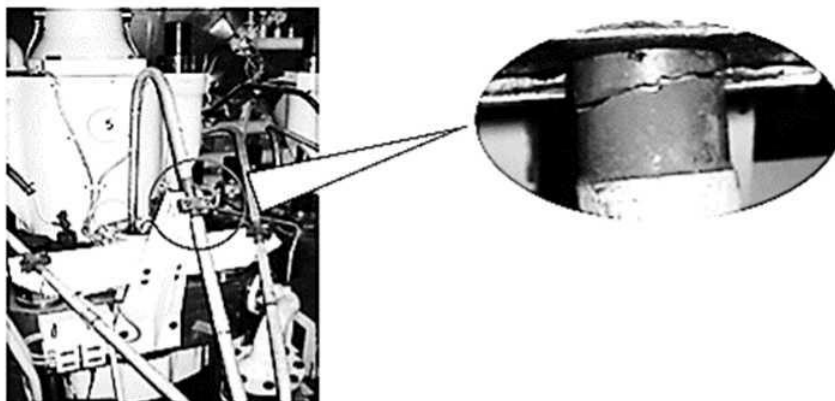


Рисунок 2.1. Поперечна тріщина труби високого тиску МОД Sulzer RT-flex 96C

Відповідно до теми дослідження його мета полягає у збереженні та/або підвищенні надійності трубопроводів високого тиску шляхом зменшення експлуатаційного навантаження під час роботи паливної системи суднового малообертового дизеля.

Враховуючи маловивчені хвильові явища у паливній системі МОД, інформація про наявність і негативні прояви яких неодноразово доповідались у роботах провідних вчених, було припущено, що поперечні тріщини утворюються у результаті резонансу механічних коливань. Використавши метод аналогії, було запропоновано представляти паливний насос високого тиску, як акустичний резонатор, а паливопровід – як хвилевід.

Оскільки сучасна теорія коливань і протидії резонансним явищам значно розвинена, робоча гіпотеза дослідження була представлена тезою про існування механізму протидії явищу розриву трубопроводів високого тиску.

Головне завдання магістерської роботи полягає у створенні механізму протидії негативному явищу розриву трубопроводів високого тиску паливної системи МОД.

З метою встановлення умов виникнення руйнівних деформацій трубопроводу високого тиску були поставлені допоміжні завдання, що полягали у дослідженнях пружних властивостей важкого палива, хвильових процесів у трубопроводі високого тиску МОД та параметричних згинальних коливань трубопроводу.

Розв'язанню першого допоміжного завдання передував огляд наукових джерел, що присвячені фізикохімії нафти та високов'язких нафтопродуктів (роботи Р. З. Сафієвої, І. Н. Євдокімова, М. К. Розачьова, З. І. Сюняєва, Ф. Г. Чнзера та ін.). У результаті було встановлено, що високов'язкі нафтопродукти представляють собою дисперсні системи, тверда фаза яких може утворюватися кристалами граничних та неграничних вуглеводнів, а також асоціатами смолисто-асфальтенових речовин (САР). До того ж у дисертаційній роботі В. В. Добровольського доведено, що ВП має властивості рідкокристалічного середовища. Все це вказує на те, що у важкому паливі вірогідно наявні зсувні деформації, які призводять до поширення не тільки поздовжніх, як у рідині, а й поперечних хвиль, як у пружному рідкокристалічному середовищі.

Наведений вище хід міркувань дозволив встановити, що для моделювання коливального руху у важкому паливі, структура якого є періодичною уздовж однієї осі, найбільше підходить модель трансверсально-ізотопного середовища. Узагальнений закон Гука, що характеризує це середовище, потребує визначення п'яти незалежних пружних сталей.

Відсутність довідкових даних про пружні властивості важких нафтопродуктів, за винятком декількох дослідницьких робіт, передбачала розв'язання складного завдання визначення пружних сталей важкого палива. Цьому передував вибір методів і методик визначення пружних сталей трансверсально-ізотропних речовин.

На даний час найбільше поширення набув ультразвуковий метод, згідно якого пружні сталі речовини можуть бути визначені шляхом виміру часу проходження ультразвукових хвиль у зразку матеріалу. Обчислення пружних сталей важкого палива потребує як мінімум 5 вимірювань при заданій температурі. Шляхом збудження повздовжніх та поперечних хвиль вздовж основних вісей x , y і z можна отримати значення для c_{11} , c_{33} , c_{44} та c_{66} , при цьому $c_{22} = c_{11}$, $c_{21} = c_{12}$,

Для вимірювання часу проходження ультразвукової хвилі у поздовжній та радіальній площинах були розроблені і сконструйовані вимірювальні комірки (Рисунок 2.2). Використовувався генератор прямокутних імпульсів, що подавав сигнал на п'єзоелектричний випромінювач. У якості пристрою реєстрації застосовувався п'єзодатчик, підключений до цифрового осцилографа. Погрішність методу не перевищувала 1,8%.

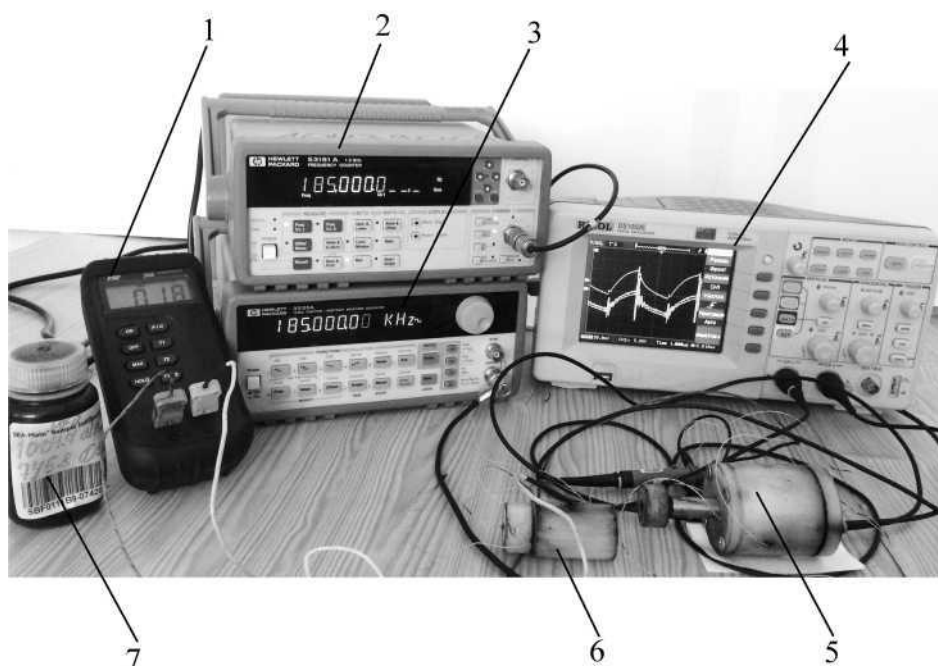


Рисунок 2.2 Вимірювальний стенд:

- 1 – цифровий вимірювач температури; 2 – частотомір;
3 – генератор імпульсів; 4 – цифровий осцилограф; 5 – акустичний резонатор; 6 –

$$c_{ij} = \rho \cdot v_{ij}^2, \quad (1)$$

вимірювальна комірка; 7 – зразок важкого палива

Визначивши швидкість проходження хвиль V і знаючи значення густини палива ρ_P , можна обчислити значення пружних констант за наступною формулою:

де перший індекс при V означає напрям розповсюдження хвилі, а другий вказує на напрям поляризації. Для визначення c_{13} необхідно вимірювати час розповсюдження квазі-поперечної хвилі під кутом 45° та застосовувати складний аналітичний вираз її розрахунку.

Оскільки у техніці для визначення пружних деформацій та напруж прийнято використовувати модуль пружності (Юнга) E , модуль зсуву G та коефіцієнт Пуассона ν , нижче наведені вирази для визначення пружних констант, використовуючи ці величини:

Складність використання ультразвукового методу для вимірювання п'яти пружних сталих важкого палива, яке знаходиться у рідкому стані, вимагала застосування також альтернативних методик. Такою є методика математичного моделювання пружного руху речовини на ЕОМ методом молекулярної динаміки. Оскільки для обчислення коефіцієнтів пружності необхідно модифікувати рівняння руху молекулярної системи таким чином, щоб ефективно враховувати наявність і величину зовнішнього тиску та температури, було прийнято рішення використовувати відомий метод Мартина-Тобіаса-Клейна (МТК) у поєднанні з методом силового поля DREIDING.

$$c_{11} = \frac{E_{11}(E_{33} - E_{11}\nu_{13}^2)}{(1 + \nu_{12})(E_{33} - E_{33}\nu_{12} - 2E_{11}\nu_{13}^2)}, \quad c_{12} = \frac{E_{11}(E_{33}\nu_{12} + E_{11}\nu_{13}^2)}{(1 + \nu_{12})(E_{33} - E_{33}\nu_{12} - 2E_{11}\nu_{13}^2)}, \quad (2), (3)$$

$$c_{13} = \frac{E_{11}E_{33}\nu_{13}}{E_{33} - E_{33}\nu_{12} - 2E_{11}\nu_{13}^2}, \quad c_{33} = \frac{E_{33}^2(1 - \nu_{12})}{E_{33} - E_{33}\nu_{12} - 2E_{11}\nu_{13}^2}, \quad c_{44} = G_{13}, \quad c_{66} = \frac{E_{11}}{2(1 + \nu_{12})}. \quad (4), (5), (6)$$

Використання цих двох методів лягли в основу об'єднаної методики комбінованого дослідження пружних сталей ВП, згідно якої дані, отримані за допомогою математичного моделювання, згодом уточнювалися шляхом проведення експериментів. Важливою особливістю є те, що методом молекулярної динаміки досліджувалися пружні властивості окремих компонентів важкого палива, що дає змогу обчислити пружні константи певного сорту важкого палива в цілому відповідно до певної концентрації цих компонентів.

Друге допоміжне завдання зводилося до математичного моделювання хвильового поля у системі «трубопровід – важке паливо» з урахуванням встановлених пружних властивостей важкого палива. З метою забезпечення точності характеристик хвильових процесів було прийняте рішення виконувати моделювання на ЕОМ, використовуючи метод кінцевих елементів. Очікуваним науковим результатом моделювання мало стати встановлення умов виникнення частотного резонансу у паливопроводі. Лабораторне дослідження пружних властивостей, процесів збудження хвиль в трубопроводах високого тиску паливної системи МОД та ПНВТ як акустичного резонатора здійснювалось за допомогою експериментального стенду (див. Рисунок 2.2).

Третє допоміжне завдання полягало у експериментально-аналітичному дослідженні стійкості руху просторових параметричних згинальних коливань паливопроводу. Знаходження розв'язку цього завдання доцільно виконувати із використанням метода Матьє-Хілла, оскільки цей метод дозволяє виявляти особливості появи параметричного резонансу коливальної системи.

Розв'язання головного завдання – синтезу механізмів протидії резонансним явищам у трубопроводі високого тиску МОД – потребувало застосування методів навантажувального резервування, зменшення кількості відмов, теорії розв'язання винахідницьких завдань, а також інших організаційно-технічних заходів.

2.2 Дослідження пружних властивостей важкого палива

Модельне експериментальне дослідження пружних властивостей важких сортів суднового палива виконувалося із використанням комерційного програмного забезпечення під назвою MAPS (Material and Processes Simulations), що дозволяє створювати об'ємні моделі молекулярних утворень і досліджувати їх енергетичні та пружні властивості.

У зв'язку з тим, що молекулярний склад нафти – це завжди баланс між вмістом нормальних парафінів (60–70%), нафтенів, ароматичних вуглеводнів та смолисто-асфальтенових речовин, експериментальне дослідження пружних властивостей було зосереджено на н-парафінах з великим числом атомів вуглецю (Рисунок 2.3а), що відповідає високотемпературній фракції ВП, та гіпотетичних асоціатів САР і ароматичних сполук (Рисунок 2.3б).

У результаті були отримані чисельні значення коефіцієнтів, що повністю характеризують пружні властивості кожного досліджуваного компонента відповідно до його просторової симетрії (табл. 1 і 2).

Використовуючи дані, що наведені у табл. 1 і 2, були обчислені коефіцієнти пружності відповідних вуглеводнів за наведеними вище формулами (2), (3), (4), (5) і (6). На наступному етапі отримані дані зазнали обробки із використанням методів екстраполяції та усереднення, що дало змогу визначити наближені значення коефіцієнтів пружності важкого палива.

Таблиця 2.1 Результати експериментальних визначень модуля Юнга, модуля зсуву та коефіцієнта Пуассона деяких нормальних парафінів

Вуглеводень	Сингонія	Температура, °C	$E_{xx}(E_{yy})$, ГПа	$\nu_z(\nu_y)$	E_{zz} , ГПа	ν_z	$G_{xz}(G_{zx})$, ГПа
C19H40	Ромбічна	25; 60; 100	0,5; 0,2; 0,1	-0,5; -0,5; -0,5	2,8; 1,4; 1	-0,03; -0,7; -0,7	0,3; 0,15; 0,1
C23H48	Ромбічна	25; 60; 100	–	–	2,3	– 0,05	–
C24H50	Триклинна	25; 60; 100	0,6; 0,3; 0,5	-0,5; -0,5; -0,5	4,1; 2,1; 2,4	0,1; 0,1; 0,4	0,3; 0,5; 0,2
C36H74	Ромбічна	25; 60; 100	–; –; 0,4	-0,05; –; -0,02	4 40	–; –; -0,5	–; –; 0,13

Використання методу вимірювання часу проходження ультразвукових хвиль дозволило визначити два коефіцієнта пружності за наведеною вище методикою. Як видно з Рисунок 2.4–5, динаміка зміни коефіцієнтів пружності має нелінійний характер, що по новому доказує наявність фазових переходів у важкому паливі. Так, графік сталої c_{44} , що характеризує зсувні деформації (Рисунок 2.4), має нелінійні ділянки при температурах, 40–45 °C, 50–55 °C, 60–65 °C та 70–80 °C.

Фазові переходи у важкому паливі можна також ідентифікувати за графіком залежності пружної сталої c_{33} від температури (Рисунок 2.5). Вона [стала] характеризує пружність уздовж осі анізотропії z . Фазові переходи добре виражені при температурах 25 °C, 40–45 °C та 65–75 °C, як видно з графіку на Рисунок 2.5.

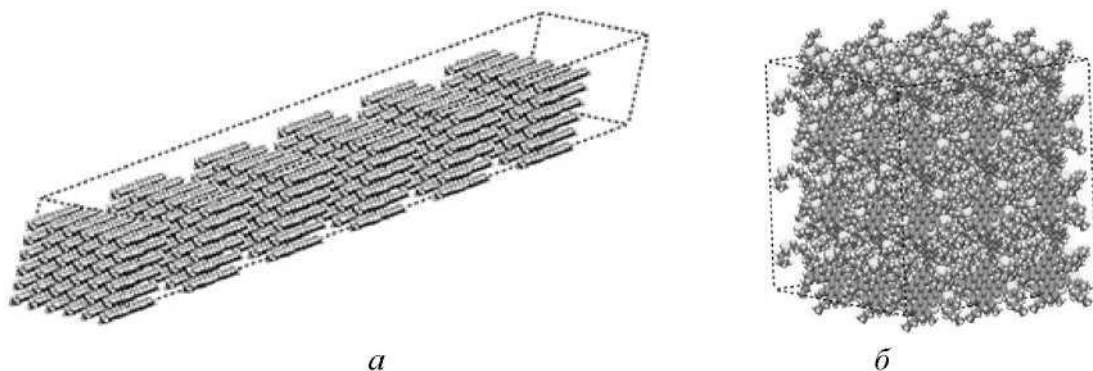


Рисунок 2.3 Тривимірні імітаційні моделі:
а) кристалічна ґратка н-парафіна $C_{24}H_{50}$; б) асоціат АР

Таблиця 2 Результати експериментального визначення модуля Юнга та коефіцієнта Пуассона деяких смолисто-асфальтенових речовин

Склад асоціату	Співвідношення	Сингонія	Температура, °C	E, ГПа	ν
$C_{84}H_{98}^{*}B_{20}Z + C_{26}H_{40}W_2$	1/5	Ізотропна речовина	25; 60; 100	0,6; 0,55; 0,3	-0,1; -0,6; -0,3
$C_{84}^{*}B_{20}Z + C_{7}H_{14} + C_{12}H_{12}$	1/20/10	Ізотропна речовина	25; 60; 100	1,1; 0,8; 0,4	0,1; -0,5; -0,5;

У роботі показано, що молекулярний склад важкого палива з достатньою точністю представляється за допомогою декількох структуруючих компонентів. Для важкого палива було складено загальний вираз згідно процентного вмісту вуглеводнів і гетероатомних сполук, розглянутих у роботі, який має наступний вигляд:

$\bar{O} = 30\%C_{19}H_{40} + 20\%C_{24}H_{50} + 5\%C_{36}H_{74} + 15\% (C_{84}H_{98}^{*}B_{20}Z + C_{26}H_{40}W_2) + 30\% (C_{84}H_{98}N_2S_{20}Z + C_7H_{14} + C_{12}H_{12})$.

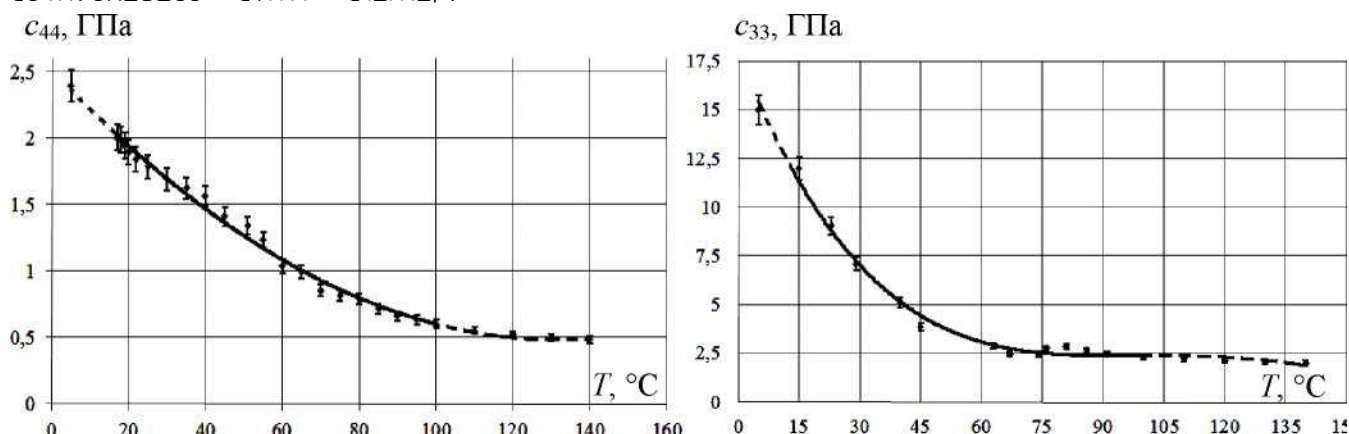


Рисунок 2.4. Залежність значення пружної сталої 33 ВП від температури
Рисунок 2.5. Залежність значення пружної сталої 44 ВП від температури

Таким чином, з урахуванням формули (8) та результатів дослідження коефіцієнтів пружності були отримані значення п'яти незалежних пружних сталей ВП (табл. 3).

Таблиця 3 Результати експериментального визначення пружних сталей важкого палива при температурі 130 ± 15

Пружна стала	ν	ϵ_{12}	ϵ_{13}	ϵ_{33}	ϵ_{44}	ϵ_{66}
Значення	1	-0,47	-0,35	2,05	0,5	0,74

Чисельні значення пружних сталей важкого палива, що наведені у табл. 3, є науковим результатом розв'язання першого допоміжного завдання. Значення справедливі для важкого палива, що заповнює тіло циліндричної форми, у діапазоні температур експлуатації паливних систем дизелів ($130-145$ °C). Незагатівні значення елементів ϵ_{12} і ϵ_{13} вказують на особливість пружної поведінки ВП, що раніше не доповідалося як у вітчизняній, так і зарубіжній літературі. Однак схожі властивості були виявлені у полімерних сполуках за умов повного або часткового просторового обмеження, що доказує правомірність значень ϵ_{12} і ϵ_{13} для ВП, яке обмежене стінками труби.

2.3 Визначення характеристик хвильового поля та умов появи резонансних явищ в трубопроводі

Було знайдено розв'язок другого і третього допоміжного завдань шляхом проведення теоретичного та експериментального досліджень вільних, вимушених і параметричних коливань паливопроводу високого тиску малообертового дизеля.

Оскільки розв'язання другого допоміжного завдання потребувало побудови математичної моделі хвильового поля у паливопроводі високого тиску дизеля, наведемо основні викладки. Для цього розглянемо елемент трубопроводу, що заповнений важким паливом (Рисунок 2.6). Нехай внутрішній радіус труби буде a , а зовнішній – b . Довжину труби приймемо рівною L .

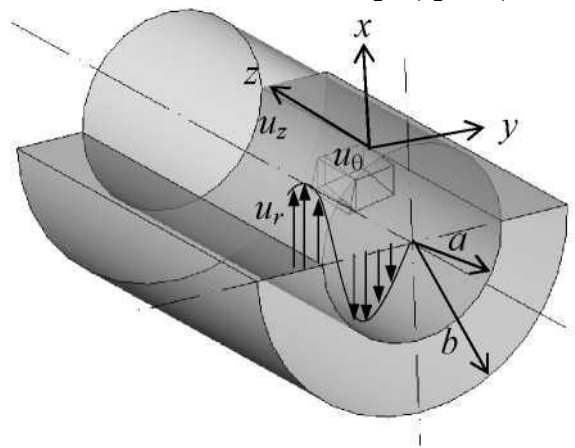


Рисунок 2.6. Графічна модель паливопроводу високого тиску

Для визначення хвильового поля у трубопроводі математична модель у загальному вигляді

$$\rho \ddot{u}_i = c_{ijk} \epsilon_{kl}, \quad (i = 1, 2, 3) \quad (10) \quad \text{запишеться, як}$$

де σ_{xx} , $\sigma_{\theta\theta}$, σ_{rr} , $\sigma_{r\theta}$ і $\tau_{r\theta}$

де u – складові вектору зміщення, ϵ_{kl} – елементи симетричного тензора деформації, а c у є елементами тензора четвертого рангу пружних сталей.

Систему рівнянь (10) необхідно доповнити граничними умовами, які запишуться як складові вектору напрузи; верхній індекс / позначає кількість, що відноситься до важкого палива, ар – до металу стінки труби.

У роботі наводяться розв'язки рівнянь (10) для компонентів зміщення та напруз при розповсюдженні як вісесиметричних, так і асиметричних пружних коливань у важкому паливі, що заповнює металевий циліндричний трубопровід. Показано, що хвильове поле у паливопроводі складається з падаючих і відбитих хвиль типу Р, ЗУ і ЗИ у паливі та заломлених хвиль відповідного типу у металі труби (Р – поздовжня хвиля, ЗУ – поперечна вертикально поляризована, ЗИ – поперечна горизонтально поляризована).

З метою визначення величини кількісної взаємодії згаданих вище хвиль було виконане чисельне математичне моделювання хвильових процесів у трубопроводі високого тиску дизеля. Завдяки застосуванню інформаційного засобу наукового пізнання COMSOL Multiphysics (matlab) для розв'язання системи нелінійних диференціальних рівнянь в частинних похідних (10) методом кінцевих елементів в одно- і трьохвимірній системі координат були отримані власні частоти для перших трьох коливальних мод незаповненого та заповненого важким паливом (відповідно до табл. 3)) трубопровода (табл. 4). Також був встановлений факт того, що амплітуда зміщень незаповненого трубопроводу на порядок менша (Рисунок 2.7), ніж заповненого важким паливом (Рисунок 2.8), при незмінному розподілі вузлів та пучностей.

$$\rho \ddot{u}_i = c_{ij} \varepsilon_{ij}, \quad (i=1,2,3) \quad (10)$$

Науковим результатом знайденого розв'язку другого допоміжного завдання є встановлені умови виникнення небезпечного частотного резонансу радіальних коливань металу труби та важкого палива, що її заповнює. Значення із табл. 3 вказують, на яких частотах з'явиться частотний резонанс радіальних коливань трубопроводу при появі вимушених поперечних хвиль у важкому паливі на цих же частотах. Для знаходження розв'язку третього допоміжного завдання необхідно було дослідити параметричні згинальні коливання трубопроводу на стійкість методом Мат'є-Хілла. З цією метою перейдемо до побудови математичної моделі, графічна інтерпретація якої представлена на Рисунок 2.9.

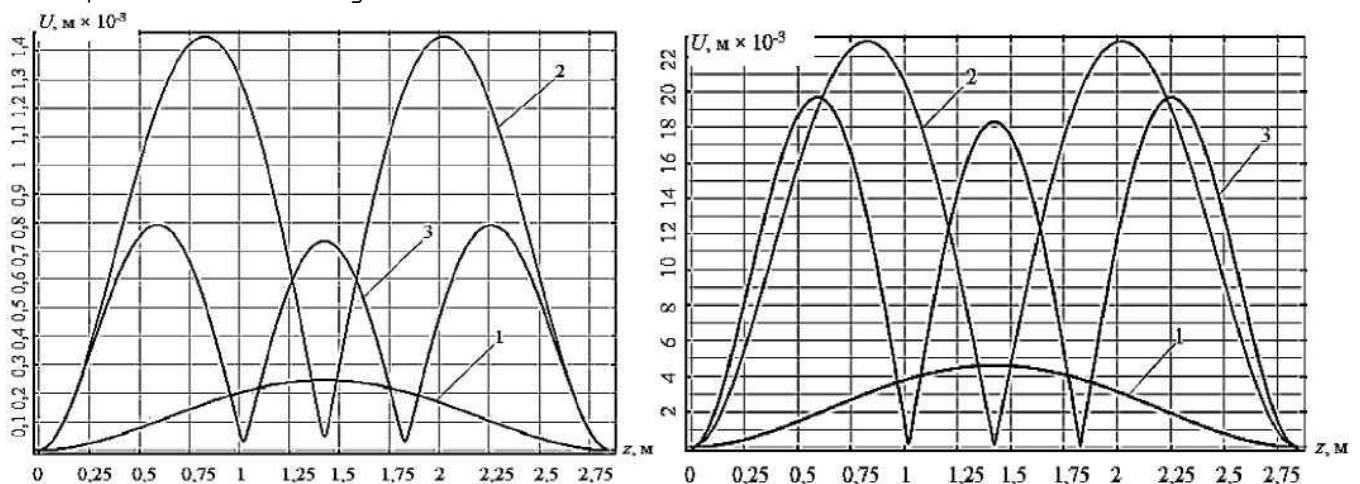


Рисунок 2.8. Розподіл результуючого вектору зміщень по довжині заповненого важким паливом трубопроводу для перших трьох мод власних коливань: 1 – перша мода; 2 – друга мода; 3 – третя мода

Таблиця 2.4 Результати експериментального визначення частот перших трьох моделей власних коливань трубопроводу з жорстко закріпленими кінцями

Стан	Частота n-ї моди, Гц		
	1	2	3
трубопроводу			
Незаповнений	18,46	50,86	99,57
Заповнений важким паливом	17,52	48,25	94,45

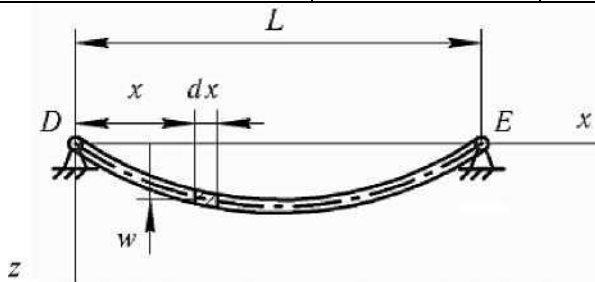


Рисунок 2.9. Графічна модель параметричних згинальних коливань паливопроводу

У даному випадку рівняння руху паливопроводу запишеться у вигляді

Зручним способом визначення стійкості коливального руху за відомим значенням параметрів X і h_2 є використання діаграми стійкості Айнса-Стретта.

Для чисельного визначення параметрів X і h_2 в залежності від режиму роботи дизеля де P_f

$$EJ \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + m(x) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - F_i (P_0 + P_a \cos \omega t) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = 0, \quad (11)$$

$= P_0 + P_a \cos \omega t$ являє собою осцилюючий тиск палива, що містить статичну P_0 і динамічну P_a компоненти амплітуди; $F = \pi r^2$ – площа внутрішнього перерізу радіуса r ; $m(x)$ – погонна маса, E – модуль Юнга і J – осьовий момент інерції площі поперечного перерізу трубопроводу. Представимо розв’язок рівняння (11) у формі Мат’є-Хілла:

Параметри X і h_2 у рівнянні (12) визначають стійкість руху коливальної системи і

$$\frac{d^2 T}{dx^2} + (\lambda - 2h^2 \cos 2x) T = 0. \quad (12)$$

обчислюються для кожного значення k ($k = 1, 2, 3, \dots, n$) за формулами:

$$EJ \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + m(x) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - F_i (P_0 + P_a \cos \omega t) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = 0, \quad (11)$$

необхідно було виконати дослідження ПНВТ як акустичного резонатора. Цей етап роботи було виконано шляхом фізичного моделювання за допомогою лабораторної дослідної установки (див. Рисунок 2.2) та використанням даних по натурним експериментам з літературних джерел. У результаті було встановлено частоти вимушених та вільних хвиль у ВП під час роботи ПНВТ.

Обчислені із використанням даних попереднього етапу чисельні значення X і h_2 для номінального і часткового режимів роботи дизеля були нанесені на діаграму стійкості Айнса-Стретта. У результаті було встановлено, що на частковому режимі роботи дизеля в трубопроводі високого тиску має виникати параметричний резонанс.

Підтвердження цьому було знайдене в ході експериментального дослідження параметричних згинальних коливань трубопроводу високого тиску МОД на судні Ebba Maersk водотоннажністю 170794 т. Пропульсивний комплекс судна оснащено малообертовим двотактним головним двигуном Sulzer 14RT-flex 96C максимальною потужністю 80080 кВт при частоті обертів 102 хв⁻¹. Даний двигун обладнаний паливною системою акумуляторного типу з електрогідравлічним керуванням подачі палива до форсунок дизеля.

Після проведеної серії натурних експериментів було встановлено, що коливальний процес на часткових режимах роботи дизеля має значно більшу тривалість та інтенсивність (Рисунок 2.10), ніж на номінальному (Рисунок 2.11).

Рисунок 2.10. Осцилограми коливань паливної труби при роботі МОД на частоті 55 хв⁻¹

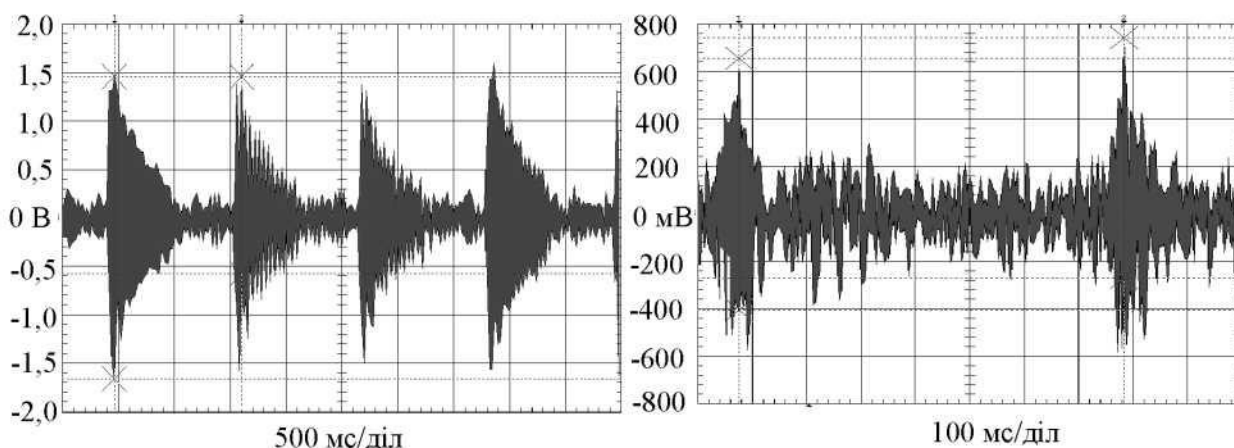


Рисунок 2.11. Осцилограми коливань паливної труби при роботі МОД на частоті 82 хв⁻¹

Науковим результатом розв'язку третього допоміжного завдання є встановлення появи параметричного резонансу на першій коливальній моді з частотою 25 Гц (див. Рисунок 2.10) при зменшенні частоти упорскування палива в той момент, коли дію збурюючої сили починають виконувати власні коливання у паливі, а не імпульси тиску від ПНВТ. Математичне пояснення механізму появи параметричного резонансу було одержане за допомогою методу Матьє-Хілла, що дозволило визначити ті конструктивні параметри і фізичні властивості трубопроводу, від яких залежить поява цього негативного явища.

Четверта глава завершується перевіркою адекватності використаних у дослідженні моделей. Так, середня відносна похибка моделювання молекулярної динаміки склала 11,4%. Модель параметричних коливань знаходиться у доброму узгодженні з експериментом для другої моделі, але для першої і третьої узгодження гірше. Середня відносна похибка склала 15,8%. Математичне моделювання хвильового поля в паливотрубі проводилось з відносною похибкою 0,25–0,5%.

2.4 Синтез механізмів протидії резонансним явищам у трубопроводі.

Отримані у процесі дослідження наукові результати дозволили встановити всі можливі напрямки впливу на процес виникнення як частотного, так і параметричного резонансів.

Оскільки частотний резонанс радіальних коливань залежить від зсувних деформацій у важкому паливі, необхідно впливати на пружні властивості ВП шляхом зміни його температури у більшу сторону (під час експлуатації). Також ефективним є відведення енергії з поверхні трубопроводу шляхом використання демпфування та прямого теплообміну.

Для боротьби з параметричним резонансом ефективними напрямками є конструктивна зміна параметрів, що визначають власну частоту згинальних коливань трубопроводу. До них відносяться маса, модуль Юнга, довжина та осьовий момент інерції. Оскільки частота збудження залежить від режиму роботи дизеля і викликає параметричний резонанс при зниженні частоти обертання дизеля нижче $70\text{--}65 \text{ хв}^{-1}$, необхідно обмежувати (наскільки можливо) його роботу на часткових режимах.

На основі визначених вище напрямків протидії резонансу були розроблені способи і заходи підвищення надійності трубопроводів високого тиску паливної системи суднового малообертового дизеля.

Розроблено техніко-експлуатаційні вимоги до процедури проектування паливної системи високого тиску малообертового дизеля, ключовим пунктом яких є вимога до проектної організації щодо перевірки трубопроводів на частотний і параметричний резонанси та введення за необхідності навантажувального резервування чи розділення магістралі на декілька ділянок меншої довжини. Обґрунтована доцільність використання для виготовлення трубопроводів високого тиску матеріалів, що мають значення модуля Юнга більше 1 ТПа , до яких належать композитні матеріали з вуглецевих нанотрубок та графену.

З метою підвищення надійності паливних систем високого тиску МОД, не виводячи їх з експлуатації, було розроблено наступне: процедура безпечного управління малообертовим дизелем на часткових режимах роботи, автоматизований пристрій запобігання розривів паливопроводів високого тиску малообертових дизелів та активний демпфер критичної вібрації. Пристрій запобігання розривів паливопроводів використовує принцип зміни власної частоти коливань у трубопроводу при збільшенні його маси m (Рисунок 2.12 а), а активний демпфер критичної вібрації змінює резонансну частоту для трубопроводу ν_r (Рисунок 2.12 б) шляхом збільшення коефіцієнту згасання δ , що в обох випадках забезпечує зменшення амплітуди коливань A .

Представлені вище організаційно-технічні заходи забезпечують удосконалення програми забезпечення надійності паливної системи високого тиску МОД на всіх етапах її життєвого циклу: від стадії проектування до експлуатації. Показано, що відповідно до статистики відмов ПА, впровадження результатів магістреського дослідження забезпечить зменшення інтенсивності відмов $X(i)$ на 8,3%. Абсолютний коефіцієнт виграшу надійності по $X(i)$ при цьому буде дорівнювати $G(t) = 1,1$, а відносний коефіцієнт виграшу надійності по $X(t)$ буде $G(t) = 0,093$. Також згідно інформації The Swedish Club про збитки судновласників за період 1998–2004 рр. коефіцієнт економічності можна оцінити у $Ke = 0,09$.

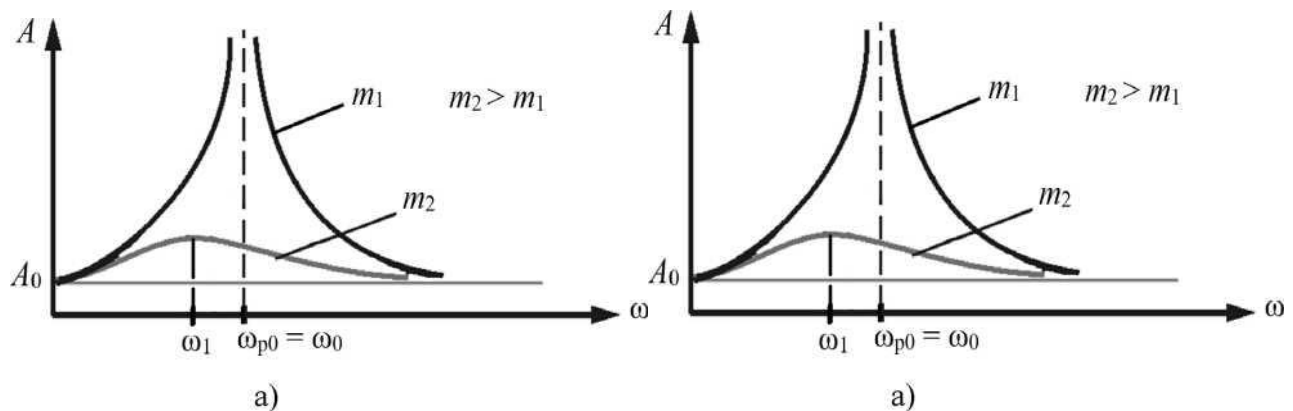


Рисунок 2.12. Амплітудно-частотні характеристики коливань трубопроводів при застосуванні технічних засобів боротьби з резонансом:

- а) трубопровід, обладнаний автоматизованим пристроєм запобігання розривів;
- б) трубопровід, обладнаний активним демпфером критичної вібрації

Отримані результати дали можливість сформулювати наукове положення, згідно з яким підвищення надійності трубопроводів паливної системи високого тиску МОД забезпечується механізмами протидії частотному і параметричному резонансам в системі «трубопровід – важке паливо» за рахунок зміни частоти власних коливань трубопроводу шляхом конструктивної зміни його маси, зменшення величини зсувів у важкому паливі шляхом підвищення його температури вище 130 °C і/або відведення енергії з поверхні трубопроводу шляхом в'язкого тертя та теплообміну.

Наукову значимість магістерської роботи являє собою аналітичний опис явища розриву трубопроводу унаслідок частотного і параметричного резонансів і механізму протидії їм.

Розроблені технічні засоби і організаційні заходи із запобігання появі або придушення резонансу в трубопроводах високого тиску ПС МОД представляють собою практичну цінність роботи.

ВИСНОВКИ З РОЗДІЛУ

В результаті проведення аналізу визначено, що важкі сорти суднового палива представляють собою рідке дисперсійне середовище, що містить тверду фазу, пружні властивості якого характеризуються п'ятьма незалежними пружними сталими.

Проаналізовано, що пружна поведінка насичених і циклічних вуглеводнів та гетероатомних з'єднань була як очікувана, так і несподівана. Особливу увагу привертають отримані негативні значення коефіцієнта Пуассона, що дає підставу зараховувати ці речовини до аукулетиків.

Результати дослідження параметричних згинальних коливань паливопроводу високого тиску показали, що конструкції сучасних паливних систем не враховують можливості появи параметричного резонансу, який є результатом зниження частоти обертання дизеля нижче 70–65 хв⁻¹, що при многократному повторюванні призводить до втомних руйнувань стінки паливопроводу.

При проектуванні паливної системи малообертового дизельного двигуна кожному виробнику пропонується виконати аналіз надійності ПС способом, представленим в роботі. Для того щоб уникнути негативного впливу коливань у паливі, необхідно вибирати геометричні параметри (довжину і співвідношення внутрішнього і зовнішнього діаметрів) паливних труб високого тиску, виходячи з розрахунків на стійкість. Перспективним напрямом є збільшення модуля пружності за

рахунок застосування останніх досягнень у виробництві композитних матеріалів на основі вуглецевих нанотрубок і графена.

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

3.1 Модернізація пропульсивного комплексу

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

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

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

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

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

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

3.1.2 Аналіз різних типів і схем судових енергетичних установок

3.1.2.1 Види судових енергетичних установок

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

Паротурбінна установка (ПТУ) установлюється зазвичай на великих транспортних суднах, де необхідні великі потужності. Встановлення на судні ПТУ передбачає встановлення головного котла, забарити якого досить великі, конденсатора, турбіни і редуктора. Усі перераховані вище складові ПТУ досить громіздкі та великі [7]: питома маса ПТУ 50 – 60 кг/кВт, енергонасиченість 22 – 37 кВт/м³. Витрата палива ПТУ досить велика і складає близько 250 г/(кВт·годину), що теж має немаловажне значення, незважаючи на те, що цей тип установки працює на ВВЛ. Тому варіант установки ПТУ на судні є нераціональним.

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

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

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

3.1.2.2 Аналіз різних типів головних двигунів

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

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

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

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

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

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

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

- висока економічність (знижена витрата палива);
- висока надійність;
- зручність обслуговування та експлуатації;
- низький рівень шуму та вібрації;
- знижена витрата масла;
- відсутність передач;
- підвищений моторесурс;
- менші експлуатаційні витрати.

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

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

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

3.1.2.3 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 передачі: 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 $M_{кр}$ на вихідному валу в дозових вітварях при зміні ПГВ; захист двигуна від динамічних навантажень; локалізація коливань, що крутять; добір потужності.

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

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

З погляду пропульсивних якостей найвигідніша одновальна, одномашинна 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 гвинта 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 гвинтам регульованого кроку (ГРК).

При визначенні максимального припустимого діаметра гвинта ДГВтах 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.

3.14 Вибір типу рушія

Оскільки на модернізованому судні двигун реверсивний, як рушії 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.

3.15 Вибір головного двигуна

3.15.1 Оцінка необхідної потужності головного двигуна

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

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

де D – масова водотоннажність судна, т;

v_s – швидкість судна, вуз;

C_A – адміралтейський коефіцієнт.

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

$$N_e = (N_e)_{\text{пр}} \cdot \left[\frac{v_s}{(v_s)_{\text{пр}}} \right]^3 = 8532 \cdot \left[\frac{15,4}{15,5} \right]^3 = 8367 \text{ кВт}$$

де $(N_e)_{\text{пр}}$ – експлуатаційна потужність судна-прототипу, кВт; $(N_e)_{\text{пр}} = 8532$ кВт

v_s – експлуатаційна швидкість судна згідно завдання на проектування, вуз; $v_s = 15,4$ вуз;

$(v_s)_{\text{пр}}$ – експлуатаційна швидкість судна-прототипу, вуз; $(v_s)_{\text{пр}} = 15,5$ вуз.

3.15.2 Порівняльний аналіз та вибір головного двигуна

Вибір типу ГД здійснюється з урахуванням призначення судна та умов розміщення ГД у МКВ. Для вибору ГД були розглянуті основні характеристики сучасних МОД (табл. 3.1, 3.2) провідних фірм-виробників: "MAN B&W"; "Wartsila"; "Mitsubishi Heavy Industries", у яких потужність 8367 кВт входить у поле робочих параметрів та не перевищує номінальної потужності (у точці L1 для фірми "MAN B&W"; у точці R1 для фірми "Wartsila"; у точці P1 для фірми "Mitsubishi Heavy Industries").

Як ГД був прийнятий двигун 5X52 фірми "Wartsila", ефективною потужністю в точці L1 = 9050 кВт при частоті обертання колінчастого валу 105 хв.-1

3.15.3 Основні технічні дані

Технічні дані двигуна 5X52 подано у табл. 3.3 та рис. 3.1.

Таблиця 3.3 Технічні характеристики двигуна 5X52

Характеристика, одиниці вимірювання	Величина
Потужність двигуна, кВт	9050
Кількість циліндрів	5
Циліндрова потужність, кВт	1810
Частота обертання колінчастого вала, хв.-1	105
Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·годину)	167
Питома витрата масла, г/(кВт·годину)	0,6
Діаметр циліндра, мм	520
Хід поршня, мм	2315

WinGD X52					IMO Tier II/Tier III (SCR)		
Cylinder bore					520 mm		
Piston stroke					2315 mm		
Speed					79-105 rpm		
Mean effective pressure at R1					21.0 bar		
Stroke / bore					4.45		
Rated power, principal dimensions and weights							
Cyl.	Output in kW at				Length A mm	Weight tonnes	
	105 rpm		79 rpm				
	R1	R2	R3	R4			
4	7 240	5 440	5 440	4 080	4 970	184	
5	9 050	6 800	6 800	5 100	5 910	217	
6	10 860	8 160	8 160	6 120	6 850	251	
7	12 670	9 520	9 520	7 140	7 790	288	
8	14 480	10 880	10 880	8 160	8 730	323	
Dimensions (mm)	B		C		D	E	
	3 495		1 205		8 444	2 146	
	F1		F2		F3	G	
	10 250		10 250		9 700	1 866	
Brake specific fuel consumption (BSFC) in g/kWh							
Full load							
Rating point			R1	R2	R3	R4	
BMEP, bar			21.0	15.8	21.0	15.8	
BSFC			Standard Tuning	167	160	167	160
Part load, % of R1			85	70	85	70	65
Tuning variant			Standard	Standard	Delta	Delta	Low-Load
BSFC			163.2	162.8	162.5	161.3	158.0

Рисунок 3.1 Характеристики двигуна, згідно даних заводу-виробника

3.15.4 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 ділим металом. Для кріплення двигуна до фундаменту передбачаються довгі еластичні високоміцні болти з гідравлічною

затяжкою. Рама виконується без ухилу при кріпленні на епоксидних клинах. Масляний піддон двизуна виконано зі сталюї основи та приварюється до фундаментної рами.

Станину двизуна виконано за типом зварної конструкції. На стороні вихлопу розміщені запобіжні клапани на кожному циліндрі, на стороні розподілу – оглядові лючки. Направляючі повзуну 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 кришку, 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 двизуна виконана з чавунної відливки і встановлюється на блоці за допомогою фланця. У верхній частині маютьс я свердлення 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 двизуна – 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 двизуна виконується кованим або литим із сталі і з'єднує крейцкоф та колінчастий вал за допомогою підшипників. Підшипники з'єднуються болтами, гайки яких затягуються гідравлічно.

Крейцкофний 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 крейцкофі і у шатуні. У цілях економії висоти шатун виконують відносно коротким.

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

Шток поршня – кований сталюий 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 крейцкофом чотирма шпильками. Шток має центральний отвір в якому знаходиться трубка для підводу масла для охолодження поршня.

Крейцкоф 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 крейцкофа має телескопічну трубку для входу і виходу масла.

Колінчастий вал напівскладеного типу, складається з кованих або литих сталюих 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 можливі валогенератор.

Розподільний вал призначений для розподілу подачі палива за циліндрами, відкриття вихлопних клапанів та є приводом для лубрикаторів. Розподільний вал збірний з напресованими кулачками. Розподільний вал має цепний привод від колінчастого валу.

Упорний підшипник знаходиться у задній частині двигуна і складається з упорного вінця, основи підшипника та упорних подушок з білого 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 ручном режимі при аксіальному русі шестерні.

Демпфер подовжніх коливань складається з поршня і збірного корпусу, розташованого спереду рамового підшипника. Поршень демпферу 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-злушник. Потім через наддувочну трубу, охолоджувач, ресивер та крізь отвори у втулці циліндрів надходить до них під час фази газообміну.

Охолоджувачі наддувочного повітря масло-дільного 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 °С.

Двигун має допоміжні повітродувки повітря від яких входить у двигун, не проходячи охолоджувач наддувочного повітря. Між охолоджувачем і ресивером встановлюються незворотні клапани, які автоматично закриваються при непрацюючій повітрядувці. Повітрядувки починають працювати перед пуском двигуна для досягнення ефективного тиску необхідного для нормального початку роботи машини.

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. Робота вихлопного клапана контролюється розподільчим валом. Обертання клапана для його надійного та щільного прилягання у сідлі забезпечується, встановленим на штоку імпером. 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. Робоча поверхня сідла має жароміцний нікелевий наплав, для ефектної протидії високотемпературній корозії. Появи на сідлі плям прогару не рекомендується видаляти до тих пір, поки не з'являться наскрізні канавки. В останніх моделях фірма почала виробництво клапанів Dugasel 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. Площадки 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.

3.16 Рейсова лінія та гістограми гідрометеорологічних параметрів

Балкер "Wagrow Mars" має необмежений район плавання (див. п. 1.1.2). Для нового судна у цій серії з обраним головним двигуном 5X52 приймаємо, що його основним транспортним перевезенням будуть продовольчі вантажі (зерно, цукор-сирець тощо), метал, промислове обладнання, контейнерні вантажі з порту Южне (Україна) до порту Порт-Саїд (Єгипет), а у зворотному напрямку – давовна і рис. Обрана рейсова лінія "Южне — Порт-Саїд" (рис. 3.2), довжина якої складає орієнтовно $l = 1200$ миль, проходить через 3-ій район Середземного моря [1].

На підставі узагальнених відомостей, поданих у вигляді частотних таблиць [1], будуємо для цього району гістограми річного розподілу швидкості вітру та висоти хвиль (рис. 3.3).

Розраховуємо математичні сподівання гідрометеорологічних параметрів: для швидкості вітру (табл. 3.4) – $M(V) = 9,725$ м/с, для висоти хвиль (табл. 3.5) – $M(h3\%) = 16,44$ м. Саме на ці значення й буде налаштовано головний двигун 5X53.

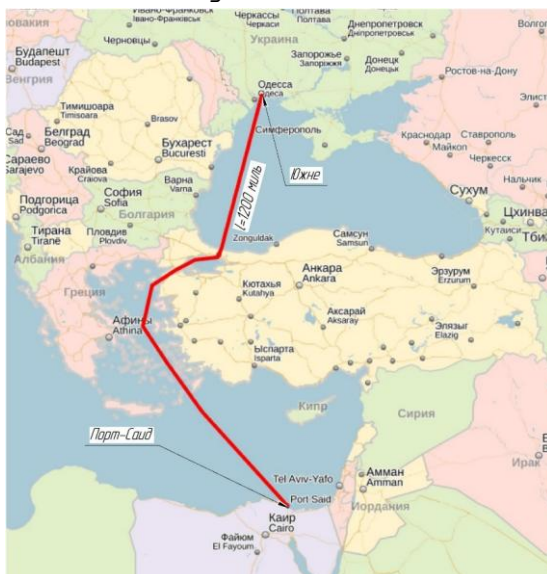
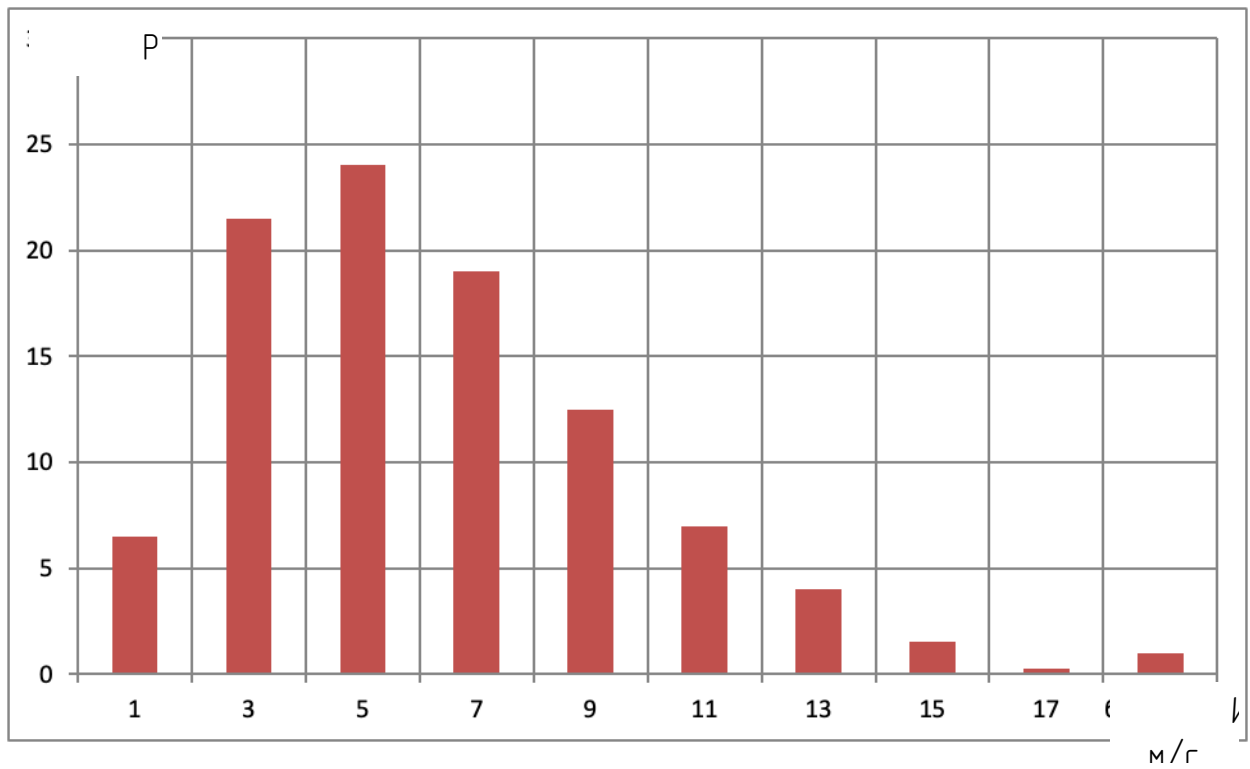
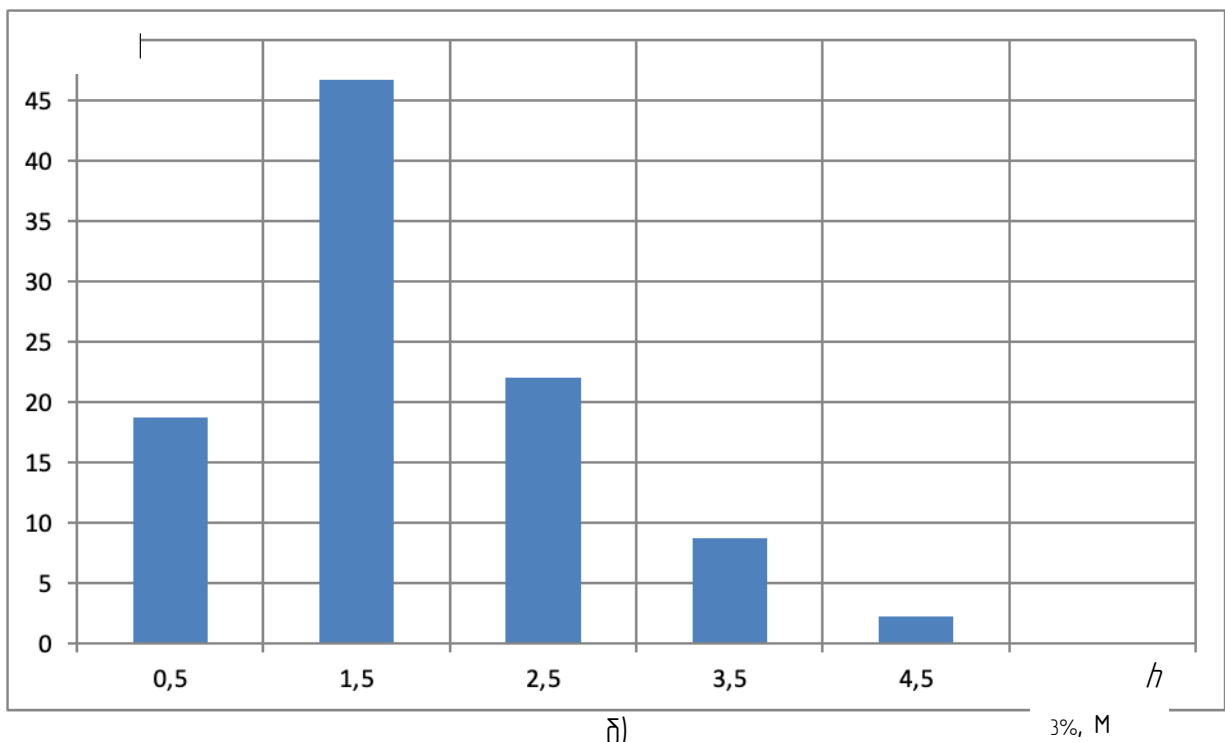


Рисунок 3.2 Рейсова лінія "Южне — Порт-Саїд"



а)



б)

Рисунок 3.3 Гістограми річного розподілу висоти хвиль ($h_{3\%}$) і швидкості вітру (V) на рейсовій лінії "Южне — Порт-Саїд" та їх математичне сподівання:
а) гістограма швидкості вітру; б) гістограма висоти хвиль

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

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

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

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

3.1.7 Проектування головної пропульсивної установки

Розміщення головного двигуна на судні

Для попередньої проектної розробки СЕУ передбачається застосування двигуна 5X52, номінальна потужність якого (у точці L1), становить 9050 кВт, що на 730 кВт менше за аналогічну потужність двигуна, який був встановлений на серійне судно. Габаритні розміри двигуна 5X52 показано на рис. 3.4

При проектуванні розташування двигунів у МВ ставлять ряд таких вимог:

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

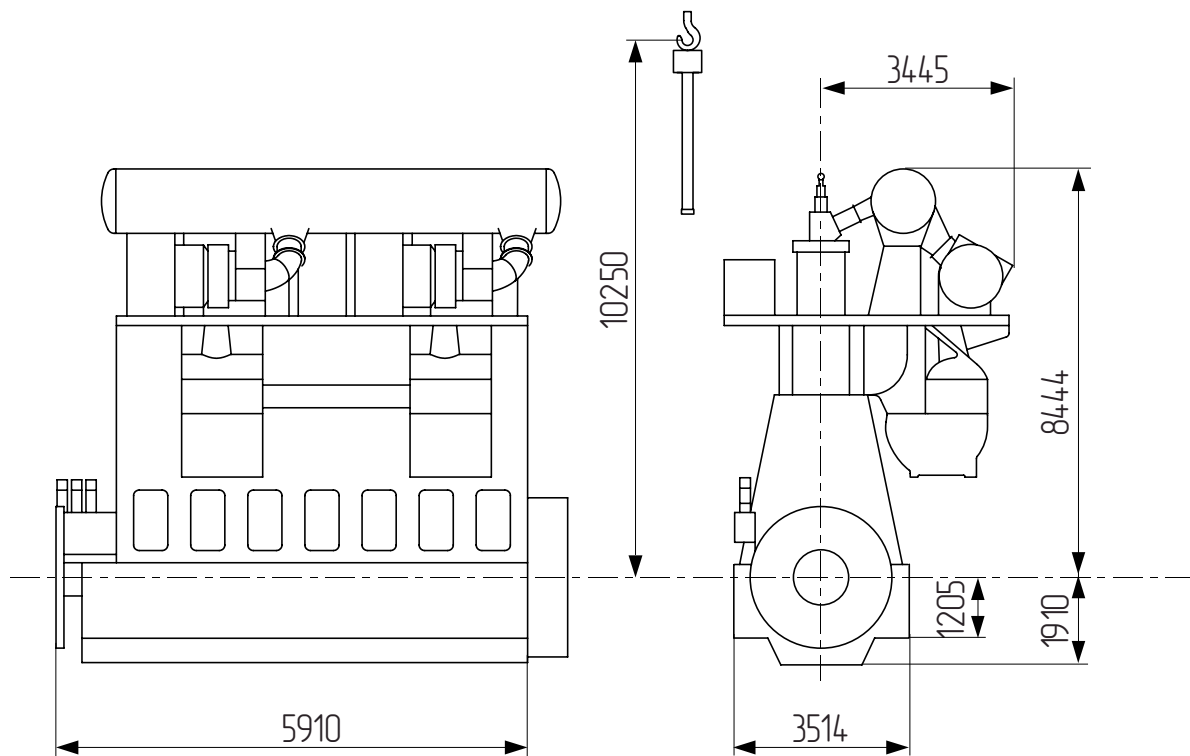


Рисунок. 3.4 Габаритні розміри двигуна

Виконані попередні проектні розробки щодо розміщення двигуна 5X52 у машинному відділенні балкера (рис. 3.5) показали, що при установці цього двигуна можна дотриматися перелічених вище вимог до розташування головного двигуна у машинному відділенні.

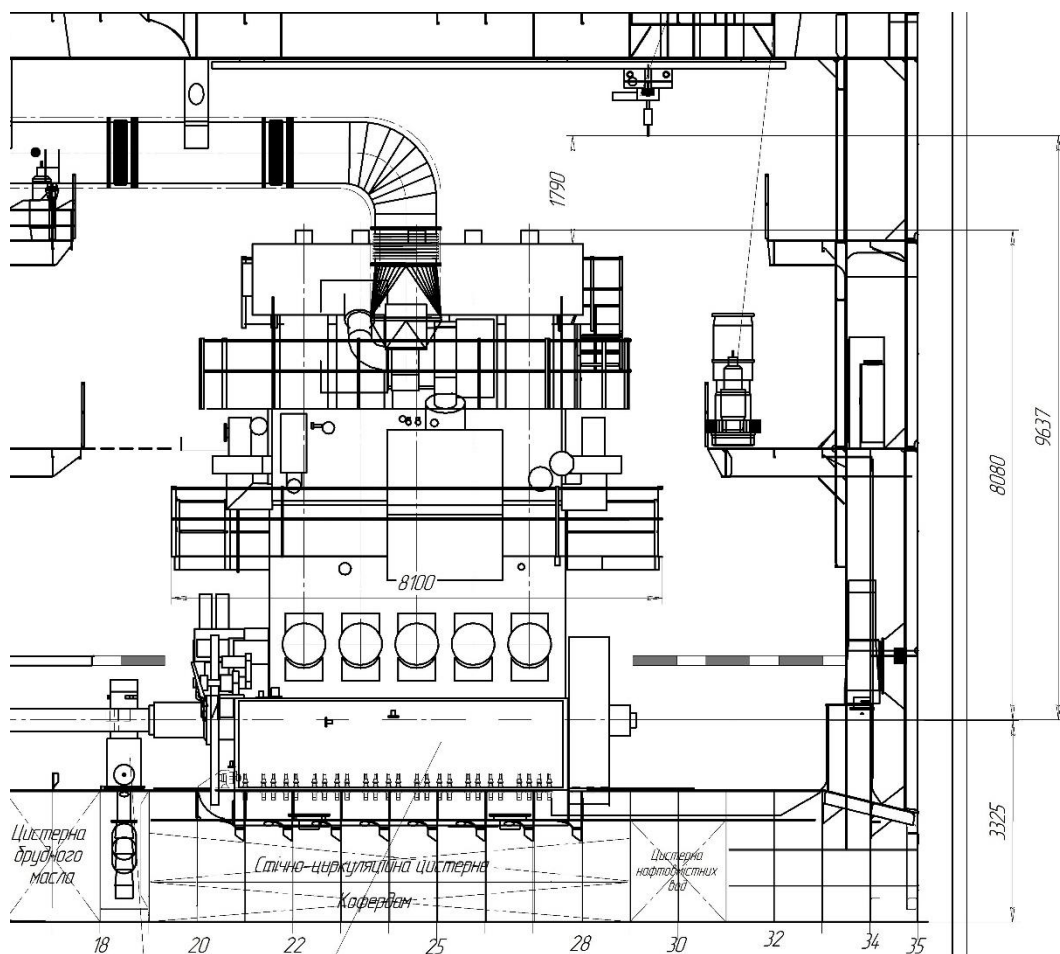


Рисунок 3.5 Розташування дизеля 5X52 на судні (поперечний розріз, розміри в мм)

3.1.8 Основні характеристики ходовості серійного судна

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

Залежність від $R = f(V_S)$, яка подана на рис 3.6, отримана за даними проектної організації.

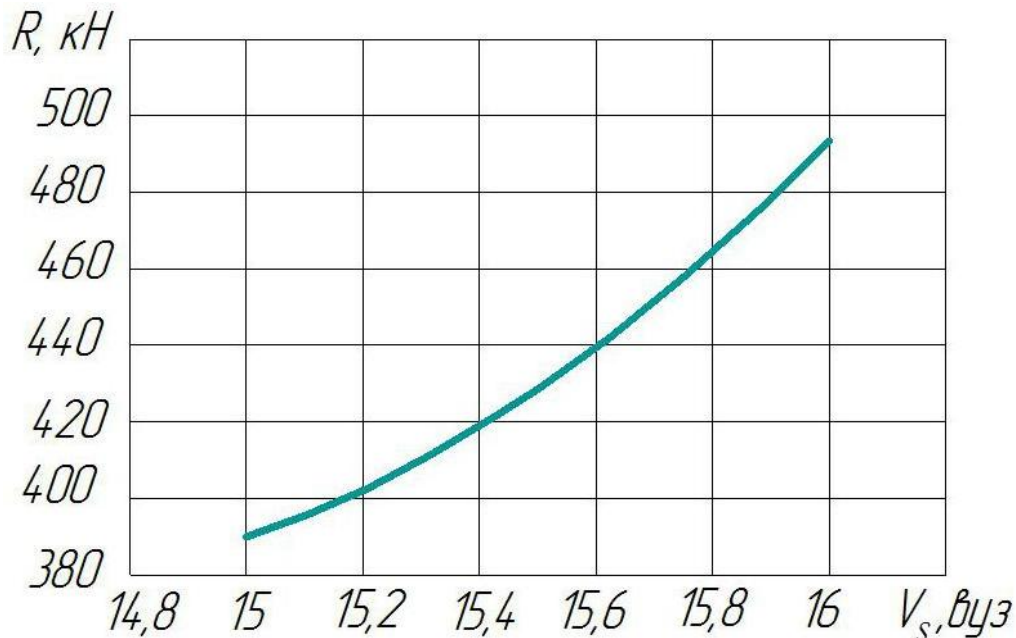


Рисунок 3.6 Залежність дуксирувального опору від швидкості ходу балкера за умови „здавально — приймальних випробувань”.

Початкові значення характеристик гребного гвинта

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

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

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

для гребних гвинтів швидкохідних суден доцільно приймати менше число лопатей

для гвинтів, що працюють при великих коефіцієнтах навантаження, варто збільшувати число лопатей (зростає ККД гребного гвинта);

у багатьох випадках вирішальним фактором при виборі кількості лопатей гребного гвинта є необхідність зменшити вібрацію корпусу судна.

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

При виборі дискового відношення AE/AO гребного гвинта варто пам'ятати, що збільшення AE/AO (при незмінних кроковому відношенні P/D і відносній ході J) призводить до зменшення ККД гвинта внаслідок зростання профільного опору. З цієї точки зору дискове відношення повинно

бути мінімально можливим. Це мінімальне значення дискового відношення варто вибрати таким чином, щоб уникнути явища кавітації.

Беручи до уваги назване, у подальших розрахунках приймаємо початкове значення $AE/AO = 0,7$ (як у судна — прототипу).

3.1.9 Розрахунок гвинтової характеристики

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

Умови „здавально — приймальних випробувань” — чистий свіжопофарбований корпус судна ($\tau_D = 0$ міс.), глибока вода (більш ніж 10 осадок) сила вітру до 3-х балів, та хвилювання моря 2-х балів (висота хвиль 3-х відсоткової забезпеченості $h_{3\%} = 0$ м) — ці показники суттєво не впливають на опір судна в повному вантажі $T = 10,8$ м.

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

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

Початкова інформація для виконання розрахунку:

тип судна —	балкер
дедвейт —	30500 т;
гвинт марки —	B4—70 :
розрахунковий діаметр гвинта —	5,4 та 5,5 м;
головний двигун —	5X52 ;
довжина судна між перпендикулярами —	LPP = 179 м;
ширина судна —	B = 28 м;
— осадка —	T = 10,8 м;
заглиблення осі гребного гвинта —	h _o = 5,325 м.

Графічна інтерпретація розрахунку поданому у табл. 3.6 представлена на рис. 3.7.

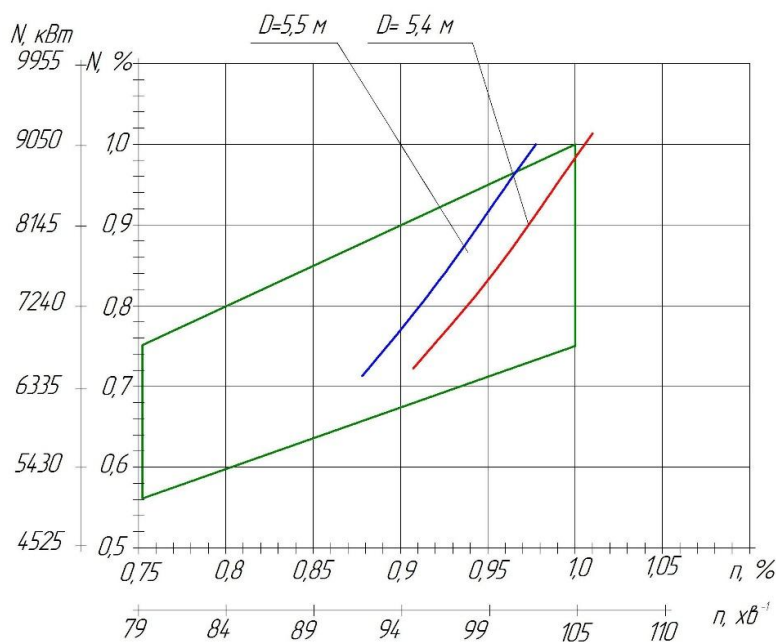


Рисунок 3.7 Поле робочих параметрів двигуна 5X52, та гвинтові характеристики для різних діаметрів рушія.

Беручи до уваги рис. 3.7, та аналізуючи розрахунок гвинтових характеристик за розрахункових умов експлуатації, приходимо до висновку, що гвинт діаметром $D = 5,5$ м — гідродинамічно важкий, це не дає можливість більшої варіації необхідних значень потужності і частоти обертання

Приймаємо для встановлення на судно 4-х лопатевий гребний гвинт діаметром $D = 5,4$ м марки В4 з дисковим відношенням $AE/AO = 0,7$ і оптимальним кроковим відношенням $P/D = 1,1$.

3.19 Побудова суміщених характеристик двигуна та рушія

На рис. 3.8 показано суміщення гвинтових характеристик із полем вибору робочих параметрів двигуна. Штрих — пунктирною лінією відображена гвинтова характеристика, що відповідає розрахунковим умовам експлуатації, побудована за даними табл. 3.7, для прийнятого гребного гвинта $D = 5,4$ м.

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

При визначенні характерних значень потужностей прийняті такі визначення:

специфікаційна — (максимальна тривала потужність) N_{se} — це максимальна потужність, яку замовив судновласник для тривалої експлуатації; у даному проекті $N_{se} = 0,9$ $N_{не} = 8800$ кВт

тривала експлуатаційна потужність N_{se} — це потужність, при якій передбачається нормальне використання двигуна, згідно $N_{ee} = 0,9$ N_{se} ($N_{ee} = 7480$ кВт);

потужність у точці оптимізації N_{se} — це потужність, при якій визначаються тип і відповідні параметри турбокомпресора, регулюються газорозподіл і ступінь тиску двигуна. У даному проекті прийнято $N_{oe} = 0,87$ $N_{se} = 7040$ кВт.

У табл. 3.7 подано значення потужності і частоти обертання для встановленого на судні двигуна, що відповідають рис. 3.8, а також максимальна перевантажувальна потужність, яка, згідно з визначенням на 10% більша за N_{se} .

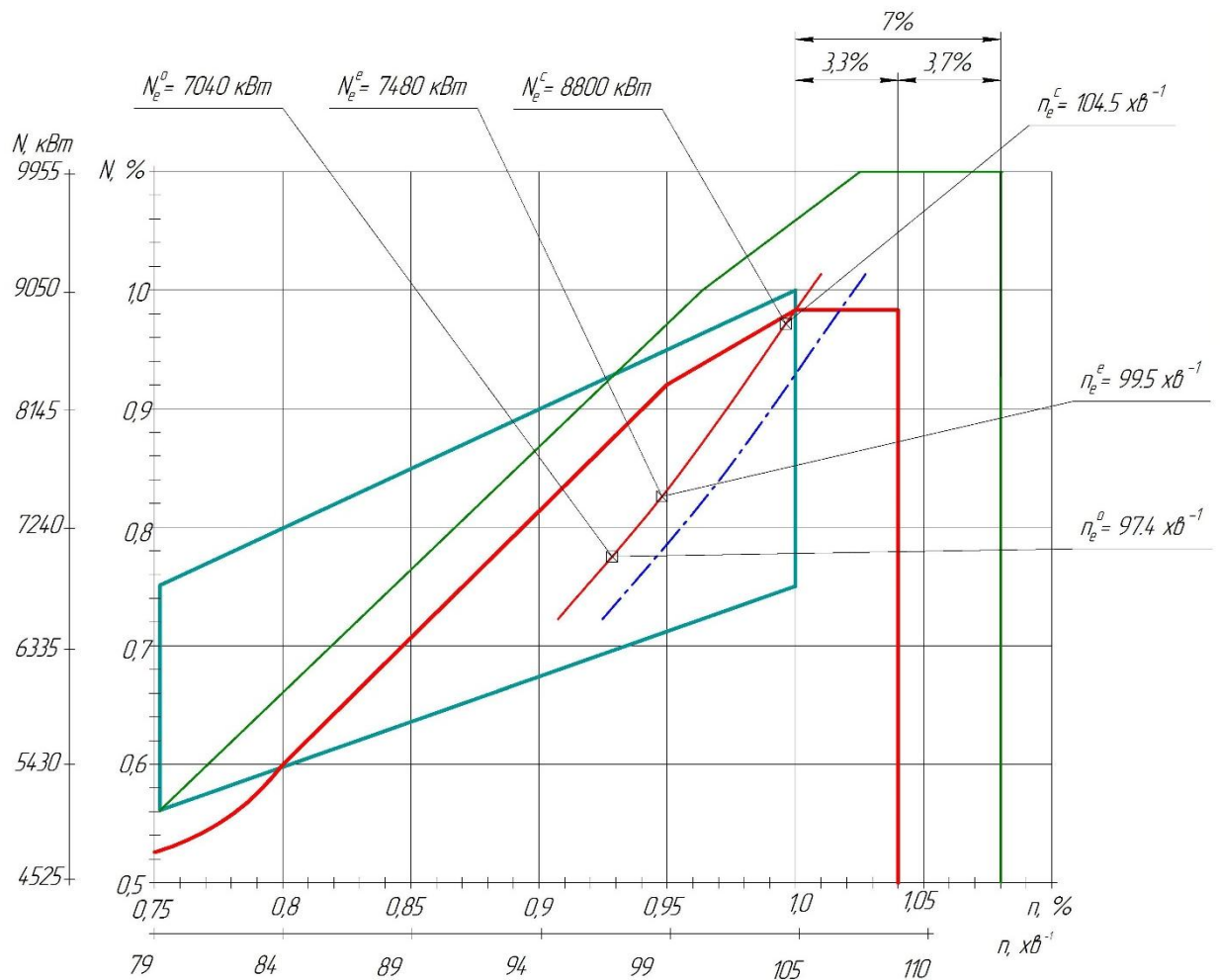


Рисунок 3.8 Діаграма робочих параметрів двигуна 5X52 з $N_{se} = 8800$ кВт, значення потужності і числа обертання в характерних робочих точках.

Таблиця 3.8 Номінальні та робочі параметри встановленого на судні двигуна

Найменування величини	Експлуатаційні умови					
	Штормові з оброслим корпусом				Разрахункові	
	Потужність		Частота обертання колінчастого валу			
	кВт	%	хв.-1	%	хв.-1	%
Номінальна	9050	100	107,1	102	105	100
Специфікаційна	8800	97,2	106,6	101,5	104,5	99,5
Тривала експлуатаційна	7480	82,7	101,6	96,8	99,5	94,8
В точці оптимізації	7040	77,8	99,5	94,8	97,4	92,8
Перевантажувальна	9680	107	–	–	–	–

Згідно рекомендація побудовано обмежувальні характеристики двигуна. Суцільні лінії на рис. 3.8, з кутовими коефіцієнтами 2,1,0 і лінія $n = \text{const}$, що проходять через точку з координатами N_{se} і n_s , є обмежувальним, і відповідно за крутільним моментом, тиском, потужністю і частотою обертання.

Область, охоплена цими лініями, визначає співвідношення „потужність–частота” для тривалої роботи двигуна.

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

За даними табл. 3.6 побудована залежність $v_S = f(n)$, що показана на рис. 3.9. Тут же показані швидкості ходу судна v_{S^0} і v_{S^e} відповідно при потужностях N_{se} і N_{ee} для чистого корпусу, глибокої тихої води та осадки судна в повному вантажі.

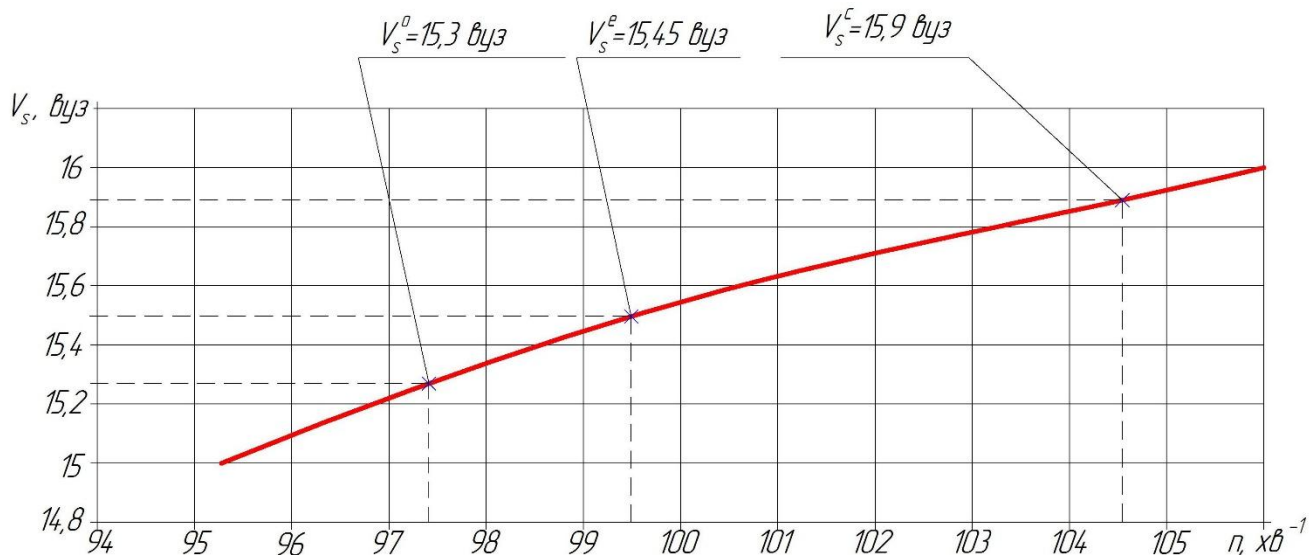


Рисунок 3.9 Залежність швидкості ходу судна від частоти обертання рушія за умов експлуатації

3.1.10 Характеристики гребного гвинта

Взаємне розташування гвинтової характеристики і поля робочих параметрів двигуна 5X52 (див. рис. 3.8) вказує на можливість установки на судні гвинта з $D = 5,4$ м; $AE/AO = 0,7$; $Z = 4$. Гвинт пройшов перевірку на кавітацію в табл. 3.6.

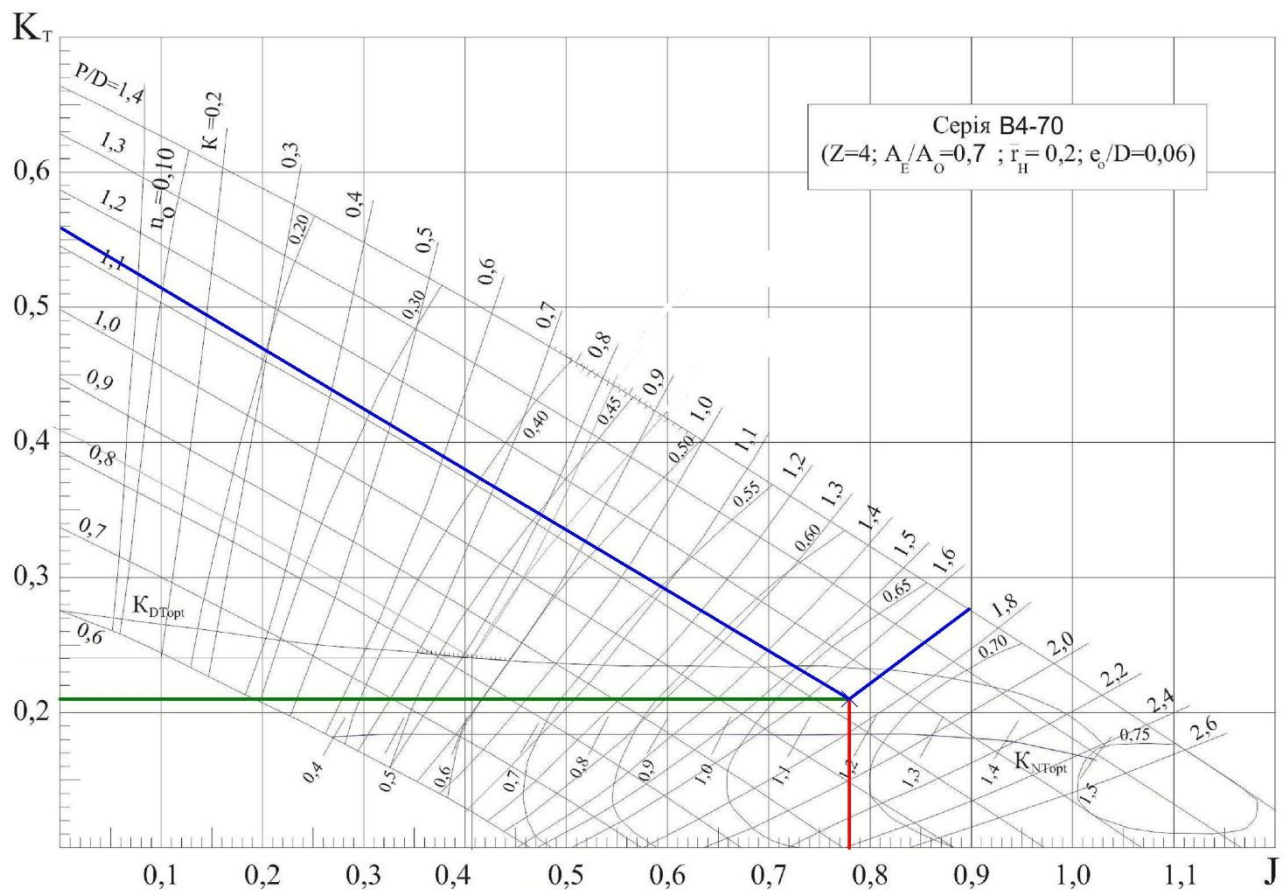


Рисунок 3.10 Діаграма для розрахунку гвинтів та характеристики прийнятого гвинта.

Таким чином, на судні з двигуном 5X52 встановлюється гребний гвинт фіксованого кроку, виготовлений із латуні, з такими характеристиками:

діаметр,..... $D = 5,4$ м;
 крок,..... $P = 5,94$ м;
 крокове відношення,..... $P/D = 1,1$;
 дискове відношення,..... $A_E/A_O = 0,7$;
 ККД,..... $\eta_o = 0,67$;
 кількість лопатей,..... $Z = 4$,

який забезпечує розрахункову швидкість руху судна (див. рис. 3.10) при осадці $T_{cp} = 10,8$ м і за умов, що відповідають здавально — приймальному випробуванню. Показана робоча точка гвинта, яка відповідає оптимальному значенню $P/D = 1,1$ експлуатаційна потужність 7480 кВт.

3.1.11 Визначення основних експлуатаційних характеристик двигуна 5X52

Визначення основних робочих характеристик (рис. 3.11) при експлуатації двигуна виконується програмним комплексом фірми «Wartsila» «General Technical Data for WinGD two-stroke engine».

Даний програмний комплекс дозволяє визначати основні технічні параметри при експлуатації двигуна (рис. 3.12), в тому числі й питому витрату палива. На основі розрахунків побудовано графіки (рис. 3.13–3.14) залежності експлуатаційних параметрів від потужності двигуна.

W5X52

IMO Tier II / III compliant
Standard tuning

8800 kW 97.2% R1
104.5 rpm 99.5% R1

Project: Warnow Mars
Yard / Plant: KB NUOS
Owner: Francuzov
Created: 26.09.2016 / shala

Engine Configuration PRELIMINARY

Engine Data

CMCR Power Rx:	8800 kW	= 97.2% R1	MCR Power R1:	9050 kW
CMCR Speed Rx:	104.5 rpm	= 99.5% R1	MCR Speed R1:	105.0 rpm
CSR Power:	7480 kW	= 85.0% CMCR		
CSR Speed:	99.0 rpm			
Turbocharger (ABB):	1 x A265-L		Bore:	520 mm
Scavenge air cooler:	1 x SAC-A33-SF		Stroke:	2315 mm
Tuning:	Standard			
Options:	SCR HP			
NOx emission compliance:	IMO Tier II / III 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:	4.5 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

Tier II

Power [%]	110.0	100.0	95.0	90.0	85.0	80.0	75.0	70.0	60.0	50.0	40.0	30.0	25.0
BSFC [g/kWh]	167.1	166.1	164.7	163.4	162.5	162.2	162.1	162.1	163.0	164.8	167.2	168.3	169.4

Tier III

Power [%]	110.0	100.0	95.0	90.0	85.0	80.0	75.0	70.0	60.0	50.0	40.0	30.0	25.0
BSFC [g/kWh]	167.1	166.1	164.7	163.4	162.5	162.2	162.1	162.1	163.0	164.9	167.6	169.5	170.8

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

Рисунок 3.11 Початкові дані до розрахунку

W5X52

IMO Tier II / III compliant
Standard tuning

8800 kW 97.2% R1
104.5 rpm 99.5% R1

Project:
Yard / Plant:
Owner:
Created:

Warnow Mars
KB NUOS
Francuzov
26.09.2016 / shala

Summary PRELIMINARY

General information

Bore	520 mm
Stroke	2315 mm
MEP	20.55 bar
Piston speed	8.1 m/s

Engine dimensions

Length	5910 mm
Net engine mass	217 t
Weight water/oil	2.2 t
Lift vertical (standard)	10250 mm
Minimum crane capacity	3.5 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

Aux. blower: min. installed electric motor power (shaft)	-
Turning gear capacity	-

Pumps

Minimum capacities

Delivery head *1)

Fuel oil booster	4.0 m³/h	6.5 bar
Fuel oil feed	2.2 m³/h	5.0 bar
High temperature water circuit	75 m³/h	3.0 bar
Low temperature water circuit	205 m³/h	2.2 bar
Lubricating oil *2)	132 m³/h	6.6 bar
Crosshead lubricating oil	9 m³/h	4.5 bar
Sea water	298 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) Lubricating oil flow excluding oil flow for damper. System pressure loss 2.1 bar assumed.

Cooling system

Central cooler, heat dissipation	6192 kW
SAC, heat dissipation	4179 kW
Cylinder cooler, heat dissipation	1301 kW
Lub. oil cooler, heat dissipation	712 kW

Design conditions, maximum heat dissipation

Exhaust gas and air flow

Exhaust gas, mass flow	63.5 t/h
Exhaust gas, temperature	274 °C
Exhaust gas density	0.655 kg/m³
Scavenge air, mass flow	62.0 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)	32050 kgm²
Air compressor (30 bar)	2 x 150 m³/h
Air receiver (30 bar)	2 x 5.0 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

Main lub. oil drain tank	11.0 m³
Fresh water expansion tank	-
HFO separator	1800 l/h
LO separator	1023 l/h
FO endheater	73 kW

Рисунок 3.12 Основні результати розрахунку

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

тиску навколишнього повітря 1000 м бар;

температурі навколишнього повітря 25°C.

Для даного двигуна обирається паливо за номограмою рис. 3.15

W5X52

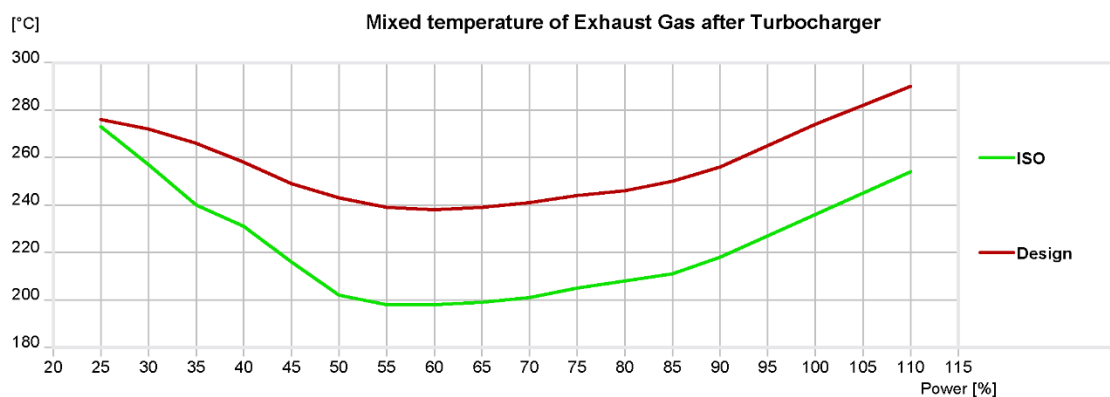
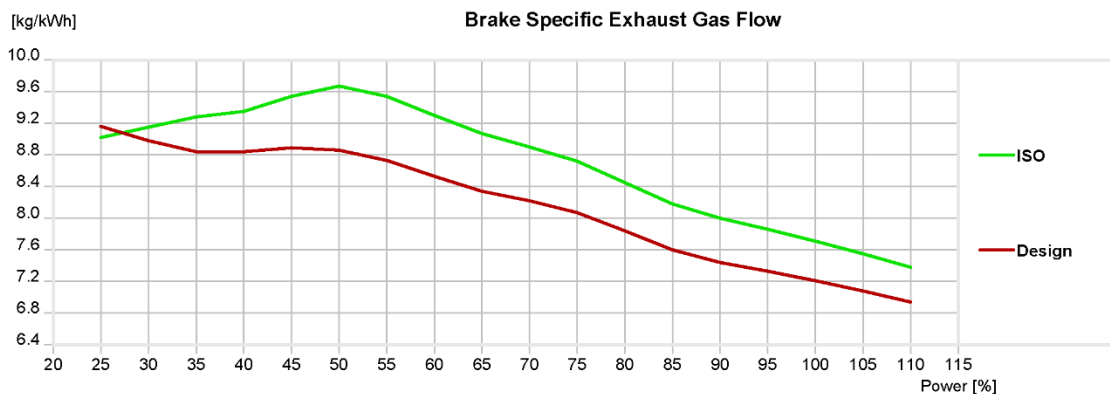
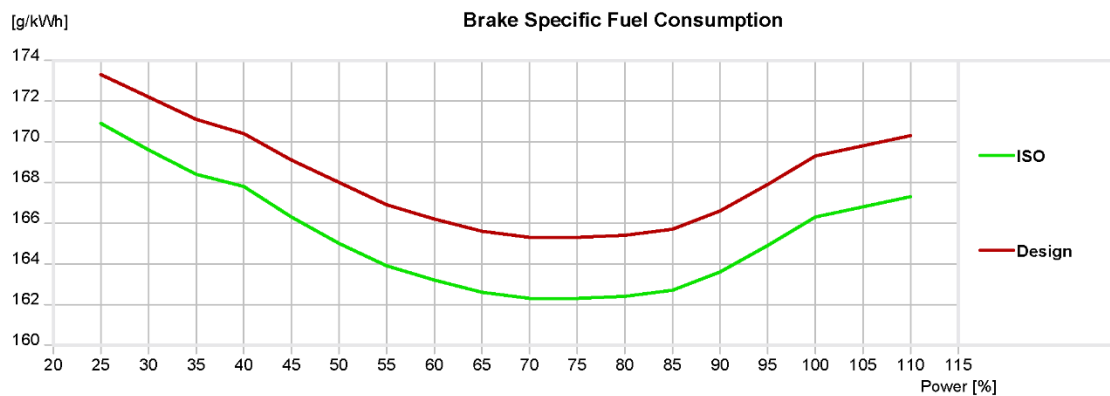
IMO Tier II / III compliant
Standard tuning

8800 kW 97.2% R1
104.5 rpm 99.5% R1

Project:
Yard / Plant:
Owner:
Created:

Warnow Mars
KB NUOS
Francuzov
26.09.2016 / shala

Engine Performance Data (SCR, Tier III) PRELIMINARY



Effective values and shape of curves up to 40% power will depend on final settings of auxiliary blower.

Рисунок 3.13 Залежності основних параметрів двигуна з розрахунку на специфікаційну потужність

W5X52IMO Tier II / III compliant
Standard tuning8800 kW 97.2% R1
104.5 rpm 99.5% R1Project:
Yard / Plant:
Owner:
Created:Warnow Mars
KB NUOS
Francuzov
26.09.2016 / shala**Engine Performance Data (SCR, Tier III)** PRELIMINARY

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

Performance				ISO			Design		
Power [%]	Power [kW]	Speed [rpm]	BMEP [bar]	BSFC [g/kWh]	BSEF [kg/kWh]	tEaTm [°C]	BSFC [g/kWh]	BSEF [kg/kWh]	tEaTm [°C]
110.0	9680	107.9	21.90	167.3	7.38	254	170.3	6.94	290
100.0	8800	104.5	20.55	166.3	7.71	236	169.3	7.21	274
95.0	8360	102.7	19.86	164.9	7.86	227	167.9	7.33	265
90.0	7920	100.9	19.16	163.6	8.00	218	166.6	7.44	256
85.0	7480	99.0	18.44	162.7	8.18	211	165.7	7.60	250
80.0	7040	97.0	17.71	162.4	8.45	208	165.4	7.84	246
75.0	6600	94.9	16.97	162.3	8.72	205	165.3	8.07	244
70.0	6160	92.8	16.20	162.3	8.90	201	165.3	8.22	241
60.0	5280	88.1	14.62	163.2	9.30	198	166.2	8.53	238
50.0	4400	82.9	12.95	165.0	9.67	202	168.0	8.86	243
40.0	3520	77.0	11.16	167.8	9.35	231	170.4	8.84	258
30.0	2640	70.0	9.21	169.6	9.15	257	172.2	8.98	272
25.0	2200	65.8	8.16	170.9	9.02	273	173.3	9.16	276

Tolerances

BSFC	+ 5 %	100-85 % Power
	+ 6 %	84-65 % Power
	+ 7 %	64-50 % Power
BSEF	± 5 %	
tEaT	± 15 °C	

Tolerances apply from and above 50% power. In general, an increase of BSEF by 5% corresponds to a decrease of tEaT by 15°C.

Data below 25% power

Relative to the data at 25% load, the following changes are expected at reference conditions:

Power %	BSFC g/kWh	BSEF kg/kWh	tEaTm °C
20	+2	-1	-10
15	+6	-2	-30
10	+16	-2.5	-65

Рисунок 3.14 Значення основних параметрів двигуна з розрахунку на специфікаційну потужність

Витрата палива

Розрахунок витрати палива проведено за даними розрахунку. При ввході даних в програму було обрано специфікаційну потужність двигуна $N_{se} = 8800$ кВт.

Обрано паливо RMG-380, визначено температуру палива згідно рис. 3.15, $T_p = 135$ °C.

При цьому температура зріючого середовища:

$$T_s = T_p + 25 = 160 \text{ °C}$$

Звідси тиск пари $P_s = 0,7$ МПа.

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

$$b_{неф} = b_{не} \quad (Q_i / Q_{ik} = 169,3 (42700/39000) = 185 \text{ г/(кВт год)})$$

Отже витрата палива RMG-380 головним двигуном становитиме $b_{неф} = 185 \text{ г/(кВт год)}$

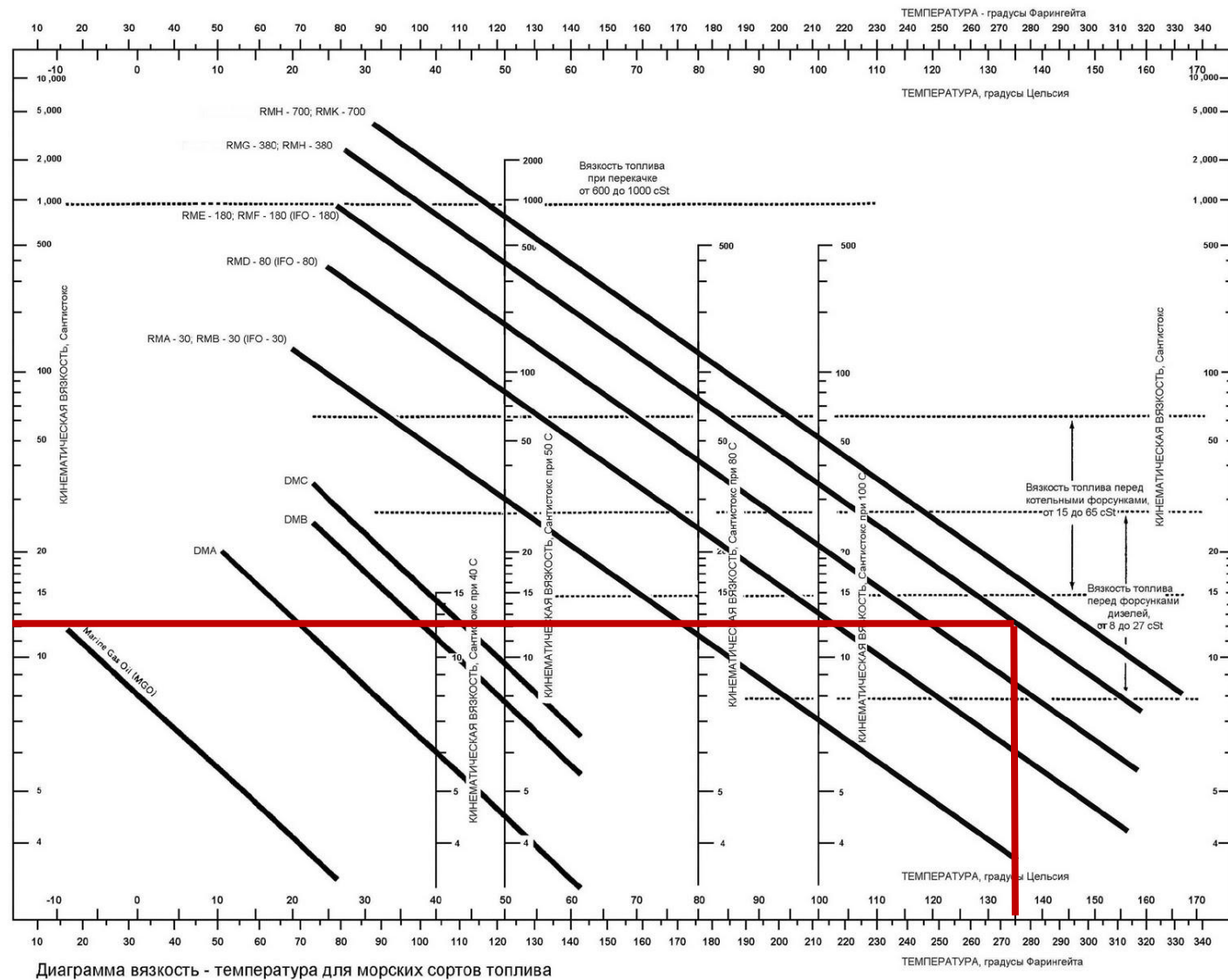


Рисунок 3.15 Номограма визначення в'язкості палива

3.1.12 Визначення основних елементів валопроводу

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

Вали з'єднуються між собою та з валом двигуна за допомогою фланців і щільно пристосованих долтів. Передбачено гальмовий пристрій для утримання від провертання валопроводу при буксируванні судна зі швидкістю 10 вуз. Гребний вал опирається на два дейдвудних підшипники з укладками з білого металу. Проміжний вал опирається на один опорний самовстановлювальний підшипник. Вали виготовлені з вуглецевої сталі, гребний вал — зі сталі категорії міцності КМ-25 ($R_mB = 480 \text{ МПа}$), проміжний вал — КМ-23 ($R_mB = 440 \text{ МПа}$).

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

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

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

Розрахунок валопроводу проводиться у відповідності з і передбачає перевірку розмірів найбільш важливих елементів валопроводу.

Діаметр проміжного валу визначається по формулі:

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

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

Специфікаційна потужність $P = N_{ee} = 8800 \text{ кВт}$.

Розрахункова частота обертання валів, що відповідає N_{ee} ,

$$n = n_e = 104,5 \text{ хв}^{-1}$$

Тоді, підставивши значення, одержимо:

$$d_{пр} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{8800}{104,5}} = 433,5 \text{ мм.}$$

Приймаємо діаметр проміжного валу $d'_{пр} = 450 \text{ мм}$.

Мінімальний розрахунковий діаметр гребного валу :

$$d_{гр} = 100 \cdot 1,22 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 100 \cdot 1,22 \cdot \sqrt[3]{\frac{8800}{104,5}} = 528,8 \text{ мм}$$

де K — коефіцієнт, який залежить від конструкції валу.

Розрахунковий діаметр гребного валу при виготовленні його зі сталі категорії міцності КМ–

25:

$$d_{грм} = d'_{гр} \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{R_mB + 160}} = 528,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{480 + 160}} = 505 \text{ мм}$$

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

$$d_{npм} = d_{np} \sqrt[3]{\frac{560}{R_{mB} + 160}} = 433,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{440 + 160}} = 414,6 \text{ мм}$$

Діаметр долтів з'єднувальних фланців повинен бути не менш визначеного по формулі:

$$d_{\delta} = 0,65 \sqrt{d_{зр} (R_{m\delta} + 160) / (i D R_{m\delta})}, \text{ мм}$$

де $d_{зр} = 530 \text{ мм}$ — діаметр зредного валу;

$R_{m\delta} = 520 \text{ МПа}$ — тимчасовий опір матеріалу вала;

$R_{m\delta} = 660 \text{ МПа}$ — тимчасовий опір матеріалу долтів;

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

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

Підставивши значення отримаємо:

$$d_{\delta} = 0,65 \sqrt{530(520+160)/(12 \cdot 1000 \cdot 880)} = 63,5 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр з'єднувальних долтів 65 мм.

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

$$\delta_{\phi} > 0,2 d_{зр} = 0,2 \cdot 530 = 108 \text{ мм},$$

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

Приймаємо товщину з'єднувальних фланців проміжного валу, а також, внутрішнього кінця зредного вала 90 мм.

Довжина кормового підшипника деїдвудної труди:

$$l_1 = 2 d_{зр} = 2 \cdot 530 = 1060 \text{ мм},$$

Довжина $l_2 = 0,8$, $d_{зр}$ носового підшипника деїдвудної труди:

$$l_2 = 0,8 d_{зр} = 0,8 \cdot 530 = 424 \text{ мм}$$

Висновок

У результаті виконаних розрахунків були побудовані звинтові характеристики роботи двигуна у пропульсивному комплексі. Визначена експлуатаційна довгострокова потужність і відповідна їй кількість обертів (табл. 3.9).

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

Таблиця 3.9 Таблиця порівняння СЕУ

Найменування величин	Позначення	Одиниці виміру	Порівнювальні варіанти	
			СЕУ-δ	СЕУ-п
Головний двигун			6S50MC-C7	5X52
Потужність ГД				
номінальна	Нен	кВт	9470	9050
специфікаційна	Нес	кВт	8800	8800
експлуатаційна	Нее	кВт	—	7480

Питома витрата палива $Q_H=42700$ кВт/кг				
при Nec	bec	$z/(\text{кВт год})$	171	169,2
при Nee	bee	$z/(\text{кВт год})$	–	165,6
Серія зредного звинта			B4-70	B4-70
Характеристики зредного звинта				
діаметр	dz	м	5,3	5,4
дискове відношення	Ae/A0		55	70
крок	P	м	5,83	5,94
Швидкість ходу судна				
специфікаційна	Vsc	в/з	–	15,9
експлуатаційна	Vse	в/з	15,5	15,45

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

3.2.1 Розробка теплової схеми суднової установки

Теплова схема суднової установки подана на креслені ВМР. 135 6220м 07 12 05

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 70оС і 98оС.

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.

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

Таким чином: утилізація теплоти у тепловій схемі присутні:

при відборі теплоти від вихлопних газів для отримання пари в утилізаційному котлі.

при відборі теплоти охолоджуючої прісної води головного двигуна для отримання дистилляту у опріснювальній установці

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

3.2.2 Вибір суднової електростанції

Вибір роду струму

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

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

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

3.2.3 Вибір основних джерел енергії

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

група НР– механізми, які обслуговують головну енергетичну установку і електростанцію, які працюють безперервно з постійним навантаженням;

група ПР– механізми, системи, пристрої, які працюють періодично з перемінним або постійним навантаженням;

група ЕР– механізми і пристрої, які працюють епізодично.

При експлуатації механізмів, електродвигуни яких завантажені не повністю, вводиться коефіцієнт завантаження механізму K_{zi} , що представляє відношення потужності механізму P_i на даному режимі до його загальної споживаної потужності P_{ni} [8] :

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

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:

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

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:

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

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

- навантаження дизель-генераторів на експлуатаційних режимах 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 4.

Три дизель — генератора однакової потужності і валогенератор.

Переваги:

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

низький рівень шуму;

менші витрати на ремонт і обслуговування.

Недоліки:

більш високі витрати на систему автоматики;

різні статичні характеристики для введення у паралель з ДГ;

первинні витрати на ВГ і його комунікації;

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.

3.2.4 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 4L20 (4CH20/28) фірми "MAN" електричною потужністю $N_{el} = 760$ кВт. Такий вибір полегшує обслуговування усієї СЕУ в цілому, оскільки ГД був також обраний цієї фірми.

Основні технічні характеристики дизель-генератора 4L20 наведено на рис. 4.1, а його поперечний переріз представлено на рис. 4.2.

3.2.5 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;

систему підігріву "важкого" палива;
підігрів масла у стічно-циркуляційній цистерні;
подача пари на підігрівачі сепараторів палива і масла;
подача пари на сепаратор трюмних вод;
обігрів води в цистернах і баластних відсіках;
на систему кондиціювання повітря;
на систему вентиляції;
на підігрівачі машинного відділення;
на систему парових зрілок.

Таблиця 4.1 Характеристики сучасних суднових дизель-генераторів

Найменування параметра, одиниці вимірювання	Фірма-виробник					
	MAN B&W	Wartsila	Mitsubishi Heavy Industries, Ltd	Daihatsu	Caterpillar	
	Марка двигуна					
	6L16/24	4L20	M.A.S. 580 ~ S6R-MPTA	6DC-17A	5DK-20	3508B
1. Число циліндрів i	6	4	6	6	5	8
2. Частота обертання n , хв. $^{-1}$	1000	1000	1500	1000	750	1000
4. Потужність первинного двигуна N_e , кВт	570	800	560	610	610	640
4. Потужність електрогенератора N_{el} , кВт	542	760	512	560	560	590
5. Питома ефективна витрата умовного палива g_e , г/(кВт·годину)	189	194	немає даних	немає даних	немає даних	немає даних
6. Діаметр циліндра D_c , мм	160	200	170	170	200	170
7. Хід поршня S , мм	240	280	180	270	300	190
8. Середній ефективний тиск p_e , МПа	2,24	–	–	2,21	2,26	–
9. Середня швидкість поршня v_p , мм	8,0	7,0	9,0	9,0	7,5	6,3
10. Габарити ДДГ $L \times B \times H$, мм	4572 $\times$ 1000 $\times$ 12457	4800 $\times$ 1950 $\times$ 12327	3900 $\times$ 1600 $\times$ 12000	4510 $\times$ 1350 $\times$ 12250	4850 $\times$ 1670 $\times$ 12670	4256 $\times$ 1703 $\times$ 11826
11. Маса ДДГ G , т	10,5	14,5	6,0	11,0	13,5	8,909

Main technical data

Cylinder bore 200 mm
 Piston stroke. 280 mm
 Cylinder output. 130 - 200 kW/cyl
 Speed 720 - 1000 rpm
 Mean effective pressure 22.5 - 28.0 bar
 Piston speed 6.7 - 9.3 m/s
 Voltage 0.4 – 13.8 kV
 Alternator efficiency 0.94 – 0.96
 Fuel specification:
 Fuel oil 730 cSt/50°C
 7200 sR1/100°F
 ISO 8217, category ISO-F-RMK 55
 SFOC 188-196 g/kWh at ISO condition $\pm$ 5% tolerance

Rated power: Generating sets

Engine type	C2 -output								C3 -output			
	720 rpm/ 60 Hz		750 rpm/ 50 Hz		900 rpm/ 60 Hz		1000 rpm/ 50 Hz		900 rpm/ 60 Hz		1000 rpm/ 50 Hz	
	Eng. kW	Gen. kW	Eng. kW	Gen. kW	Eng. kW	Gen. kW	Eng. kW	Gen. kW	Eng. kW	Gen. kW	Eng. kW	Gen. kW
4L20	520	495	540	515	680	645	720	685	740	700	800	760
6L20	780	740	810	770	1020	970	1080	1025	1110	1055	1200	1140
8L20	1040	990	1080	1025	1360	1290	1440	1370	1840	1405	1600	1520
9L20	1170	1110	1215	1155	1530	1455	1620	1540	1665	1580	1800	1710

Principal genset dimensions (mm) and weights (tonnes)

Engine	A*	H*	I	L*	M	Weight*
4L20	4910	1770/1920	1800	2338	1168	14.0
6L20	5325	1770/1920	1800	2243/2323	1299	16.8
8L20	6030	1920/2070	1800	2474/2524	1390	20.7
9L20	6535	2070/2300	1800	2524/2574	1390	23.8

Рисунок 4.1 Технічні характеристики дизель-генератора 4L20

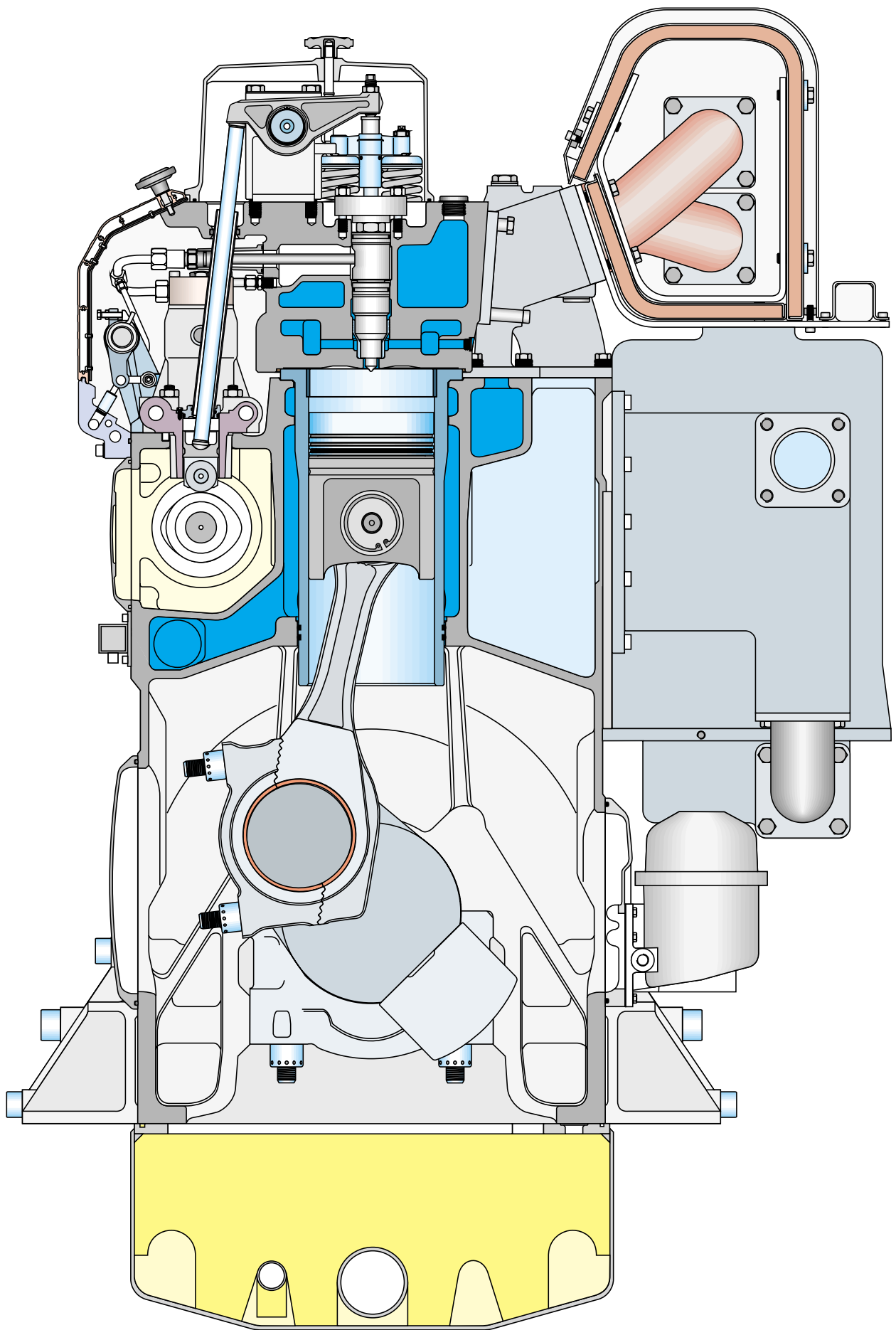


Рисунок 4.2 Поперечний розріз дизеля 4L20

Для визначення продуктивності ДКУ на різних режимах роботи, підсумовуються витрати пари по всім споживачам зі складанням таблиці навантаження (табл. 4.2), з урахуванням ступіні 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, обігрів паливних цистерн, парове опалення, обігрів цистерн і система кондиціювання у зимовий час;

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

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

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

Найбільш точне представлення дає представлена нижче таблиця парового навантаження

Таблиця 4.2 Споживачі машинного відділення

СПОЖИВАЧІ ПАРИ	ХОЛОДНА ЗОНА					
	ХОДОВИЙ РЕЖИМ			СТОЯНКОВИЙ РЕЖИМ		
	Кіль- сть	%наван- таження	Витрата пари, кг/год	Кіль- кість	%наван- таження	Витрати пари, кг/год
Грілки парового опалення			300			300
Система кондиціювання	3	0,7	220	3	0,7	220
Підігрівачі МВ	2	0,9	40	2	0,9	40
Загально-суднова вентиляція	2	0,8	50	2	0,8	50
Продувка кінгстонів	2	0,5	70	2	0,5	70
Підігрівач мийної води	1	0,4	180	1	0,4	180
Підігрівач питної води	1	0,5	60	1	0,5	60
Підігрівач системи вентиляції МВ	1	0,5	60	1	0,5	60
Підігрівач спец. комірчини	3	0,5	50	3	0,5	50
Цистерна запасу моторного палива	4	1,0	400	3	0,5	200
Відстійна цистерна	2	1,0	50	2	0,5	50
Витратна цистерна	2	1,0	70	2	0,5	35
Підігрівач палива ГД	1	1,0	60	1	–	–
Підігрівач палива ДГ	2	0,5	30	2	0,5	30
Підігрівачі сепаратора палива	2	0,7	80	2	–	–
Підігрівачі сепаратора масла	2	0,5	60	2	–	–
Витратна цистерна котельного палива	1	1,0	40	1	0,5	20
Цистерна стічно-циркуляційна	1	1,0	40	1	0,3	20
Сепаратор нафтових вод	1	0,4	100	1	0,4	–
Цистерна лляльних вод	3	0,5	80	3	0,5	60
Цистерна мийної води	2	0,8	50	2	0,8	50
Цистерна живильної води	1	0,8	40	1	0,8	40
ПО СУДНУ			1380			1250

Виходячи з вище представленої таблиці парового навантаження у відповідності з вимогами Регістру Lloyds Register, у якості допоміжної установки на судні встановлюються один комбінований котел типу CMB-HF-2.0+1.2/7 з характеристиками зазначеними у табл. 4.4.

Розрахунок можливої паропродуктивності утилізаційного котла в режимі роботи від ГД

Можливу паропродуктивність утилізаційного котла визначимо з вираження [12]:

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

де: $L_0 = 13,8$ 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);

$N_e^{\Gamma Д} = 8800$ кВт – специфікаційна потужність двигуна;

$g_e^{\Gamma Д} = 185$ г/(кВт год) – питома витрата палива;

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

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

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

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

$T_{\Gamma} = 547$ К – температура відпрацьованих в ГД газів на вході в УК;

$T_{ух} = 454$ К – температура газів на виході з УК;

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

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

$$D^{ук} = \frac{0,185 \cdot 8800 \cdot 0,95 \cdot (13,8 \cdot 1,25 \cdot 2,5 + 1) \cdot (1,03 \cdot 547 - 1,03 \cdot 454)}{2768 - 310} = 2659 \text{ кг/год}$$

На основі розрахунку, паропродуктивність у котла Saaske CMB-HF-2.0+2.0/7 (табл 4.3). На ходових режимах це враховується при одночасній роботі котлів для забезпечення всіх споживачів пари.

Значення $D^{ук} = 2659$ кг/год відповідає значенню отриманому у розрахунку п. 2.12. (див. додаток 1).

Таблиця 4.3 Основні характеристики котлоагрегату CMB-HF-2.0+2.0/7

	Вогнева /утилізаційна
Паропродуктивність, кг/годину	2000/2000
Температура живильної води, оС	60
Тиск пари, МПа	0,7
Температура газів на виході з ГД при 85% навантаженню	250

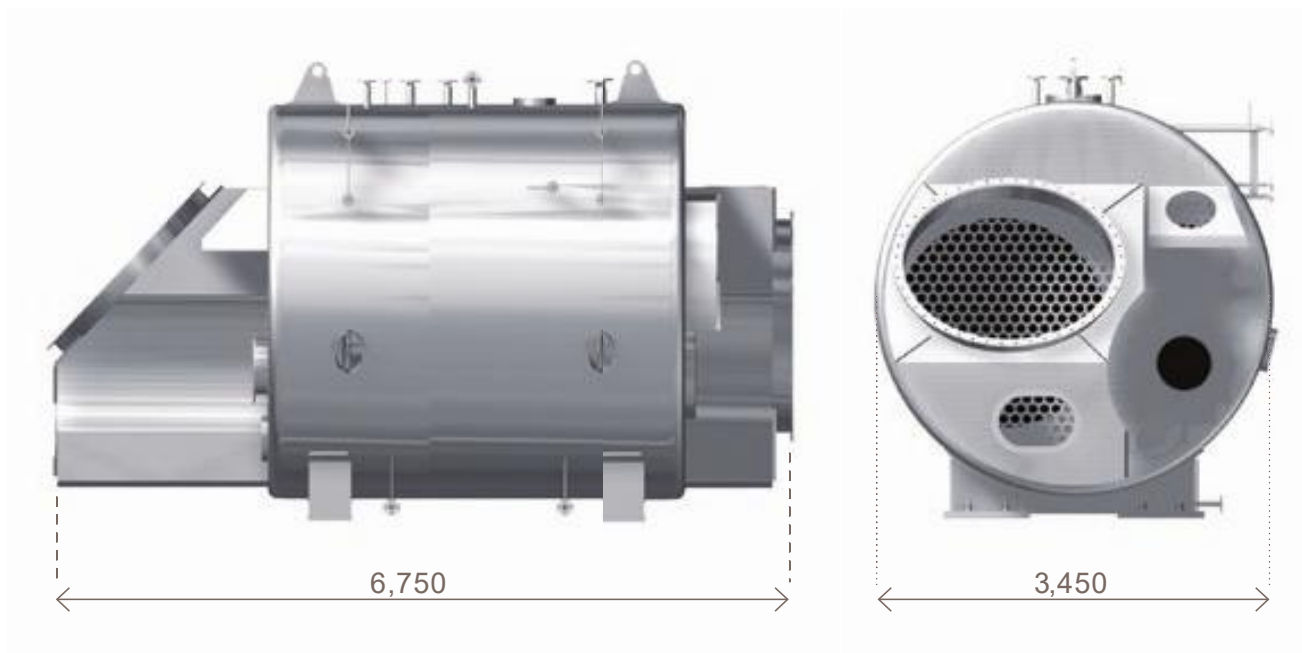


Рисунок 4.5 Зовнішній вигляд котлоагрегату CMB-HF-2.0+2.0/7

3.2.6 Видір аварійного дизель-генератора

Аварійна електростанція передбачається вимогами Регістру Lloyds Register. 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 дільше, 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 Регістру Lloyds Register, робота АДГ повинна забезпечувати нижче вказані елементи, які мають представлену потужність.

Таблиця 4.5 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
Осушувальний насос	18
Насос охолодження компресора пускового повітря	5,2
Компресор пускового повітря	48
Насос масло підкачки ДДГ	16
Усього:	201,4

Висновок: виходячи з необхідності вище представленого навантаження, встановлюється аварійний дизель-генератор Scania D109 074M. 217, з наступними характеристиками:

Таблиця 4.6 Основні характеристики аварійного дизель-генератора Scania D109 074M. 217

Параметри	Одиниці вимірювання	Величина
Потужність двигуна	кВт	217
Потужність генератора	кВт	206
Частота обертання	хв ⁻¹	1500

3.2.7 Вибір опріснювальної установки

Водоопріснювальна установка повинна забезпечувати дистиллятом 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:

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

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

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

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

$$C_{\max} = (24 \cdot 0,06 \cdot 0,185 \cdot 39000 \cdot 8800) / (1000 \cdot 3000 \cdot 0,8) = 38 \text{ т/доб.}$$

Висновок: Для установки на судно пропонується водоопріснювальна установка DPU36–C100 (рис. 4.7, 4.8), яка може працювати на стоянці від охолоджуючої води ДДГ і пари допоміжного котла, а в ходовому режимі від охолоджуючої прісної води ГД (табл. 4.7).



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 4.7 Зовнішній вигляд та параметри водоопріснювальної установки

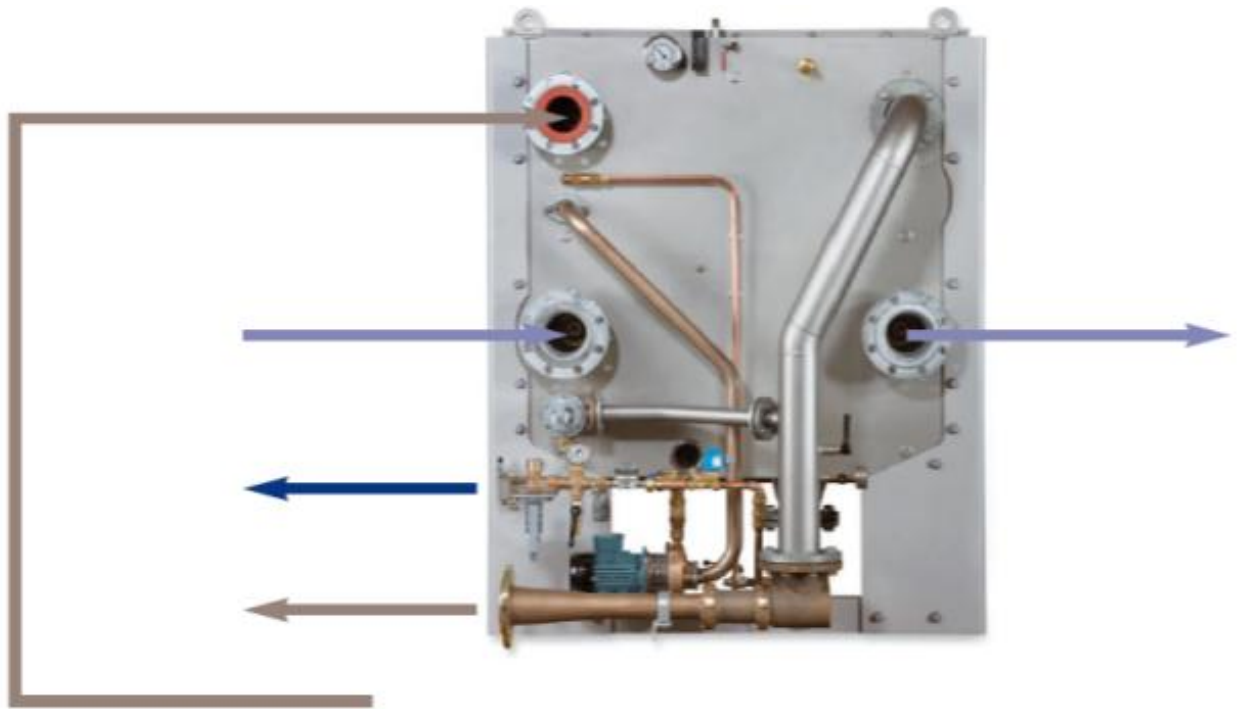


Рисунок 4.8 Схема підключення патрубків до водопріснювальної установки

Таблиця 4.7 Основні характеристики опріснювальної установки

Найменування	Тип	Продуктивність	Подача води до конденсатор	Подача живильної води	Витрата електроенергії	Маса
Розмірність		м³/год	м³ / год	кг/год	кВт	Кг
Величина	DPU36-С100	35	200	9230	4.2	1780

3.2.8 Енерговикористання в режимі повного ходу

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

Таблиця 4.9 Основні вихідні дані для розрахунку потоків енергії в СЕУ

№ з/п	Найменування характеристики	Одиниця вимірювань	Позначення	Джерело	Числове значення
1	Головний двигун 5X52				
1.1	Діаметр циліндра	м	D_c	табл. 2.1	0,52
1.2	Хід поршня	м	S	табл. 2.1	2,315
1.3	Кількість циліндрів	шт.	i	табл. 2.1	5
1.4	Тактність	–	z	[17; 18]	1
1.5	Специфікаційна потужність	кВт	$N_e^{гд}$	табл. 2.7	8800
1.6	Частота обертання колінчастого валу	хв.-1	пГД	табл. 2.7	104,5
1.7	Питома витрата умовного палива	кг/(кВт·годину)	$g_e^{гд}$	табл. 2.8	0,1693
1.8	Нижча теплота згоряння умовного палива	кДж/кг	Q_H^p	[12]	42700
1.9	Температура ВГ за ГД	К	T_z	п. 4.2	547
1.10	Середня ізобарна теплоємність умовного палива	кДж/(кг·К)	$\overline{C_{p\text{ пал}}}$	[12]	2

Продовження табл. 4.8

1.11	Температура підігріву палива	К	$T_{\text{пал}}$	[17; 18]	433
1.12	Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг умовного палива	кг/кг	ζ'_0	[12]	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 ізодарна теплоємність повітря	кДж/(кг·К)	$\overline{\zeta_{p \text{ над}}}$	[17; 18]	1
1.16	Середня ізодарна теплоємність ВГ	кДж/(кг·К)	$\overline{\zeta_{p z}}$	[17; 18]	1,03
1.17	Температура в наддувочному колекторі після охолоджувача	К	T_k	[17; 18]	320
1.18	Атмосферний тиск	МПа	p_0	прийнято	0,101
1.19	Температура повітря в МВ	К	$T_{\text{пов}}$	[17; 18]	298
1.20	Адіабатний ККД наддувочного компресора	–	η_k	[17; 18]	0,85
1.21	Частка теплової потужності, що відводиться з циркуляційною прісною водою	–	$a_{\text{пв}}^{\text{гд}}$	[17; 18]	0,06
1.22	Частка теплової потужності, що відводиться з циркуляційним маслом	–	$a_{\text{м}}^{\text{гд}}$	[17; 18]	0,04
1.23	Коефіцієнт наповнення циліндра	–	η_H	[17; 18]	0,85
2	Допоміжний дизель-генератор 4L20				
2.1	Діаметр циліндра	м	$D_{\text{ц}}$	табл. 4.3	0,2
2.2	Хід поршня	м	S	табл. 4.3	0,28
2.3	Кількість циліндрів	шт.	i	табл. 4.3	4
2.4	Тактність	–	z	[17; 18]	0,5
2.5	Електрична потужність дизель-генератора	кВт	$N_{\text{ел}}$	табл. 4.3	760
2.6	Частота обертання колінчастого вала	хв. ⁻¹	$n_{\text{ДДГ}}$	табл. 4.3	1000
2.7	Потужність приводного двигуна	кВт	$N_e^{\text{ддг}}$	табл. 4.3	800
2.8	Питома витрата умовного палива	кг/(кВт·годину)	$g_e^{\text{ддг}}$	табл. 4.3	0,194
2.9	Температура ВГ за ДДГ	К	T_z	[13; 14]	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 ізодарна теплоємність ВГ	кДж/(кг·К)	$\overline{\zeta_{p z}}$	[17; 18]	1,03
2.13	Частка теплової потужності, що відводиться з циркуляційною прісною водою	–	$a_{\text{пв}}^{\text{ддг}}$	[13; 14]	0,065
2.14	Частка теплової потужності, що відводиться з циркуляційним маслом	–	$a_{\text{м}}^{\text{ддг}}$	[13; 14]	0,05
2.15	Коефіцієнт наповнення циліндра	–	η_H	[17; 18]	0,95
3	Комбінований котел СМВ-НФ-2.0+1.2/7				
4.1	Тиск пари	МПа	p_s	п. 4.2	0,7
4.2	Температура живильної води	°С	$t_{\text{ЖВ}}$	п. 4.2	50
4.3	Температура ВГ на вході в УК	К	T_z	п. 4.2	517
4.4	Температура ВГ на виході з УК	К	$T_{\text{ух}}$	п. 4.2	472
4.5	Продуктивність УСКК по насиченій парі	кг/годину	$D_{\text{УПГ}}$	п. 4.2	1200
4.6	Максимальна продуктивність ТСКК по насиченій парі	кг/годину	$D_s^{\text{ак}}$	п. 4.2	2000
4.7	Нижча теплота згоряння ВВП	кДж/кг	$Q_{\text{н}}^b$	[12]	39000

Продовження табл. 4.8

4.8	Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг ВВП	кг/кг	ζ'_0	[12]	13,5
4.9	Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні палива в ДК	–	α	[16]	1,1
4.10	Температура ВГ після ТСКК	К	T_{yx}^{DK}	[16]	453
4	Водопріснювальна установка ДРУЗ6-С100				
4.1	Продуктивність	м³/добу	ДВОУ	табл. 4.7	30
4.2	Температура живильної заборотної води	°С	тЖВ	прийнято	85

3.2.8.1 Розрахунок енергетичного балансу головного двигуна 5Х52

Витрата палива ГД при специфікаційній потужності

$$G_{\text{пал}}^{\text{ГД}} = \frac{g_e^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}}}{3600} = \frac{0,1693 \cdot 8800}{3600} = 0,414 \text{ кг/с.}$$

Витрата повітря, яке потрапляє до ГД,

$$G_{\text{поб}}^{\text{ГД}} = G_{\text{пал}}^{\text{ГД}} \cdot \zeta'_0 \cdot \varphi_a \cdot \alpha = 0,414 \cdot 14,3 \cdot 1,25 \cdot 2,5 = 18,5 \text{ кг/с.}$$

Витрата відхідних газів ГД

$$G_2^{\text{ГД}} = G_{\text{пал}}^{\text{ГД}} + G_{\text{поб}}^{\text{ГД}} = 0,414 + 18,5 = 18,9 \text{ кг/с.}$$

Тиск наддубочного повітря

$$p_k = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{g_e^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}} \cdot \alpha \cdot T_k}{D_u^2 \cdot S \cdot i \cdot z \cdot n_{\text{ГД}} \cdot \eta_{\text{н}}} = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,1693 \cdot 8800 \cdot 2,5 \cdot 320}{0,52^2 \cdot 2,315 \cdot 5 \cdot 1 \cdot 104,5 \cdot 0,85} = 0,374 \text{ МПа.}$$

Температура наддубочного повітря після компресора

$$T_k' = T_{\text{поб}} \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_k} \right] = 300 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{0,374}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,85} \right] = 457 \text{ К.}$$

Енергетичний баланс головного двигуна

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

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

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

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

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

$Q_2^{\text{ГД}}$ – 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 наддубочного повітря, кВт;

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

Теплова потужність умовного палива при згорянні в ГД

$$Q_{\text{пол}}^{\Gamma\Delta} = G_{\text{пол}}^{\Gamma\Delta} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 0,414 \cdot 42700 = 17671 \text{ кВт.}$$

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

$$Q_{\text{під.пол}}^{\Gamma\Delta} = G_{\text{пол}}^{\Gamma\Delta} \cdot \overline{C_{\text{р пол}}} \cdot T_{\text{пол}} = 0,414 \cdot 2,0 \cdot 433 = 358 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність повітря, яке потрапляє до наддувочного компресора ГД

$$Q_{\text{ноб}}^{\Gamma\Delta} = G_{\text{ноб}}^{\Gamma\Delta} \cdot \overline{C_{\text{р ноб}}} \cdot T_{\text{ноб}} = 18,5 \cdot 1,0 \cdot 298 = 5511 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, яку мають відхідні гази ГД

$$Q_2^{\Gamma\Delta} = G_2^{\Gamma\Delta} \cdot \overline{C_{\text{р 2}}} \cdot T_2 = 18,9 \cdot 1,03 \cdot 547 = 10653 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що втрачається з циркуляційною прісною водою

$$\Delta Q_{\text{пв}}^{\Gamma\Delta} = a_{\text{пв}}^{\Gamma\Delta} \cdot Q_{\text{пол}}^{\Gamma\Delta} = 0,06 \cdot 17671 = 1060 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що втрачається з циркуляційним маслом

$$\Delta Q_{\text{м}}^{\Gamma\Delta} = a_{\text{м}}^{\Gamma\Delta} \cdot Q_{\text{пол}}^{\Gamma\Delta} = 0,04 \cdot 17671 = 707 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що втрачається при охолодженні наддувочного повітря ГД

$$\Delta Q_{\text{нп}}^{\Gamma\Delta} = G_{\text{ноб}}^{\Gamma\Delta} \cdot \overline{C_{\text{р ноб}}} \cdot (T_{\text{к}}' - T_{\text{к}}) = 18,9 \cdot 1,0 \cdot (457 - 320) = 2536 \text{ кВт.}$$

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 втрачається в масло та охолоджуючу прісну воду

$$\Delta N_{\text{мех}}^{\Gamma\Delta} = a_{\text{ост}}^* \cdot \left(\frac{1 - \eta_{\text{мех}}}{\eta_{\text{мех}}} \right) \cdot N_e^{\Gamma\Delta} = 0,5 \cdot \left(\frac{1 - 0,95}{0,95} \right) \cdot 8800 = 232 \text{ кВт.}$$

Перевірка рівняння енергетичного балансу головного двигуна

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

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

$$\Delta Q_2^{\Gamma\Delta} = 10653 - 358 - 5511 = 4783 \text{ кВт.}$$

$$17671 \text{ кВт} = 8800 + 1060 + 707 + 2536 + 232 + 4783 \text{ кВт.}$$

$$17671 \text{ кВт} \neq 18118 \text{ кВт.}$$

Абсолютна похибка при визначенні складових балансу

$$\Delta = 17671 - 18118 = -447 \text{ кВт.}$$

Відносна похибка розрахунку

$$\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{Q_{\text{пол}}^{\Gamma\Delta}} = \frac{447}{17671} = 0,025$$

Таблиця 4.9 Відносні складові балансу ГД

$\overline{N_e^{\Gamma\Delta}}$	$\overline{\Delta Q_{\text{пв}}^{\Gamma\Delta}}$	$\overline{\Delta Q_{\text{м}}^{\Gamma\Delta}}$	$\overline{\Delta Q_{\text{нп}}^{\Gamma\Delta}}$	$\overline{\Delta N_{\text{мех}}^{\Gamma\Delta}}$	$\overline{\Delta Q_2^{\Gamma\Delta}}$
0,498	0,06	0,04	0,144	0,013	0,271

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

3.2.8.2 Розрахунок енергетичного балансу допоміжного двигуна 4L20

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

Витрата палива ДДГ при номінальній потужності

$$G_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}} = \frac{g_e^{\text{ДДГ}} \cdot N_e^{\text{ДДГ}}}{3600} = \frac{0,194 \cdot 800}{3600} = 0,0431 \text{ кг/с.}$$

Витрата повітря, яке потрапляє до ДДГ

$$G_{\text{пов}}^{\text{ДДГ}} = G_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}} \cdot \zeta'_0 \cdot \varphi_a \cdot \alpha = 0,0431 \cdot 14,3 \cdot 1,1 \cdot 2,3 = 1,56 \text{ кг/с.}$$

Витрата відхідних газів ДДГ

$$G_z^{\text{ДДГ}} = G_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}} + G_{\text{пов}}^{\text{ДДГ}} = 0,0431 + 1,56 = 1,6 \text{ кг/с.}$$

Тиск наддувочного повітря

$$p_k = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{g_e^{\text{ДДГ}} \cdot N_e^{\text{ДДГ}} \cdot \alpha \cdot T_k}{D_u^2 \cdot S \cdot i \cdot z \cdot n_{\text{ДДГ}} \cdot \eta_H} = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,194 \cdot 800 \cdot 2,3 \cdot 320}{0,2^2 \cdot 0,28 \cdot 4 \cdot 0,5 \cdot 1000 \cdot 0,95} = 0,468 \text{ МПа.}$$

Температура наддувочного повітря після компресора

$$T'_k = T_{\text{пов}} \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_k} \right] = 300 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{0,468}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,85} \right] = 494 \text{ К.}$$

Енергетичний баланс допоміжного двигуна

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Теплова потужність умовного палива при згорянні в допоміжному двигуні

$$Q_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}} = G_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}} \cdot Q_H^p = 0,0431 \cdot 42700 = 1841 \text{ кВт.}$$

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

$$Q_{\text{під.пал}}^{\text{ДДГ}} = G_{\text{пал}}^{\text{ДДГ}} \cdot \overline{\zeta_{\text{р пал}}} \cdot T_{\text{пал}} = 0,0431 \cdot 2,0 \cdot 472 = 36 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність повітря, яке потрапляє до наддувочного компресора допоміжного двигуна

$$Q_{\text{пов}}^{\text{ДДГ}} = G_{\text{пов}}^{\text{ДДГ}} \cdot \overline{\zeta_{\text{р пов}}} \cdot T_{\text{пов}} = 1,56 \cdot 1,0 \cdot 300 = 468 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, яку мають ВГ допоміжного двигуна

$$Q_2^{\text{ДДГ}} = G_2^{\text{ДДГ}} \cdot \overline{C_{p2}} \cdot T_2 = 1,6 \cdot 1,03 \cdot 778 = 987 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що витрачається з циркуляційною прісною водою

$$\Delta Q_{\text{пв}}^{\text{ДДГ}} = q_{\text{пв}}^{\text{ДДГ}} \cdot Q_{\text{пол}}^{\text{ДДГ}} = 0,065 \cdot 1841 = 147 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що витрачається з циркуляційним маслом

$$\Delta Q_{\text{м}}^{\text{ДДГ}} = q_{\text{м}}^{\text{ДДГ}} \cdot Q_{\text{пол}}^{\text{ДДГ}} = 0,05 \cdot 1841 = 129 \text{ кВт.}$$

Теплова потужність, що витрачається при охолодженні наддувочного повітря допоміжного двигуна

$$\Delta Q_{\text{нп}}^{\text{ДДГ}} = G_{\text{ноб}}^{\text{ДДГ}} \cdot \overline{C_{p \text{ноб}}} \cdot (T'_k - T_k) = 1,56 \cdot 1,0 \cdot (441 - 320) = 272 \text{ кВт.}$$

Механічні втрати потужності в допоміжному двигуні

$$\Delta N_{\text{мех}}^{\text{ДДГ}} = a_{\text{ост}}^* \cdot \left(\frac{1 - \eta_{\text{мех}}}{\eta_{\text{мех}}} \right) \cdot N_e^{\text{ДДГ}} = 0,5 \cdot \left(\frac{1 - 0,95}{0,95} \right) \cdot 800 = 21 \text{ кВт.}$$

Перевірка рівняння енергетичного балансу допоміжного двигуна

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

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

$$\Delta Q_2^{\text{ДДГ}} = 987 - 36 - 468 = 483 \text{ кВт.}$$

$$1841 \text{ кВт} = 800 + 147 + 129 + 272 + 21 + 483 = 1852 \text{ кВт.}$$

$$1841 \text{ кВт} \neq 1852 \text{ кВт.}$$

Абсолютна похибка при визначенні складових балансу

$$\Delta = 1841 - 1852 = 11 \text{ кВт.}$$

Відносна похибка розрахунку

$$\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{Q_{\text{пол}}^{\text{ДДГ}}} = \frac{11}{1841} = 0,006$$

Таблиця 4.10 Відносні складові балансу ДДГ

$\overline{N_e^{\text{ДДГ}}}$	$\overline{\Delta Q_{\text{пв}}^{\text{ДДГ}}}$	$\overline{\Delta Q_{\text{м}}^{\text{ДДГ}}}$	$\overline{\Delta Q_{\text{нп}}^{\text{ДДГ}}}$	$\overline{\Delta N_{\text{мех}}^{\text{ДДГ}}}$	$\overline{\Delta Q_2^{\text{ДДГ}}}$
0.435	0.08	0,07	0.148	0.011	0.262

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

3.2.8.3 Розрахунок енергетичного балансу комбінованого котла СМВ-НГ-2.0+2.0/7

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

$$Q_s^{\text{УПГ}} = D_{\text{УПГ}} \cdot (h'' - h_{\text{жв}}) / 3600 = 2000 \cdot (2768,4 - 209,26) / 3600 = 1421 \text{ кВт.}$$

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 $t_{\text{жв}} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ (див. п. 4.2).

Теплова потужність, яку мають ВГ після УК,

$$Q_2^{\text{УПГ}} = G_2^{\text{ГД}} \cdot \overline{C_{p2}} \cdot T_{\text{ух}} = 18,9 \cdot 1,03 \cdot 454 = 8818 \text{ кВт,}$$

де $T_{yx} = 454 \text{ K}$ ($181 \text{ }^{\circ}\text{C}$) – температура ВГ після УК (див. п. 4.2).

Енергетичний баланс УСКК

$$Q_{\text{впр}}^{\text{УПГ}} = Q_2^{\text{ГД}} - Q_s^{\text{УПГ}} - Q_2^{\text{УПГ}} = 10653 - 1421 - 8818 = 414 \text{ кВт},$$

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

$Q_2^{\text{ГД}}$ – теплова потужність, яку мають гази після ГД (див. п. 4.4.2).

Коефіцієнт використання теплоти в УК

$$\eta_{\text{УПГ}} = \frac{Q_s^{\text{УПГ}}}{Q_2^{\text{ГД}}} = \frac{1421}{10653} = 0,13$$

Теплова потужність, що виділилась при спалюванні палива в ДК,

$$Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}} = \frac{0,08 \cdot D_s^{\text{ДК}} \cdot Q_h^b}{3600} = \frac{0,08 \cdot 2000 \cdot 39000}{3600} = 1733 \text{ кВт}.$$

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

$D_s^{\text{ДК}} = 2000 \text{ кг/годину}$ – продуктивність по насиченій парі (див. п. 4.2);

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

Теплова потужність пари, яка виробляється в ДК,

$$\Delta Q_{\text{пар}}^{\text{ДК}} = \frac{D_s^{\text{ДК}} \cdot (h'' - h_{\text{жв}})}{3600} = \frac{2000 \cdot (2768,4 - 209,26)}{3600} = 1421 \text{ кВт},$$

де $h'' = 2768,4 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія насиченої пари ($p_s = 0,9 \text{ МПа}$, $t_s = 160 \text{ }^{\circ}\text{C}$), що генерується в котлі [19, табл. II];

$h_{\text{жв}} = 209,26 \text{ кДж/кг}$ [19, табл. I] – ентальпія живильної води ($t_{\text{жв}} = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$).

Витрата палива ДК для вироблення пари

$$G_{\text{пал}}^{\text{ДК}} = \frac{0,08 \cdot D_s^{\text{ДК}}}{3600} = \frac{0,08 \cdot 2000}{3600} = 0,044 \text{ кг/с}.$$

Кількість повітря для згоряння палива в ДК

$$G_{\text{поб}}^{\text{ДК}} = G_{\text{пал}}^{\text{ДК}} \cdot l_0' \cdot \alpha = 0,044 \cdot 12,6 \cdot 1,1 = 0,616 \text{ кг/с}.$$

Кількість відхідних газів ДК

$$G_2^{\text{ДК}} = G_{\text{пал}}^{\text{ДК}} + G_{\text{поб}}^{\text{ДК}} = 0,044 + 0,616 = 0,66 \text{ кг/с}.$$

Теплова потужність відхідних газів ДК

$$Q_2^{\text{ДК}} = G_2^{\text{ДК}} \cdot \overline{c}_{p2} \cdot T_{yx}^{\text{ДК}} = 0,66 \cdot 1,03 \cdot 453 = 307 \text{ кВт},$$

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

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

$$Q_{\text{під пал}}^{\text{ДК}} = G_{\text{пал}}^{\text{ДК}} \cdot \overline{c}_{p \text{ пал}} \cdot T_{\text{пал}} = 0,044 \cdot 2,0 \cdot 423 = 37,2 \text{ кВт},$$

Теплова потужність повітря, яке подається до форсунки,

$$Q_{\text{поб}}^{\text{ДК}} = G_{\text{поб}}^{\text{ДК}} \cdot \overline{c}_{p \text{ поб}} \cdot T_{\text{поб}} = 0,616 \cdot 1,0 \cdot 300 = 185 \text{ кВт}.$$

Енергетичний баланс ДК

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

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

$$Q_{\text{втр}}^{\text{ДК}} = Q_{\text{нал}}^{\text{ДК}} + Q_{\text{піднал}}^{\text{ДК}} + Q_{\text{поб}}^{\text{ДК}} - \Delta Q_{\text{пар}}^{\text{ДК}} - Q_z^{\text{ДК}} = 1733 + 37,2 + 185 - 1421 - 307 = 227,2 \text{ кВт.}$$

Коефіцієнт використання теплоти в ДК

$$\eta_{\text{ДК}} = \frac{\Delta Q_{\text{пар}}^{\text{ДК}}}{Q_{\text{нал}}^{\text{ДК}}} = \frac{1421}{1733} = 0,82$$

3.2.8.4 Розрахунок енергетичного балансу водопріснювальної установки

Із попередніх розрахунків (див. п. 4.4.2) відомо, що від прісної води системи охолодження ГД для отримання дистилату в ВОУ надходить $\Delta Q_{\text{пв}}^{\text{ГД}} = 1060$ кВт. Перепад температур гарячої прісної води та заборотної води у випарнику прийнятий 20 К, заборотна вода кипітиме при 50 °С. За таблицями водяної пари [19] визначаємо ентальпії сухої насиченої пари та морської води, з якої утворюється дистилат:

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

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

$$Q_{\text{воу}} = \frac{D_{\text{воу}} \cdot 10^3}{24 \cdot 3600} \cdot (h'' - h'_{\text{ЗВ}}) = \frac{35 \cdot 10^3}{24 \cdot 3600} \cdot (2591,8 - 209,26) = 823 \text{ кВт.}$$

Отже, коефіцієнт використання теплоти в ВОУ

$$\Delta_{\text{воу}} = \frac{Q_{\text{воу}}}{\Delta Q_{\text{пв}}^{\text{ГД}}} = \frac{823}{1060} = 0,77$$

3.2.8.5 Розрахунок перетворення механічної потужності головного двигуна в механічну потужність упору 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,

$$Q_{\text{пв}} = N_e^{\text{ГД}} \cdot (1 - \eta_{\text{ВП}}) = 8800 \cdot (1 - 0,98) = 176 \text{ кВт,}$$

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

До рушія підводиться потужність

$$N_{\text{ВП}} = N_e - Q_{\text{пв}} = 8800 - 176 = 8624 \text{ кВт.}$$

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

$$Q_D = (1 - \eta_D) \cdot N_{\text{ВП}} = (1 - 0,7) \cdot 8624 = 2587 \text{ кВт.}$$

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

$$NR = NBP - QD = 8624 - 2587 = 6037 \text{ кВт.}$$

Інакше можна записати

$$NR = N_e^{ГД} \cdot \eta_{BP} \cdot \eta_D = 8800 \cdot 0,98 \cdot 0,7 = 6037 \text{ кВт.}$$

3.2.8.6 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, УСКК, ВОУ та один ДДГ.

Від ГД потужність передається через валопровід на рушій, де існують втрати механічної енергії, що переходять в теплову, Q_{PB} та QD .

ККД пропульсивного комплексу визначимо за виразом

$$\eta_e^{ПК} = \frac{N_R}{Q_{ГД}^{пол}} = \frac{6037}{17671} = 0,342$$

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

$$(\eta_{BT}^{СЕУ})_{xp} = \frac{N_R + N_{ел} + Q_S^{УПГ} + Q_{ВОУ}}{Q_{пол}^{ГД} + Q_{пол}^{ДДГ}} = \frac{6037 + 760 + 1421 + 823}{17671 + 1841} = 0,322$$

ККД СЕУ на ходовому режимі

$$(\eta_e^{СЕУ})_{xp} = \frac{N_R + N_{ел}}{Q_{пол}^{ГД} + Q_{пол}^{ДДГ}} = \frac{6037 + 760}{17671 + 1841} = 0,188$$

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

$$(\eta_{BT}^{СЕУ})_{стзВО} = \frac{2 \times N_{ел} + \Delta Q_{пар}^{ДК}}{2 \times Q_{пол}^{ДДГ} + Q_{пол}^{ДК}} = \frac{2 \times 760 + 1421}{2 \times 1841 + 1733} = 0,583$$

Висновок: В розділі обрано енергетичне обладнання СЕУ (табл. 4.11). В результаті розрахунку визначено потоки енергії в судновій енергетичній установці на різних режимах роботи. Розраховано потоки енергії в СЕУ та визначено її ефективність.

Таблиця 4.11 Прийняті елементи СЕУ

Найменування	Тип	Кількість	Потужність	Продуктивність
--------------	-----	-----------	------------	----------------

Допоміжні дизель — генератори	Wartsila 4L20	3	800 кВт	—
Аварійний дизель — генератор	Scania D109 074M.	1	217 кВт	—
Комбінований котел	CMB-HF-2.0+2.0/7	1	—	2.0/2.0 т/годину
Опріснювальна установка	DPU36-C100	1	—	35 т/добу

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

3.3.1 Система паливна

3.3.1.1 Працездатність і склад системи

У роботі системи (табл. 5.1) передбачено:

приймання важкого і дизельного палива у дуптанки і запасні цистерни;

перекачування важкого і дизельного палива (табл. 5.2);

сепарація важкого і дизельного палива,

подача важкого і дизельного палива до ГД, ДГ, котлів,

подача дизельного палива до АДГ і інсинератора;

сепарація важкого і дизельного палива (табл. 5.3);

видача шламу на інсинератор;

видача дрібного палива на дерез і інсинератор

Таблиця 5.1 Складові системи

Трубопровід	Обладнання	Подача „З”	Подача „до”
Прийом палива	Трубопровід важкого палива Трубопровід легкого палива	Маніфолд на ВП Маніфолд на ВП	Запасних цистерн і Дуптанка Запасних цистерн
Перекачка	Насос перекачки важкого палива	З одних запасних цистерн Дуптанка Запасних цистерн Переливної	У другі запасні цистерни Запасні цистерни Відстійні Запасні
	Насос перекачки легкого палива	Одних запасних цистерн	Другі запасні цистерни
Сепарація палива	Сепаратор важкого палива	Відстійні цистерни	Витратні цистерни
	Сепаратор легкого палива	Запасні цистерни Запасні цистерни	Витратні цистерни Цистерна АДГ, котлів, інсинератора
Подача палива на ГД, ДГ, котлів	Насоси паливно-підкачуальної ГД. Насоси циркуляційні ГД	Витратні цистерни важкого палива Витратні цистерни легкого палива	ПНВТ ПНВТ
	Насос легкого палива ДГ Насоси паливно-підкачувальні важкого	Витратні цистерни Витратні цистерни	ПНВТ ПНВТ

	палива ДГ		
	Насос легкого палива котлів Насос важкого палива котлів	Витратні цистерни Витратні цистерни	Форсунка котла Форсунка котла
Видача шлам	Насос шлам	Цистерна шлам	Інсінератор
Видача брудного палива	Насос брудного палива	Цистерна брудного палива	Інсінератор

Таблиця 5.2 Характеристика насосів

Призначення	Кількість	Тип	Видана здібність м3/год	Тиск, МПа
Паливоперекачувальний ГД	2	Шестеренчастий	3,6	0,4
Циркуляційний ГД	2	Гвинтовий	5,4	0,4
Паливоперекачувальний важкого палива	1	Шестеренчастий	18	0,4
Паливоперекачувальний легкого палива	1	Шестеренчастий	16	0,245
Паливопідкачувальний насос легкого палива ДГ	1	За даними постачальника на ДГ		
Паливопідкачувальний насос важкого палива ДГ	2			
Паливопідкачувальний легкого палива котла	2	За даними постачальника котлів		
Паливопідкачувальний важкого палива котла	4			
Насос видачі шлам	1	Шестеренчастий	5	0,4
Насос брудного палива	1	Шестеренчастий	5	0.35

Таблиця 5.3 Характеристика сепараторів

Обладнання	Кількість	Тип	Видана здібність, м3/год	Тиск, МПа
Сепаратор легкого палива СЛЗ	1	Автоматичний	5,75	0.25
Сепаратор важкого палива СЛЗ	2	Автоматичний	3,3	0.25

3.3.12 Вимоги Морського Регістра судноплавства, до паливної системи

Для перекачування палива повинно бути не менш двох насосів. з електричним приводом, один із яких є резервним.

Як резервний насос, може бути Використаний будь-який додатний для цієї мети насос, у тому числі, насос сепаратора палива.

Паливноперекачувальні насоси, а також, насоси сепараторів, крім місцевого керування, повинні мати засід для їхньої зупинки з завжди доступних місць, поза приміщеннями, у яких вони встановлені.

Трубопроводи, що призначені для перекачування палива, нагрітого до температури, що перевищує 60 °С, повинні розташовуватися в добре видимих і доступних місцях. При цьому, у добре видимих і доступних місцях, кількість рознімних з'єднань повинна бути зведена до мінімуму.

Паливні трубопроводи не повинні прокладатися над двигунами внутрішнього згорання турбінами, газовипускними трубопроводами, паропроводами, (за винятком паропроводів, для підігріву палива), паровими котлами і їхніми дымоходами. У виняткових випадках, допускається прокладка паливних трубопроводів, над зазначеним вище устаткуванням, за умови, що в цих районах трубопроводи не будуть мати рознімних з'єднань, вони повинні бути екрановані, і у відповідних місцях встановлені піддони, запобігання влучення палива, на зазначене устаткування, чи інші джерела запалення.

Устаткування паливної системи повинне забезпечувати підведення палива, належним чином підготовленого та очищеного в ступені, необхідній, для даного двигуна.

Підведення палива до головних і допоміжних двигунів повинне проводитися від двох видаткових цистерн для кожного роду палива .

Місткість кожної цистерни повинна бути достатньою, для 8-ми годинної роботи головних і допоміжних двигунів і котлів, на максимальному експлуатаційному навантаженні.

При роботі головних двигунів на різних сортах палива повинні бути прийняті заходи, що виключають надходження до допоміжних двигунів, та інших споживачів, непридатного для їхньої роботи палива [5].

Максимальна температура підігрітого палива у цистернах повинна бути на 15°С нижче температури спалаху палива. Дозпускається підігрів палива у витратних, відстійних і інших цистернах систем подачі палива до двигунів і котлам до температури, яка перевищує вищевказаний рівень, при наступних умовах:

довжина повітряних труб цих цистерн, або застосування охолоджуючих пристроїв дозволить знизити температуру газів, що виходять по крайній мірі на 15°С нижче температури спалаху;

на повітряних трубах будуть пристосовані чутливі елементи, які подають попереджувальний сигнал при перевищенні граничної температури. встановленій на 15°С нижче температури спалаху.

Цистерни, насоси, фільтри і інше устаткування у місцях можливого витoku палива, повинні постачатись піддоном.

Трубопровід наповнення палива повинен доводитися до днища цистерни з зазором, розмір якого повинен бути не менше 1/4 внутрішнього діаметру труби.

Використання відстійної цистерни у якості витратної – не допускається.

Підвід палива до дизель – генераторів, призначених для використання у якості аварійних, повинен здійснюватись від автономної витратної цистерни, яка розташовується у приміщенні аварійного дизель – генератора. Не допускається витрата палива з цієї цистерни іншим споживачам.

3.3.2 Масляна система

Розрахунок системи привдено в табл. 5.14
3.3.2.1 Призначення та склад системи (табл. 5.4)

У роботі системи передбачається
прийом масла зі станції прийому;
перекачування масла (табл. 5.5);
сепарації масла (табл. 5.6),
подачі масла до ГД і ДГ;
видачі друдного і відпрацьованого масла.

Таблиця 5.4 Функціональні зв'язки

Призначення	Подача з (від)	Подача з (до)
Прийом масла	Зі станції приймання масла	Цистерна запасу ГД і ДДГ Цистерна стічно-циркуляційна ГД Цистерни запасу циліндрового масла
Перекачування	Стічно-циркуляційна Відпрацьованого масла ГД Стічно-циркуляційна ГД Відпрацьованого масла ГД Цистерна запасу ГД	Стічно-циркуляційна ГД Стічно-циркуляційна ГД Відпрацьованого масла ГД На беред Стічно-циркуляційна ГД
Сепарація Продовження табл. 5.4	Стічно-циркуляційна ГД Відпрацьованого масла ГД Цистерна збору масла від сальників штоків Відпрацьованого масла ДГ Картерів ДГ Картерів ДГ	Стічно-циркуляційна ГД Стічно-циркуляційна ГД Стічно-циркуляційна ГД Сепарованого ДГ Картерів ДГ Відпрацьованого масла ДГ
Подачі до ГД, ДГ	Стічно-циркуляційна ГД Витратна циліндрового масла ГД Сепарованого масла ГД	ГД ГД Картер ДГ
Видачі масла	Цистерни друдного масла	На беред На інсинератор На котел

Дизель – генератори обладнуються системою змащення типу “мокрій картер”.
Устаткування і трубопроводи навішані на двигун.

Таблиця 5.5 Характеристика насосів системи мащення

Призначення	Кількість	Тип	Видана здатність, м3/год	Тиск. МПа
Маслоперекачувальний насос Ш-40-6-18/45-9	1	Шестеренчастий	18	0,4
Циркуляційний ГД ЗВх2-500/10-355/4	2	Гвинтовий	355	0,4

Таблиця 5.6 Характеристика сепараторів системи мащення

Призначення	Кількість	Тип	Видана здатність, мЗ/год	Тиск МПа
Масла ГД СЛ-З	1	Автоматичний	2,9	0.25
Масла ДГ СЛ-З	1	Автоматичний	2,9	0.25

3.3.2.2 Вимоги Правил Морського Регістра судноплавства пропонувані до системи

Масляна система головних двигунів, повинна обслуговуватися двома масляними циркуляційними насосами, один із яких, є резервним, з незалежним приводом. При розташуванні двох головних двигунів в одному машинному відділенні, допускається мати один резервний насос, на два двигуна.

Необхідна кількість масла в системі, залежить від кратності його циркуляції і може бути визначене по питомій витраті (у середньому). Циркуляційна система дизелів характеризується наступними показниками: кратність циркуляції масла, питомим масло потоком, питомою місткістю. На судні зберігається запас масла, що іде на заповнення втрат і на заміну масла в циркуляційній системі головних двигунів, у випадку аварійного обводнювання його морською водою і забруднення його після закінчення терміну служби масла.

До масляної системи Регістр висуває наступні вимоги :

- кінці зливальних труб з картера двигуна в стічно-циркуляційну цистерну, повинні бути розташовані в ній таким чином, щоб під час роботи двигуна, вони були постійно занурені в масло. Зливальні труби двох, чи більше двигунів, не повинні з'єднуватися між собою.

У системі циркуляційного змащення повинне бути передбачене ефективне очищення масла, при цьому, повинні бути встановлені:

- на усмоктувальному трубопроводі насоса – один фільтр з грубого очищення (сітка);
- на нагнітальному насосі трубопроводу головного двигуна – два рівнодіжних фільтри, чи один з'єднаний фільтр, що переключається, або один самоочисний фільтр.

Пропускна здатність кожного фільтра повинна перевищувати на 10% найбільшу подачу масла насосом.

Система змащення повинна забезпечуватися необхідними контрольно-вимірювальними приладами.

Манометр, що показує тиск масла за маслоохолоджувачем, повинний бути винесений на пост управління

Кожний допоміжний двигун, а також двигун аварійного дизель – генератора повинен мати незалежну систему змащувального масла.

У системі циркуляційного змащення повинна бути передбачена ефективна очистка масла, при цьому повинні бути встановлені на всмоктуючому трубопроводі насоса збудчастих передач, як правило – магнітний фільтр.

Масляні цистерни повинні бути відділені від цистерн котельної води і рослинного масла кофєрдами, конструктивні елементи яких повинні відповідати вимогам.

3.3.3 Система охолодження

3.3.3.1 Опис системи

Система охолодження (табл. 5.8) заборотною водою забезпечує:

прийом охолодної води через дортовий і днищовий кінгстонні ящики,

відлив води за дорт (табл. 5.9),

рециркуляція заборотної води для підтримки температури води на вході в охолоджувачі (табл. 5.7) не нижче +10, за допомогою регулятора температури,

прийом води з кінгстонної перемички у кінгстонно-розподільний канал.

Таблиця 5.7 Охолоджувачі

Призначення	Кількість	Тип	Поверхня охолодження, м2
Змащувального масла ГД	2	Кожухотрубний	90
Прісної води ГД	1	Кожухотрубний	40
Нагріву прісної води	1	Кожухотрубний	10
Охолоджувач конденсатора чистих конденсатів	1	Кожухотрубний	15
Охолоджувач конденсатора брудних конденсатів	1	Кожухотрубний	20
Охолоджувач прод котлової води	1	Пластинчастий	0.5
Охолоджувач повітря ГД	1	Пластинчастий	10
Охолоджувач масло ДГ	3	Пластинчастий	1.5
Охолоджувач прісної води ДГ	3	Пластинчастий	1.5

Таблиця 5.8 Функціональні зв'язки

Обладнання	Подача з (від)	Подача з (до)
Насоси охолодження механічної установки забортною водою	Кінгстонні перемички	Охолоджувач змащувального масла ГД. Охолоджувач повітря ГД; Охолоджувач води циліндрів ГД; Охолоджувач прісної води ДДГ, Охолоджувач масла і повітря ДДГ; Охолоджувач котлової води. Конденсаторам системи конд. повітря

Таблиця 5.9 Характеристики насосів

Призначення	Кількість	Тип	Видана здібність, м3/год	Тиск, МПа
Охолодження ГД	2	Відцентровий вертикальний	250	02
Охолодження інснераторів	2	Відцентровий вертикальний	86	0,3

Системою охолодної прісної води (табл. 5.10) забезпечується:

- охолодження циліндрів ГД;
- прогрів ГД через паровий підігрівач охолоджувальної води циліндрів;
- регулювання температури охолоджувальної води циліндрів на виході з ГД за допомогою регулятора температури,
- відділення пароповітряної суміші в деаераторі,
- зотування і введення присадок в охолоджувальну воду,
- злив прісної води із системи і видачі її з судна (5.11);

Таблиця 5.10 Функціональні зв'язки

Обладнання	Подача з (від)	Подача з (до)
Охолоджуюча вода циліндрів ГД	Охолоджувач прісної води з регулятором температури	Підсорочковий простір ГД
Охолоджувач прісної води ДДГ	Підсорочковий простір ДДГ крізь охолоджувач прісної води	Підсорочковий простір ДДГ
Заповнення ГД прісною водою	Цистерни зливу води з ГД	В систему, на борт

Таблиця 5.11 Характеристика насосів

Призначення	Кількість	Тип	Видана здібність, м3/год	Тиск МПа
Охолоджуюча вода циліндрів ГД	2	Відцентровий вертикальний	110	0,285
Охолоджуюча вода компресорів	2	Відцентровий	5	0.35
Охолоджуюча вода на опріснювальну установку	1	Відцентровий вертикальний	1.0	0,24

3.3.3.2 Вимоги Морського Регістра судноплавства

Системи водяного охолодження головних двигунів, повинні відповідати наступним вимогам:

система охолодження забортною водою одного головного двигуна повинна бути обладнана двома насосами, один із яких, є резервним, подача резервного насоса повинна бути не менше подачі основного насоса принаймні, один з насосів повинні 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 забортної води, подача кожного, повинна бути не менше, ніж подача основних насосів. При цьому, повинні бути прийняті заходи, що не допускають змішання забортної та прісної води. У системі охолодження забортною 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 забортною 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 повинні бути передбачені клапани для регулювання кількості охолоджуючої води.

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

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

Застосування для цієї мети пожежних насосів допускається за умову виконання вимоги «Противопожарний 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 приєднуватись 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, водою і маслом 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 охолоджувальної води. [5]

Якщо кожний з допоміжних двигунів має самостійний насос водяного охолодження, резервні насоси для цих двигунів не вимагаються.

У якості резервних охолоджуючих насосів можуть застосовуватись баластні, осушувальні, або інші насоси загально судового призначення, які використовуються тільки для чистої води.

Застосування для цієї цілі пожежних насосів допускається при умові виконання вимог.

Система охолоджувальної води повинна обслуговуватись не менше, ніж двома кінгстонами – днищовими і бортовим, розташованим у машинному відділені і з'єднаними між собою.

3.3.4 Система стиснутого повітря

3.3.4.1 Опис системи

На судах стисле повітря застосовують для пуску двигунів, систем автоматичного регулювання і управління.

На судна з дизельними енергетичними установками застосовують стисле повітря середнього тиску, 3МПа, для пуску двигунів і низького тиску, до 1МПа, для систем автоматики, господарських потреб та інших цілей.

Система складається з декількох основних компресорів і одного компресора господарських потреб. Компресори всі з електроприводом. За компресорами встановлені масло – водовідокремлювачі, зберігачі повітря, КІП, системи трубопроводів і арматури.

3.3.4.2 Вимоги Регістра до системи стислого повітря

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

Запас стислого повітря для пуску ГД і роботи систем управління двигунами має зберігатися не менш як у двох зберігачах повітря або в двох групах зберігачів повітря, при цьому в кожному з цих двох зберігачів повітря або в групі зберігачів повітря має зберігатися запас стислого повітря в кількості не менш половини потрібного.

Запас стислого повітря в усіх зберігачах повітря, призначених для пуску і реверсування головних двигунів, має забезпечувати не менше 12 пусків поперемінно на передній і задній ход кожного двигуна, підготовленого до роботи, але не працюючого, а також дію систем управління двигуном.

Загальний запас стислого повітря для пуску ГД, з'єднаних з ВРШ або з іншими механізмами, що забезпечують можливість пуску ГД без навантаження, має бути достатнім для виконання не менше 12 пусків ГД, підготовленого до роботи, але не працюючого, при забезпеченні роботи систем управління.

Для пуску ДД має бути передбачений якнайменше один зберігач повітря місткістю, достатньою для виконання 12 пусків підготовленого до роботи, але не працюючого двигуна найбільшої потужності.

Допускається використання запасу пускового повітря з одного зберігача повітря або однієї групи зберігачів. Повітря ГД для роботи тифону і на господарські потреби. Це допускається за умови збільшення місткості зберігача повітря на величину, передбачену для спеціального зберігача повітря тифону або за наявності автоматичної підкачки зберігача повітря чи сигналізації, яка вмикається при падінні тиску дільш ніж на 0,49МПа нижче робочого. При

встановленні спеціального зберігача повітря для тифону його місткість має визначатися з умови неперервної дії тифону протягом 2 хвилин, при цьому подача компресора має бути не менше потрібної для неперервної дії тифону протягом 8 хвилин.

Зберігачі повітря ДД допускається поповнювати повітрям із зберігачів повітря зД, при цьому повинна виключатися можливість перепуску повітря у зворотному напрямку.

Кількість основних компресорів на суднах має бути не менше двох. Загальна подача основних компресорів має бути достатньою для заповнення протягом 1 години зберігачів повітря для пуску ГД, починаючи з атмосферного тиску і до робочого тиску, необхідного для виконання кількості пусків.

На суднах, ГД і ДД яких пускаються стислим повітрям, має бути передбачений пристрій, що забезпечує можливість пуску основних пускових компресорів протягом не більше 1 години. З цією метою може застосовуватися ручний компресор або дизель-компресор з ручним пуском двигуна, які заповнюють окремі зберігач повітря місткістю, достатньою для триразового пуску одного з ДДГ. При можливості живлення від АДГ електродвигуна компресора, який може заповнити один із зазначених зберігачів повітря, встановлення такого пристрою може не передбачатися.

На трубопроводі після кожного компресора має бути встановлений незворотнізaporні клапани. На трубопроводі, що подає повітря до кожного двигуна, перед його пусковим клапаном має бути встановлений незворотний клапан.

Якщо в конструкції двигуна передбачаються пристрої, які запобігають розповсюдженню вибуху, встановлення такого клапана необов'язкове.

Температура повітря або стислих газів, що надходять до зберігача повітря, не повинна перевищувати 90°C. У необхідному випадку повинні передбачатися пристрої, які запобігають підвищенню температури повітря вище 90°C. Трубопроводи стислого повітря не повинні прокладатися під настилом МВ.

Трубопроводи мають прокладатися по можливості прямолінійно з не великим ухилом для спуску води. Трубопроводи не повинні мати уклону в напрямку головного пускового клапана двигуна.

На трубопроводах від компресорів до зберігачів повітря мають бути встановлені пристрої для видалення води і масла, якщо вони відсутні на самих компресорах.

Якщо від запобіжних клапанів і легкоплавких пробок, встановлених на зберігачах повітря, стисле повітря виводиться поза МВ, поперечний перетин трубопроводу має бути не менше подвійного перетину запобіжного клапана або легкоплавкої пробки; на трубопроводах повинні бути передбачені пристрої для видалення води [6].

3.3.4.3 Розрахунок системи

Необхідний запас пускового повітря для ГД.

$$V^{ГД} = (v_x + (z_n - 1) \cdot v_z) \cdot i \cdot \sum V_s$$

де $v_x = 10$ л/л — питома витрата повітря на перший пуск;

$v_z = 4$ л/л — питома витрата повітря на пуск гарячого двигуна;

$z_n = 12$ — кількість пусків ГД;

$i = 1$ — кількість ГД;

$\sum V_s = 2,94$ мЗ — робочий об'єм ГД.

$$V_{ГД} = (10 + (12 - 1) \cdot 4) \cdot 2,94 = 159 \text{ м}^3$$

Необхідний запас пускового повітря для ДДГ

$$V^{ВДГ} = (v_x + (z_n - 1) \cdot v_z) \cdot i \cdot \sum V_s \cdot 10^{-3}$$

де $i = 3$ — кількість ВДГ;

$\sum V_s = 0,131 \text{ м}^3$ — сумарний робочий об'єм усіх ДДГ.

$$V_{ДДГ} = (10 + (6 - 1) \cdot 4) \cdot 0,131 = 3,93 \text{ м}^3$$

Місткість пускових балонів ГД

$$\sum V_{\delta}^{ГД} = \frac{V^{ГД} \cdot P_a}{P_p - P_{\min}}$$

де $P_a = 0,1013 \text{ МПа}$ — атмосферний тиск;

$P_p = 3 \text{ МПа}$ — робочий тиск у балонах;

$P_{\min} = 1,2 \text{ МПа}$ — мінімальний пусковий тиск.

$$\sum V_{\delta}^{ГД} = \frac{159 \cdot 0,1013}{3 - 1,2} = 8,95 \text{ м}^3$$

Приймаємо 2 зберігача повітря по 5 м³ кожний.

Місткість пускових балонів ВДГ

$$\sum V_{\delta}^{ВДГ} = \frac{V^{ВДГ} \cdot P_a}{P_p - P_{\min}}$$

$$\sum V_{\delta}^{ВДГ} = \frac{3,93 \cdot 0,1013}{3 - 1,2} = 0,22 \text{ м}^3$$

Приймаємо 1 зберігач повітря ДДГ місткістю 0,3 м³.

Потрібна продуктивність компресорів

$$Q_K = \frac{\sum V_{\delta}^{ГД} \cdot (P_p - P_a)}{P_a \cdot t}$$

де $t = 1 \text{ год.}$ — час заповнення балонів.

$$Q_K = \frac{8,95 \cdot (3 - 0,1013)}{0,1013 \cdot 1} = 341 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Приймаємо 2 електрокомпресори SF1-250 продуктивністю 175 м³/год. і споживанням потужності 25 кВт.

Швидкість повітря на ланках від компресорів до балонів ГД.

$$W = \frac{353,44 \cdot Q}{d_{BH}^2}$$

де Q — витрата повітря при роботі 2 компресорів при тиску в балонах 1,2 МПа;

$$Q = \frac{Q_K}{P_{\min}}$$

$$Q = \frac{350}{1,2} = 291 \text{ м}^3/\text{год.}$$

$d_{BH} = 25 \text{ мм}$ — діаметр трубопроводу.

$$W = \frac{353,44 \cdot 291}{25^2} = 165 \text{ м/с}$$

Швидкість повітря на ланках від компресора до балоу ДДГ.

$$W = \frac{353,44 \cdot Q'}{d_{BH}^2}$$

де Q' = витрата повітря при роботі 1 компресора;

$$Q' = \frac{Q'_K}{P_{min}}$$

$$Q' = \frac{0,3 \cdot (3 - 0,1013)}{0,1013} = 8,58 \text{ м}^3/\text{год.}$$

$d_{BH} = 20 \text{ мм}$ — внутрішній діаметр трубопроводу.

$$W = \frac{353,44 \cdot 8,58}{20^2} = 7,58 \text{ м/с}$$

Швидкість повітря на ланці від балоу до ГД.

$$W = \frac{353,44 \cdot Q}{d_{HH}^2}$$

де Q — витрата повітря через трубопровід,

$$Q = \frac{3600 \cdot Q_{пуск}^{ГД}}{t_{ГД} \cdot P_{min}}$$

$Q_{пуск}^{ГД} = 10 \text{ м}^3/\text{год.}$ — середня витрата повітря на один пуск;

$t_{ГД} = 8 \text{ с}$ — час пуску ГД.

$$Q = \frac{3600 \cdot 10}{8 \cdot 1,2} = 375 \text{ м}^3/\text{год.}$$

$$W = \frac{353,44 \cdot 375}{80^2} = 20,7 \text{ м/с}$$

Швидкість повітря на ланці від балоу до ДДГ.

$$W = \frac{353,44 \cdot 450}{80^2} = 25 \text{ м/с}$$

Перевірка правильності вибору діаметра трубопроводу повітря від плавких пробок.

$$\frac{S_{mp}}{2S_{np}} \geq 1$$

$$S_{mp} = 0,785 \cdot 812 = 5150 \text{ мм}^2$$

$$S_{np} = 0,785 \cdot 392 = 1194 \text{ мм}^2$$

$$\frac{S_{пр}}{2S_{пр}} = \frac{5150}{2 \cdot 1194} = 2,2 > 1$$

— умова виконана

Висновок

За результатами розрахунку системи стислого повітря прийняти об'єми балонів пускового повітря ГД і ДГ:

- об'єм балонів пускового повітря ГД — 2,5 м³ ;
- об'єм балона пускового повітря ВДГ — 0,3 м³ ;
- наповнення балонів здійснюється двома автоматичними електрокомпресорами SF1-250 продуктивністю по 175 м³/год. при тиску 3 МПа.

Для забезпечення споживачів господарських потреб і роботи автоматики встановлений компресор господарських потреб, що дає повітря тиском 1 МПа.

3.3.5 Система газовідводу

3.3.5.1 Призначення і склад

Система газовідводу в СЕУ служить для викиду в навколишнє середовище відродлених продуктів згоряння палива з ГД, ДДГ і допоміжних котлоагрегатів .

Ці системи складаються з газоходів і можуть включати в собі різноманітні устрої глушники шуму, іскрозасники, масло засники, компенсатори температурних розширювачів, а також, утилізаційні котли. Випуск газів у атмосферу здійснюється з газоходів, які сходяться у судовій труді.

Оскільки гази, які виходять з двигунів і котлів, відрізняються високою температурою і токсичністю, до системи газовідводу пред'являються насамперед, вимоги високої надійності пожежної безпеки, а також, мінімального аеродинамічного опору, технологічності, ремонтоспроможності, простоти і зручності в обслуговуванні.

3.3.5.2 Вимоги Регістра до системи

До систем газовідводу Регістр пред'являє такі вимоги:

газовипускні трубопроводи повинні виводитися, як пробило, на відкриті палуби.

температура на поверхні ізоляції не повинна бути більше 55 – 60 С°

Кожен головний двигун повинен мати окремий газовипускний трубопровід. У необхідних випадках можуть бути допущені відступи, які є предметом спеціального розгляду Регістром.

Газовипускні трубопроводи трьох і більш дизель – генераторів, можуть поєднуватись в загальний газовипускний трубопровід за умови, що найбільший по потужності двигун, буде мати автономний газовипускний трубопровід.

При цьому, загальний газовипускний трубопровід повинний мати надійно діючі пристрої запобігання надходження газів із загального трубопроводу, у трубопроводи не працюючих двигунів.

На нафтозбірних судах вихідні отвори газовідводів (газоходів), труба вентиляції картера ДВЗ повинні розташовуватись на 6 м вище ватерлінії.

Газовипускні трубопроводи повинні бути теплоізовані ізовані ізовані матеріалом, подвійними, стінками, чи екраном.

Глушители і іскрозасники повинні бути розташовані таким чином, щоб забезпечувалася можливість їх очищення. Для цієї мети вони повинні обладнатися лючками, спускними кранами чи пробками.

При установці утилізаційних котлів та іскрозасників макрого типу, повинні бути передбачені пристрої, які перешкоджають попаданню води у двигун.

3.3.5.3 Розрахунок системи газовідводу

Діаметр газовідвідних труб від головного двигуна, м :

$$d_r^{гд} = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{[q_e N_e (\alpha \sum L'_o + 1) T] / (P_r V_r)}$$

де $\alpha_{\Sigma} = 3,0$ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря;

$L_o = 13,5$ – теоретична необхідна кількість повітря для спалювання 1 кг палива середнього складу, кг.

$T_2 = 510$ °K – температура випускних газів перед утилізаційним котлом ;

$P_2 = 0,105$ – тиск у газоході, МПа;

$V_2 = 30$ – припустима швидкість газу в газоході, м/сек:

$$d_r^{гд} = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{[0,182 \cdot 8964 (3,0 \cdot 13,5 + 1) 510] / (0,105 \cdot 30)} = 1,21 \text{ м}$$

Діаметр газовідвідних труб від допоміжних дизель-генераторів, м:

$$d_r^{ддг} = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{[q_e N_e (\alpha \sum L'_o + 1) T_2] / (P_2 V_r)}$$

Найменування параметрів аналогічно головному двигуну,

де $\alpha_{\Sigma} = 2,5$ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря

$T_2 = 580$ °K – температура випускних газів,

$$d_r^{ддг} = 3,18 \cdot 10^{-4} \sqrt{[0,189 \cdot 570 (2,5 \cdot 13,5 + 1) 580] / (0,105 \cdot 45)} = 0,38 \text{ м}$$

Розмір площі перетину газоходу допоміжного котла ,м²

$$F_{BH} = \frac{(14,3 \alpha G_c)}{(\rho V_{BK})}, \text{ м}^2$$

де $\alpha = 1,1$ – коефіцієнт надлишку повітря при згорянні;

$G_c = 0,09$ – секундна витрата палива, кг/сек;

$V_{BK} = 15$ – швидкість газів, що допускається, м/сек;

ρ – щільність газу , кг/м³.

Щільність газу дорівнює :

$$\rho = 10^3 (P_r / (R_r T_r))$$

де $P_2 = 0,103$ – тиск за котлом, МПа;

$R_z = 0,287$ газова постійна, кДж/(кг К);

$T_2 = 453$ °K – температура газів після котла, тоді, щільність газу буде рівною :

$$\rho = 10^3 \left(\frac{0,103}{0,287 \cdot 453} \right) = 0,8 \text{ кг/м}^3$$

Розмір площі перетину газоходу допоміжного котла :

$$F_{BH} = \frac{(14,3 \cdot 1,1 \cdot 0,09)}{(0,8 \cdot 15)} = 0,118 \text{ м}^2$$

Діаметр газоходу допоміжного котла

$$d_{BK} = \sqrt{4F_{BK}/\pi}$$

$$d_{BK} = \sqrt{4 \cdot 0,118/3,14} = 0,387 \text{ м.}$$

Товщина труби системи газоходів і газовихлопу – 4 мм.

Розрахунок необхідного слою ізоляції газовихлопів:

а) головного газовихлопу :

Необхідний зовнішній діаметр ізоляції знаходиться:

$$\alpha_2 d_{из}(t_H - t_2) = (t_1 - t_2 / [0,5 \lambda_{из}^{-1} \ln(d_{из}/d_H) + (\alpha_2 d_{из})^{-1}])$$

де $\alpha_2 = 11,6$ – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні до навколишнього повітря, Вт/(м² °C);

$t_H = 60$ °C — температура поверхні ізоляції;

$t_2 = 40$ °C – температура повітря у МВ,

$d_{из}$ – зовнішній діаметр ізоляції, м ,

$t_1 = 237$ °C – температура вихлопних газів;

$d_H = 0,908$ – зовнішній діаметр газовихлопу ,м ;

$\lambda_{из} = 0,086$ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу ізоляції, Вт/мК.

У якості ізоляційного матеріалу прийнятий совеліт.

$$11,6 d_{из}(60 - 40) = (237 - 40 / [0,5 \cdot 0,086^{-1} \ln(d_{из}/1,318) + (11,6 \cdot d_{из})^{-1}])$$

Вирішуючи це рівняння відносно $d_{из}$, отримуємо: $(1,01 d_{из}) d_{из} = 2,70,185$. Методом послідовних наближень визначаємо $d_{из}$, який дорівнює 1,59 м.

Тоді товщина ізоляції головного газовихлопу S:

$$S = (d_{из} - d_H) / 2 = (1598 - 1318) / 2 = 140 \text{ мм.}$$

Товщина ізоляції $S = 140$ мм.

б) газовихлоп дизель – генератора,

Необхідний зовнішній діаметр ізоляції знаходимо:

$$\alpha_2 d_{из}(t_H - t_2) = (t_1 - t_2 / [0,5 \lambda_{из}^{-1} \ln(d_{из}/d_H) + (\alpha_2 d_{из})^{-1}])$$

Визначення параметрів таке ж, як і при визначенні товщини ізоляції головного газовихлопу.

$t_1 = 307$ °C, $d_H = 0,408$ м. Інші величини рівнозначні значенням, як і при визначенні головного газовихлопу.

$$11,6 d_{из}(60 - 40) = (307 - 40 / [0,5 \cdot 0,086^{-1} \ln(d_{из}/0,408) + (11,6 \cdot d_{из})^{-1}])$$

Вирішуючи це рівняння відносно $d_{из}$ отримуємо: $d_{из} = 0,736$ м

$$\text{Тоді товщина ізоляції газовихлопу дизель-генератора : } S = \frac{(d_{из} - d_H)}{2} = \frac{(736 - 408)}{2} = 164 \text{ мм}$$

Товщина ізоляції $S = 164$ мм.

в) димохід допоміжного котла :

При розрахунку товщини ізоляції дымоходу допоміжного котла приймаємо значення, які входять в формулу величини, аналогічних вище представленим. Тільки величини $d_H = 0,528$ м – зовнішній діаметр труди , $t_1 = 390$ °C – температура газів.

$$11,6d_{из}(60 - 40) = (390 - 40/[0,5 \cdot 0,086^{-1} \ln(d_{из}/0,518) + (11,6 \cdot d_{из})^{-1}])$$

Вирішуючи вище представлене рівняння методом послідовних наближень. Визначаємо dU3, який дорівнює : dU3 = 0,665 м. Тоді товщина ізоляції димоходу допоміжного котла дорівнює:

$$S = \frac{(d_{из} - d_n)}{2} = \frac{(665 - 395)}{2} = 135 \text{ мм}$$

SU3 = 135 мм.

Висновок:

На газовихлопах ГД і ДДК установлені лінзові компенсатори .

На газовихлопах ДДГ установлені глушники – іскрозасники активного типу.

Утилізаційний котел є глушником – іскрозасником на вихлопі ГД.

Діаметри газовідвідних труб прийняті з обліком можливої припустимої швидкості в газоході.

Діаметр труди від головного двигуна – 1,318 м.

Діаметр газовідвідних труб від допоміжних дизельгенераторів – 0,408 м.

Діаметр газовідвідних труб від допоміжних котлів – 0,395 м.

3.3.6 Система живильної води котлів (табл. 5.12)

Системою забезпечується:

живлення допоміжного котла;

внутрікотлова обробка живильної води;

автоматичне поповнення теплового ящика від гідрофора прісної води систем механічної установки, заласної цистерни, котельної води і водоопріснювальної установки,

обробка живильної води в системі;

подача живильної води на утилькотел (табл. 5.13).

Таблиця 5.12 Функціональні зв'язки

Насоси	Подача з (від)	Подача з (від)
Живильні насоси допоміжного котла	Теплий ящик, цистерна запасу котельної води	Допоміжний котел
Живильні утилькотла	Теплий ящик цистерни запасу утилькотла	Утилькотел
Насос хімічного очищення	В цистерні хімічного очищення	Теплий ящик

Таблиця 5.13 Характеристика насосів

Призначення	Кількість	Тип	Видана здійність. м3/год	Висота подачі, м
Живильні комбінованого допоміжного котла	2	Вертикальний	10	90
Насос хімічної очистки	1	Горизонтальний	10	40

Висновок з розділу:

В даному розділі розглянуто системи, що обслуговують СЕЧ. Особливу увагу приділено розрахунку системи стиснутого повітря. Окремо було розраховано систему газовідводу, та прораховано товщину труб газовідводу та слою ізоляції.

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

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

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

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

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

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

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

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

З метою розширення гранично припустимого зазору $\delta_{в.к}$ в експлуатації на корпусі всмоктувального клапана були проточені лабіринтні ущільнення. Канавки ущільнення виготовлялися різної висоти, ширини, а також змінювалась їх кількість.

Для досягнення поставленої мети, перевірки зносу в вузлах паливної апаратури які подані у монографії проф. Шишкіна В.А., у роботі вирішені такі задачі:

- проведено широке експериментальне дослідження процесу паливоподачі по вивченню впливу зазору між корпусом всмоктувального клапана і втулкою плунжера $\delta_{в.к}$ на основні параметри процесу вприскування палива при роботі широко розповсюдженого суднового дизеля 6ДКРН 74/160-3, що працює за гвинтовою характеристикою, а також при постійному індексі паливної рейки ПНВТ;

- розроблено математичну модель, яка описує процес паливоподачі, і метод гідродинамічного розрахунку вприскування палива для систем подачі палива з ПНВТ, які мають додаткову прецизійну пару "втулка плунжера — корпус всмоктувального клапана";

- розроблено комплексний метод сумісного розрахунку вприскування палива і робочого процесу дизеля, який є теоретичною базою для розрахунково-аналітичного дослідження;

- розроблено структурну схему і програму сумісного розрахунку паливоподачі і робочого процесу дизеля на ПЕОМ;

- виконано числовий експеримент з допомогою розробленого методу і програми розрахунку і встановлена адекватність розробленої математичної моделі результатам експериментальних досліджень;

- розроблено спрощений метод розрахунку і визначення в експлуатації параметрів вприскування палива;

- вироблено практичні рекомендації по збільшенню в експлуатації дизеля гранично припустимого значення зазору $\delta_{в.к}$, при якому забезпечується якісне вприскування палива;

- об'єкт дослідження — гідродинамічний процес, що відбувається у паливній системі високого тиску дизеля;

- предмет дослідження — удосконалення процесів паливоподачі суднових малооборотних дизелів, та аналіз гідродинамічного процесу, що відбувається у паливній системі високого тиску дизеля;

Методика дослідження. У роботі використані експериментальні методи вимірювання, а також розрахунково-аналітичні методи дослідження.

Експериментальні дослідження здійснювались в лабораторії кафедри СЕУ і ТЕ ОНМУ на спеціальній установці для дослідження гідродинамічних процесів у системах паливоподачі суднових дизелів, на якій була встановлена реальна паливна апаратура суднового дизеля 6ДКРН 74/160.

При експериментальному дослідженні використовувалась сучасна електронна вимірювальна апаратура. Реєстрація параметрів, які характеризують досліджувані процеси у паливній апаратурі, здійснювались осцилографуванням. Вибір засобів вимірювання здійснювався за оцінкою достовірностей результатів вимірювань за допомогою методів теорії похибок. Обробка результатів експериментальних вимірювань здійснювалась з використанням методів математичної статистики. Розрахунково-аналітичне дослідження проводилося за допомогою сучасних ПЕОМ на базі розробленого комплексного метода розрахунку, який базується на сучасній теорії процесів паливоподачі і робочого процесу дизеля.

.Реалізація результатів роботи. Практичні рекомендації з оптимальної експлуатації систем паливоподачі, які мають ПНВТ із зазором $\delta_{в.к}$ між корпусом всмоктувального клапана і втулкою плунжера, впроваджені у Чорноморському морському пароплаванні на суднових дизелях виробництва Брянського машинобудівного заводу і фірми "Бурмейстер і Вайн"; у державній судноплавній компанії UKMAR SHIPMANAGEMENT LTD, на Одеському судноремонтному заводі "Україна", а також у Алжирському морському пароплаванні і Алжирському морському інституті м. Бусмаїл.

У вступі обґрунтована актуальність теми, сформульовані мета і задачі дослідження, зазначені новизна і практична цінність результатів роботи, дається її коротка характеристика.

— аналіз експлуатації систем паливоподачі з ПНВТ, які мають технологічний зазор $\delta_{в.к}$ між втулкою плунжера і корпусом всмоктувального клапана;

— огляд і аналіз методів розрахунків процесів вприскування палива і методів розрахунків робочого процесу дизеля;

Наявність зазору $\delta_{в.к}$ при розробці конструкції ПНВТ була обумовлена необхідністю переміщення втулки плунжера вздовж осі з метою зміни кута початку (випередження) вприскування $\gamma_{оп}$ під час експлуатації суднових дизелів є прогресивним рішенням у конструкції ПНВТ, тому що це дозволяє встановлювати оптимальний кут $\gamma_{оп}$ при зміні сорту палива і зношенні деталей ЦПГ, тобто зрештою підвищувати економічні показники дизелів у експлуатаційних умовах.

Однак результати експлуатації великої кількості дизелів ПО БМЗ ДКРН-3 і ДКРН-4 виявилися суперечливими. Багато хто з механіків взагалі не висувують жодних претензій до вузла "втулка плунжера — корпус всмоктувального клапана", при цьому вони не відмічають помітного впливу зазору в цьому вузлі на експлуатаційні показники дизелів. Інші механіки суден, як серйозний недолік ПНВТ цих дизелів відмічають суттєвий вплив на показники дизеля наявності зазору у вказаному вузлі насоса.

Збільшений зазор $\delta_{в.к}$ може в період вприскування палива привести до великих протічків палива з надплунжерної порожнини насоса у всмоктувальну порожнину. Природно, у цьому випадку знижується тиск палива (як максимальний, так і середній) під час вприскування, погіршується якість розпилювання палива, а для забезпечення заданої потужності двигуна, тобто циклової подачі палива, необхідно збільшувати тривалість вприскування. Останнє нерідко, частіше за все на режимах повної потужності, може помітно знизити економічність двигуна (підвищити питому витрату палива) і збільшити температуру відпрацьованих газів (підвищити теплову напруженість деталей ЦПГ). На режимах часткових навантажень це також приводить до неповного згоряння палива, а отже до нагароутворення на деталях ЦПГ та у проточній частині газотурбонагнітача, зниження ресурсу роботи дизелів і до забруднення довілля. Великі зазори $\delta_{в.к}$ особливо негативно впливають на роботу дизелів на режимах малих навантажень, при пусках і на мінімально стійкій частоті обертання.

Таким чином, має практичний інтерес дослідження впливу зазору $\delta_{в.к}$ на процес вприскування палива та на робочий процес дизеля і встановлення на цій основі граничного значення вказаного зазору, при якому буде ще забезпечена робота двигуна при заданих заводом-виробником параметрах.

Сучасні методи розрахунку паливоподачі у насосах високого тиску не прийнятні для розрахунку процесу вприскування палива у випадку встановлення на двигуні золотникових насосів зі всмоктувальним клапаном і зазором між корпусом цього клапана і втулкою плунжера насоса. В

існуючих методах відсутній облік витоків палива через зазор д.к в період нагнітального ходу плунжера. Немає і формули, яка дозволяє розраховувати витoki палива через зазор д.к у процесі розрахунку подачі палива насосом.

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

При змінах показників процесу вприскування палива можна очікувати помітного зниження економічності дизеля і підвищення температури відпрацьованих газів, що і спостерігається на окремих суднах. Якщо врахувати, що на суднах трапляються випадки роботи паливних насосів з ще більшими зазорами д.к, то можна зробити однозначний висновок про неприпустимість експлуатації дизелів.

З метою розширення гранично припустимого зазору д.к в експлуатації на корпусі всмоктувального клапана були проточені лабіринтні ущільнення. Канавки ущільнення виготовлялися різної висоти, ширини, а також змінювалась їх кількість.

Аналіз дослідних даних дозволяє зробити однозначний висновок про те, що проточка канавок привела до зменшення витоків палива через зазор, в результаті чого підвищився мінімальний тиск палива в залежності від режиму роботи на " 15 %, а циклова подача " на 9 %. Характер передігу вприскування палива практично лишається незмінним. Найбільший вплив на процес паливоподачі канавки справляли на режимі мінімально стійкої частоти обертання колінчатого валу $n=35 \text{ хв}^{-1}$.

Отже, проточка канавок на корпусі клапана привела до підвищення зідроцільності пари "корпус клапана — втулка плунжера", що рівнозначно зниженню зазору на номінальному режимі на 15 мкм або збільшенню терміну експлуатації даної прецизійної пари.

В експлуатації дизелів ДКРН 74/160 відмічені випадки розривів паливопроводу підкачувальної магістралі, причому однією з причин, які обумовлюють ці розриви, деякі механіки вважають наявність хвильового процесу через великі витoki палива через зазор між корпусом всмоктувального клапана і втулкою плунжера у період нагнітання палива насосом. У зв'язку з цим було проведено осцилографування тиску палива у всмоктувально-відсічній порожнині ПНВТ при різних зазорах д.к, у тому числі і при закраних червономідних ущільнюючих поясах д.к = 0.

Практично такий же тиск P_{OTC} отримано на режимі $n = 120 \text{ хв}^{-1}$ і при д.к, що дорівнює 4, 35 і 80 мкм. Після закриття плунжером відсічних отворів спостерігається затухання коливань, що має місце при будь-яких зазорах, і ніяких додаткових імпульсів тиску, спричинених витокami палива крізь зазор д.к, не спостерігається. Інтенсивні коливання тиску палива, як видно з осцилограм, виникають тільки під час відсічки подачі палива насосом (джерело 2). Відомо, що амплітуда коливань при відсіченні тим вища, чим більший тиск палива у системі в момент початку відсічки. У випадку, коли д.к = 0, цей тиск значно вищий, ніж у випадку, коли д.к = 125 мкм. В результаті максимальна амплітуда коливань тиску при відсіченні при д.к = 125 мкм становить лише $P_{OTC\max} = 2,8 \text{ МПа}$, тоді як при д.к = 0 — $P_{OTC\max} = 7,6 \text{ МПа}$. Значення тиску $P_{OTC\max}$ були визначені і при інших зазорах, при цьому $P_{OTC\max} = 7,5 \text{ МПа}$ при д.к = 4 мкм і $P_{OTC\max} = 3,8 \text{ МПа}$ при д.к = 80 мкм, тобто підтверджена залежність тиску $P_{OTC\max}$ від тиску палива в системі в момент відсічки.

Таким чином, думка, що великі зазори $d_{в.к}$ приводять до підсилення коливального процесу у підкачувальній магістралі є помилковою.

Осцилографування показало: чим більший зазор $d_{в.к}$, тим нижче P_{OTCmax} , що повністю відповідає фізичним уявленням про коливання у лінії низького тиску.

Необхідно відзначити недолік ПНВТ дизелів ДКРН 74/160-3 та інших модифікацій, який полягає в тому, що незважаючи на установку демпфера, інтенсивність коливального процесу у підкачувальній магістралі дуже значна.

Загальна схема математичної моделі полягає у початковому розрахунку процесу вприскування палива, в результаті чого при певних не тільки конструкційних, але й експлуатаційних параметрах обчислюються значення циклової подачі палива q_c , тривалість вприскування палива $j_{вп}$ і кут початку вприскування палива форсункою по куту повороту розподільного вала $j_{оп}$. Після цього, отримані значення q_c , $j_{вп}$ і $j_{оп}$ використовуються при розрахунку робочого процесу дизеля.

Перший варіант розрахунку паливоподачі і робочого процесу (базовий варіант) проводиться при нульовому зазорі $d_{в.к}$ в парі "корпус всмоктувального клапана — напрямна". В результаті отримуємо базове значення кута початку вприскування палива $j_{оп.б}$ (за кутом повороту паливного насоса високого тиску). Наступний розрахунок проводимо при будь-якому значенні зазору $d_{в.к}$ у всмоктувальному клапані, при цьому при розрахунку паливоподачі отримуємо новий кут початку вприскування палива $j_{оп}$ (він став менший, ніж $j_{оп.б}$). У зв'язку з цим проводимо коректування кута випередження вприскування палива у робочий циліндр $d_{вигуна}$. Подальший розрахунок робочого процесу дизеля дасть можливість оцінити зміну всіх параметрів робочого процесу дизеля при незмінній відсічці подачі палива насосом високого тиску і новому діаметральному зазору $d_{в.к}$.

Розрахункова схема паливного насоса високого тиску показана на рис. 6

Під час всього ходу нагнітання плунжера можна виділити три етапи:

- I — від початку підйому плунжера до моменту перекриття плунжером відсічних отворів;
- II — від початку перекриття плунжером відсічних отворів до початку відсічки (активний хід плунжера);
- III — від початку відсічки до закінчення розрахунку процесу вприскування.

Методика розрахунку витоків палива по зазору між корпусом всмоктувального клапана і втулкою плунжера насоса у дизелях "Бурмейстер і Вайн" у літературі відсутня. Немає також можливості визначити ці витoki з достатньою достовірністю дослідним шляхом, тому що витoki палива повертаються у всмоктувальну порожнину насоса. Через те розрахунок витоків палива $q_{у.в.к}$ зробимо за формулою руху рідини у вузькій кільцевій щілині, за аналогією з розрахунком витоків палива крізь зазор у компресійній частині плунжера де $d_{в.к}$ — діаметральний зазор між корпусом всмоктувального клапана і втулкою плунжера, м; $d_{в.к}$ — діаметр корпуса всмоктувального клапана, м; $L_{в.к}$ — довжина компресійної частини корпуса всмоктувального клапана, м; B и B_1 — дослідні коефіцієнти; P_H — тиск палива у надплунжерній порожнині ПНВТ, МПа; — кінематична в'язкість палива, cSt .

Коефіцієнти B и B_1 визначаємо методом послідовних наближень. З цією метою була проведена серія дослідів на номінальному режимі роботи. Під час дослідів зазор $d_{в.к}$ змінювався від 0 до 100 мкм. Після цього була проведена серія розрахунків процесу вприскування палива за тих же умов, при яких проводилися дослідження. У розрахунках значення B змінювалися від 0,5 10–13 до 0,8

10–13, а В1 було прийнято рівним 0,036 (за аналогією з розрахунком витоків палива крізь зазор в компресійній частині плунжерної пари паливного насоса). Достовірність математичної моделі процесу вприскування палива системами, які мають золотникові насоси високого тиску зі всмоктувальним клапаном, була перевірена шляхом порівняння розрахункових параметрів процесу вприскування палива з дослідними для дизеля Брянського машинобудівного заводу марки 6ДКРН 74/160.

Найбільша відміна розрахункових значень від дослідних отримана для максимального тиску палива p_f (майже 8%). Але в даному випадку підвищена помилка пояснюється не тільки похибкою математичної моделі, але й тією обставиною, що дослідне значення замірялося на відстані 50 мм від розрахункового.

Що ж стосується різниці у розрахункових і дослідних значеннях тривалості вприскування палива $j_{\text{вп}}$ і кута випередження $\varphi_{\text{вп}}$, то вони знаходяться в межах дослідної розвідки при осцилографуванні процесу вприскування палива.

Відомо, що найбільший вплив зазор $\delta_{\text{в.к}}$ на вприскування палива робить на режимах малих навантажень. Через те порівняння розрахункових параметрів процесу вприскування палива на цих режимах з дослідними являє собою найбільший інтерес. Але і в даному випадку відмічено задовільна збіжність розрахункових даних з дослідними по всіх чотирьох параметрах процесу вприскування палива: q_c , p_f , $j_{\text{вп}}$, $\varphi_{\text{вп}}$.

Таким чином, достатньо широкий обчислювальний експеримент, проведений на базі розробленої методики розрахунку паливоподачі у ПНВТ дизелів БМЗ типу ДКРН, дав ті самі кінцеві результати, що й експериментальні дослідження. Це є переконливим доказом достатньої для інженерної практики достовірності розробленого метода розрахунку вприскування палива у дизелях, у яких ПНВТ має всмоктувальний клапан і додаткову прецизійну пару "корпус клапана — втулка плунжера".

Достовірність математичної моделі робочого процесу перевірена також на прикладі дизеля БМЗ марки 6ДКРН 74/160, паспортні дані по якому подані у монографії проф. Шишкіна В.А., де указано:

індикаторна потужність $N_i = 8667$ кВт;

питома індикаторна витрата палива $b_i = 0,1944$ кг/(кВтгод);

максимальний тиск згоряння $P_z = 6,86$ МПа.

Аналіз дослідних даних дозволяє зробити однозначний висновок про те, що проточка каналок привела до зменшення витоків палива через зазор, в результаті чого підвищився мінімальний тиск палива в залежності від режиму роботи на " 15 %, а циклова подача " на 9 %. Характер передігу вприскування палива практично лишається незмінним. Найбільший вплив на процес паливоподачі каналки справляли на режимі мінімально стійкої частоти обертання колінчастого валу $n=35 \times b-1$.

Отже, проточка каналок на корпусі клапана привела до підвищення гідроцильності пари "корпус клапана — втулка плунжера", що рівнозначно зниженню зазору на номінальному режимі на 15 мкм або збільшенню терміну експлуатації даної прецизійної пари.

В експлуатації дизелів ДКРН 74/160 відмічені випадки розривів паливопроводу підкачувальної магістралі, причому однією з причин, які обумовлюють ці розриви, деякі механіки вважають наявність хвильового процесу через великі витoki палива через зазор між корпусом всмоктувального клапана і втулкою плунжера у період нагнітання палива насосом. У зв'язку з цим

було проведено осцилографування тиску палива у всмоктувально-відсічній порожнині ПНВТ при різних зазорах $\delta_{в.к.}$, у тому числі і при закраних червономідних ущільнюючих поясах $\delta_{в.к.} = 0$.

Практично такий же тиск РОТС отримано на режимі $n = 120 \times b - 1$ і при $\delta_{в.к.}$, що дорівнює 4, 35 і 80 мкм. Після закриття плунжером відсічних отворів спостерігається затухання коливань, що має місце при будь-яких зазорах, і ніяких додаткових імпульсів тиску, спричинених витокami палива крізь зазор $\delta_{в.к.}$, не спостерігається. Інтенсивні коливання тиску палива, як видно з осцилограм, виникають тільки під час відсічки подачі палива насосом. Відомо, що амплітуда коливань при відсіченні тим вища, чим більший тиск палива у системі в момент початку відсічки. У випадку, коли $\delta_{в.к.} = 0$, цей тиск значно вищий, ніж у випадку, коли $\delta_{в.к.} = 125$ мкм. В результаті максимальна амплітуда коливань тиску при відсіченні при $\delta_{в.к.} = 125$ мкм становить лише $РОТС_{\max} = 2,8$ МПа, тоді як при $\delta_{в.к.} = 0$ — $РОТС_{\max} = 7,6$ МПа. Значення тиску $РОТС_{\max}$ були визначені і при інших зазорах, при цьому $РОТС_{\max} = 7,5$ МПа при $\delta_{в.к.} = 4$ мкм і $РОТС_{\max} = 3,8$ МПа при $\delta_{в.к.} = 80$ мкм, тобто підтверджена залежність тиску $РОТС_{\max}$ від тиску палива в системі в момент відсічки.

Необхідно відзначити недолік ПНВТ дизелів ДКРН 74/160 та інших модифікацій, який полягає в тому, що незважаючи на установку демпфера, інтенсивність коливального процесу у підкачувальній магістралі дуже значна і чим менший зазор $\delta_{в.к.}$, тим вищі амплітуди коливань.

Методика розрахунку витоків палива по зазору між корпусом всмоктувального клапана і втулкою плунжера насоса у дизелях "Бурмейстер і Вайн" у літературі відсутня. Немає також можливості визначити ці витoki з достатньою достовірністю дослідним шляхом, тому що витoki палива повертаються у всмоктувальну порожнину насоса.

Відомо, що найбільший вплив зазор $\delta_{в.к.}$ на вприскування палива робить на режимах малих навантажень. Через те порівняння розрахункових параметрів процесу вприскування палива на цих режимах з дослідними являє собою найбільший інтерес. Але і в даному випадку відмічено задовільна збіжність розрахункових даних з дослідними по всіх чотирьох параметрах процесу вприскування палива: q_c , r_f , $j_{вп}$, $D_{jоп}$.

Таким чином, достатньо широкий обчислювальний експеримент, проведений на базі розробленої методики розрахунку паливоподачі у ПНВТ дизелів БМЗ типу ДКРН, дав ті самі кінцеві результати, що й експериментальні дослідження. Це є переконливим доказом достатньої для інженерної практики достовірності розробленого методу розрахунку вприскування палива у дизелях, у яких ПНВТ має всмоктувальний клапан і додаткову прецизійну пару "корпус клапана — втулка плунжера".

Достовірність математичної моделі робочого процесу перевірена також на прикладі дизеля БМЗ марки 6ДКРН 74/160, паспортні дані по якому подані у монографії проф. Шишкіна В.А., де вказано:

індикаторна потужність $N_i = 8667$ кВт;

питома індикаторна витрата палива $b_i = 0,1944$ кг/(кВтгод);

максимальний тиск згоряння $P_z = 6,86$ МПа.

4.2 Обов'язки другого механіка

Другий механік є заступником старшого механіка, здійснює правильну ТЕ свого завідування. Виконує обов'язки старшого механіка в його відсутність, або з причини його неможливості виконання ним своїх обов'язків.

Другий механік відповідає перед старшим механіком за:

підготовку головного двигуна і інших механізмів перед виходом в море;
організацію і контроль за несення вахти в машинному відділенні, роботами в дезвахтенном машинному відділенні;

дотримання техніки безпеки і впровадження безпечних методів роботи;

запобігання забрудненню довкілля;

відхід і належний вміст всіх відділень машинного відділення, внутрішніх металевих поверхонь;

виконує вказівки старшого механіка по ТЕ головного двигуна, механізмів і пристроїв по завідуванню;

несе ходову вахту з 00.00 до 04.00 і з 12.00 до 16.00;

керує робочою бригадою МВ;

виконує вказівки старшого механіка по прийому масла і його зберігання.

Завідування:

головний двигун, обслуговуючі його насоси і системи, ДАУ, ДУ (механічна частина);

установка і система кондиціювання повітря в житлових і службових приміщеннях.

пожежні насоси, аварійно – пожежний агрегат, системи пенно-, водогасіння, CO₂;

осушна система трюмів з насосами, баластна система з насосами;

масляні сепаратори і системи сепарації масла, перекачуюча система з насосами;

автоматика механізмів по завідуванню;

аварійне осушення МВ;

донно – забортна арматура і кінгстон;

рульова машина і рульовий пристрій;

ущільнення кінцевого валу, лінія валу, звинт;

сепаратор льяльных вод, танки – накопичувачі, системи, попередить сигналізація (арматура) система сепаратора льяльных вод;

комори технічного постачання, інструменту і ЗІПа, устаткування майстернею;

відповідає за зберігання і рух матеріально – технічного постачання, закріпленого за ним наказом капітана;

аварійне постачання і устаткування по МВ (зберігання, контроль за сертифікацією);

протипожежне устаткування і постачання по МВ (зберігання, зважування балонів, періодична перевірка);

обслуговування всього стаціонарного протипожежного устаткування по безпеці в приміщеннях машинного відділення і резервних установок (включаючи приміщення машинного відділення, що знаходяться зовні; аварійний генератор, CO₂ або подібну установку, аварійні і пожежні насоси і так далі);

забезпечує і проводить тренування (навчання) машинної команди по вказівці старшого механіка;

будь-які інші обов'язки по вказівці старшого механіка.

4.3 Несення машинної вахти

Вахтовий механік повинен забезпечувати встановлений порядок несення вахти і аби під його керівництвом рядовий склад машинної вахти, якщо такий є, сприяв безпечній і ефективній роботі рухової установки і допоміжного устаткування. Вахтовий механік продовжує нести відповідальність за роботу машинного відділення, не дивлячись на присутність в ній старшого

механіка до тих пір, поки старший механік спеціально не повідомить його про перейняття відповідальності на себе, і це буде взаємно зрозуміло

Всі члени машинної вахти повинні знати свої обов'язки по несенню машинної вахти. Крім того, кожен член вахти повинен знати відносно свого судна наступне:

користування відповідними системами внутрішньосуднового зв'язку;

дороги евакуації з машинних приміщень;

системи аварійно-попереджувальної сигналізації, використовувані в машинному відділенні, і повинен уміти розрізняти їх сигнали, особливо звертаючи увагу на сигнал про подачу вознесимої речовини;

кількість, розташування і типи протипожежного устаткування, необхідного для боротьби за живучість в машинних приміщеннях, а також їх використання і різні заходи обережності, які необхідно дотримувати.

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

У машинному відділенні, де необхідна постійна присутність вахти, вахтовий механік має бути у будь-який час готовий управляти руховою установкою, виконуючи розпорядження про зміну напрямку руху або швидкості

У тих випадках, коли машинне відділення знаходиться в періодично безвахтенном обслуговуваному стані, вахтовий механік має бути готовий у будь-який момент приділити в машинне відділення по виклику.

Всі розпорядження з містка повинні негайно виконуватися. Зміна напрямку руху або швидкості головної рухової установки повинні реєструватися, за винятком тих випадків, коли адміністрація судна вважає, що для судна певних розмірів або характеристик така реєстрація недоцільна. Вахтовий механік повинен при управлінні уручну під час маневрування або в положенні «приготуватися» забезпечувати наявність членів вахти в органі управління головною руховою установкою.

Належну увагу слід приділяти технічному обслуговуванню і догляду за всіма машинами і механізмами, включаючи механічні, електричні, електронні, гідравлічні і пневматичні системи, прилади управління ними і пристрої їх захисту, системи побутового обслуговування і облік витрат запасів і запасних частин.

Коли машинне відділення приведене в стан готовності, вахтовий механік повинен забезпечити негайну готовність до дії всіх машин і механізмів і устаткування, які можуть потрібні для здійснення маневрів, і достатній резерв електроенергії для живлення рульового управління і інших споживачів.

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

Вахтовий механік забезпечує спостереження за вахтою в машинному відділенні і організовує заміну, в разі нездатності якого-небудь члена вахти виконувати свої обов'язки. Вахта не повинна залишати машинне відділення без контролю, аби була відсутня можливість ручного управління установкою або паливною рейкою.

Вахтовий механік робить необхідні дії для обмеження наслідків пошкоджень, що виникають в результаті поломки устаткування, пожежі, затоплення, пробоїни, зіткнення, посадки на мілину і інших причин.

До відходу з вахти, вахтовий механік повинен відповідним чином зареєструвати всі події вахти, що відносяться до головної і допоміжним установкам.

Вахтовий механік співробітничает з будь-яким механіком, відповідальним за технічне обслуговування, при проведенні всіх робіт по профілактиці, доромбді за живучість або ремонту.

Така співпраця включає нижченаведене, але не обмежується цим:

відключення устаткування, на якому проводитиметься робота, і введення в роботу дублюючого устаткування;

регулювання установки, що залишається в роботі, для належної і безпечної роботи по технічному обслуговуванню і ремонту;

в допомогу змінюючим механікам і для ведення машинного журналу, занесення в машинний журнал або інший відповідний документ відомостей про устаткування, на якому проводяться роботи, зайнятий персонал, про прийнятті запобіжні засоби і ким вони були прийняті

перевірки і введення в дію, при необхідності, відремонтованих машин, механізмів або устаткування.

Вахтовий механік повинен забезпечити, аби будь-який рядовий член машинної команди, що виконує роботи по технічному обслуговуванню, зміг допомогти в ручному управлінні машинами і механізмами в разі виходу з буд засобів автоматизації.

Вахтовий механік повинен брати до уваги, що зміна швидкості судна в результаті несправності машин і механізмів або втрата керованості можуть піддати загрози безпеці судна і людське життя на морі. Необхідно негайно докладати на місток про випадки пожежі і будь-які неминучі дії в машинних приміщеннях, які можуть привести до зниження швидкості судна, безпосередньої загрози виходу з буд рульового пристрою, зупинки головного двигуна або яких-небудь змін у виробленні електроенергії або подібній загрози безпеці. Це повідомлення, при нагоді, має бути зроблене до зміни швидкості судна, з тим, аби надати містку максимальний час для прийняття всіх можливих дій, направлених на запобігання потенційній морській аварії.

Вахтовий механік негайно сповіщає старшого механіка в наступних випадках:

коли мають місце будь-які порушення в роботі, які можуть викликати поломку або вихід з буд головної рухової установки, допоміжних механізмів або систем управління і контролю і поставити під загрозу безпеку судна;

при будь-яких аварійних ситуаціях, коли він сумнівається в тому, яке прийняти рішення або заходи.

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

Вахтовий механік дає вахтовому персоналу всі необхідні інструкції і інформацію, яка забезпечує несення безпечної вахти, Поточне технічне обслуговування механізмів, що виконується

як окремі роботи при несенні безпечної вахти, включається в розпорядок несення вахти. Детальний ремонт, що включає ремонт електричного, механічного, гідравлічного, пневматичного або електронного устаткування, по всьому судну проводиться з відома вахтового механіка і старшого механіка. Ці роботи документуються в машинному журналі.

Дії механіка при несенні вахти:

Огляд механізмів

Вахтовий механік повинен під час вахти періодично перевіряти працюючі механізми з тим, аби бути упевненим, що установка працює безпечно і ефективно.

Всі дані температури, тиску, рівнів, витрат і навантажень мають бути під контролем і в нормальних межах, а в разі спрацьовування аварійної сигналізації вахтовий механік повинен з'ясувати причину і приступити до її ліквідації.

У випадку якщо його дії не знімають аварійного сигналу, він негайно зобов'язаний проінформувати старшого механіка і ні в якому разі не вимикати сигнал тривоги. Всі аварійні ситуації мають бути зареєстровані у вахтовому машинному журналі з детальним поясненням дій з їх усунення.

б) Рівень води в котлах і теплообмінниках

Вахтовий механік зобов'язаний тримати під постійним контролем рівні води в казанах, теплообмінниках і у всіх парогенеруючих установках, він повинен перевіряти ще раз час від часу місцеві і дистанційні показники рівнів, аби переконатися, що вони всі показують правильно. Там, де є які-небудь сумніви відносно рівня води, він повинен продати водомірне скло або, в разі використання дистанційної сигналізації рівня або показника, продати лінію підведення води до датчиків рівня.

Ні в якому разі не слід покладатися лише на свідчення рівня води в дистанційному показнику. Там, де вахтовий випробовує по будь-яких причинах скрути в забезпеченні рівнів води в заданих безпечних робочих межах в казані, він повинен негайно зробити дії, аби удержати казан, а також проінформувати старшого механіка.

в) Зміни частоти обертання головного двигуна

За винятком тих випадків, коли слід підкорятися розпорядженням машинного телеграфу або/і заподігти пошкодженням суднової силової установки або загибелі людини, вахтовий механік не має права міняти число зворотів головного двигуна за власною ініціативою.

Якщо у будь-який час в машині створюються умови, при яких потрібно буде скинути звороти або зупинити головний двигун, він повинен проінформувати вахтового помічника і старшого механіка негайно.

За винятком аварійних ситуацій вахтовий механік повинен запитувати дозволу вахтового помічника, перш ніж зменшувати число зворотів, оскільки безпека судна має первинне значення.

Проте, при незалежних від нього обставинах, коли двигун має бути зупинений негайно, він повинен зробити наступні дії:

встановити машинний телеграф в положення «Стоп»;

зупинити двигун;

подати сигнал тривоги для команди машинного відділення.

В разі автоматичної зупинки або зниження зворотів головного двигуна використання кнопки відміни аварійного блокування для продовження роботи двигуном в аварійній ситуації, знаходиться виключно у владі капітана, коли він повинен зважити і зіставити наслідки загрози

безпеці судна, скажемо при зіткненні, які можуть привести до людських жертв або до вибуху об'єкту і теж до людських жертв.

г) Дії в разі несправностей механізмів

При перших ознаках поломки або інших дефектів механізмів або казанів, вахтовий механік повинен прийняти необхідні заходи по запобіганню пошкодженню і, при першій же нагоді, проінформувати старшого механіка.

д) Масло механізмів

Вахтовий механік повинен забезпечити контроль за подачею змащувального масла до різних частин механізмів і повинен приймати всі запобіжні заходи, аби уникати протечек і втрат. Він повинен стежити, аби використовувалися лише ті масла/ мастила, які рекомендовані для даних робіт.

е) Огляд льял

Вахтовий механік повинен забезпечити, аби проводився регулярний огляд льял, а масляні протічки і розлив мають бути зупинені і зібрані, де це можливо. Дуже поважно, аби вступ води або масла був зведений до мінімуму. Він повинен докладати старшому механікові негайно про будь-якої норми, що перевищує, виток масла, палива або води. Всі зусилля мають бути зроблені для того, щоб визначити причину витоків, якщо необхідно шляхом узяття проб.

Він повинен забезпечити, аби льяла осушувалися регулярно за допомогою сепаратора льяльних вод. Він не повинен покладатися на сигналізацію високого рівня льяльних вод як на абсолютну заміну ручної перевірки цих рівнів.

В разі серйозного затоплення він повинен виконати наступні дії:

подати сигнал тривоги для машинної команди.

зробити негайні аварійні дії, аби зупинити потік з якогось дії ні було джерела і найефективнішим способом.

В разі затоплення безпека судна є первинним завданням, і можна нехтувати правилами захисту довкілля.

4.4 Боротьба з тероризмом (піратством)

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

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

Історія XX століття яскравіє терористичними актами проти Столи-піна (1906 р.), кронпринца Австро-Угорщини (1914 р.), Ульянова (1919 р.), Троцького (1940 р.), короля Югославії (1938 р.), близько 60 замахами на президента Франції Шарля де Голя, удивством президента США Джона Кеннеді (1963 р.), організацією терористичного акту з метою удивства президента США Рональда Рейгана і Генерального секретаря ЦК КПСР 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 Ганді в Індії, замахом на Папу Римського й одними з останніх замахів на президента Франції Жака Ширака і президента Америки Дж. Буша.

Усього за останні 100 років було убито більш 60 перших осіб 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 й 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 кримінального 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 покінути з ним явищем, однак проблема поки не вирішена і необхідність її вирішення досить актуальна. Важливе місце в загальній системі боротьби з міжнародним тероризмом займає боротьба з одним з його частих проявів – морським тероризмом. Небезпека морського тероризму в міжнародному масштабі особливо насторожує, якщо врахувати, як стверджують деякі засоби масової інформації, що "наступний удар Аль Каїда нанесе з моря".

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

Загострюючи увагу на питаннях міжнародно-правової боротьби з морським тероризмом, досить логічно відзначити, що за рядом ознак він досить схожий з діяннями, кваліфікованими як піратство. У свій час, коли актуальність питань правової боротьби з морським тероризмом почала виявлятися найбільш чітко, в середовищі вчених юристів-міжнародників нерідко висловлювалася думка про ледве чи не ідентичність морського тероризму з піратством. Зокрема Л. А. Моджорян у 1991 р. у роботі "Тероризм на 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 стопроцентно стверджувати, що тероризм у цілому переслідує саме таку мету. Звичайно, ні. Терористичні акти 11 вересня 2001 р. у Нью-Йорку, у Москві 2002 р., у Бистлані 1-3 вересня 2004 р. і інші красномовно підтверджують це.

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

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

Більш-менш помітні кроки в цьому напрямку були зроблені Генеральною Асамблеєю ООН, коли в грудні 1985 р. вона прийняла Резолюцію, що рекомендує Міжнародній морській організації (ММО) вивчити питання боротьби з проявами морського тероризму, особливо проти морського судноплавства, і вжити відповідні запобіжні заходи.

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

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

У 1988 р. у Римі на міжнародній дипломатичній конференції, у роботі якої брали участь представники 76 держав були прийняті два документи: "Конвенція про боротьбу з незаконними

актами, спрямованими проти безпеки морського судноплавства" і "Протокол про боротьбу з незаконними актами, спрямованими проти безпеки стаціонарних платформ, розташованих на континентальному шельфі".

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

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

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

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

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

Ряд пропозицій, сформульованих міжнародною нарадою в 1986 р. у Хосе, були реалізовані в Постанові Кабінету Міністрів України № 250 від 16 травня 1992 р. Цією Постановою було створено Службу загальної безпеки на судах морського транспорту (СОБ). Цією ж Постановою було затверджено Положення про Службу загальної безпеки державної адміністрації морського транспорту України. Положення передбачало, що Служба загальної безпеки виконує свої функції з забезпечення безпеки мореплавства 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 Постановою 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 і 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 і 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.

Висновок з розділу:

В розділі розглянуто розробку питання технічної експлуатації за рахунок дослідження впливу азоту в паливному насосі головного двигуна, обов'язки другого механіка та дії механіка під час несення машинної вахти.

Окремо відзначено основи боротьби з піратством на сучасному торговельному флоті. Особливої уваги заслуговує огляд сучасних проблем тероризму у світі.

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

5.1 Автоматизація.

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

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

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

Усе устаткування, встановлене у машинному приміщенні, повинно бути здатним працювати при відсутності постійної вахти у машинному приміщенні і ЦПУ. По узгодженню з Регістром допускається виконання окремих операцій (поповнення цистерн, очищення фільтрів

і т.п.) вручну, якщо вони виконуються з періодичністю не частіше одного разу у 24 год.

5.1.1 Автоматизовані головні механізми і рушії

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

Система дистанційного автоматизованого управління повинна забезпечувати наступне:

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

виконання останньої заданої команди незалежно від порядку і швидкості завдання;

можливість установки величини і напрямку упору одним органом управління;

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

запобігання перевантаження головних механізмів у нормальних експлуатаційних режимах;

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

сигналізацію про втрату живлення і несправностях у системі;

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

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 температура робочих середовищ:

- а) охолоджувально середовища циліндрів;
- б) охолоджувального середовища поршнів;
- в) охолоджувального середовища форсунок;
- г) змащувального масла;
- д) палива (при роботі на важкому паливі, якщо відповідає регулювання в'язкості).

У головних механізмів інших типів автоматичне регулювання температури робочих середовищ повинно бути погоджено з Регістром.

Установки з дизель — генераторними агрегатами (з двома двигунами і більше) повинні бути виконані таким чином, щоб при спрацьовуванні захисту одного двигуна, інші залишались у роботі на режимах, які виключають перевантаження.

При можливості переповнення також повинна бути передбачена сигналізація по верхньому рівню.

При наявності роздільних систем мастильного масла.

Для двигунів потужністю більше 2250 кВт з діаметром циліндра більше 300 мм.

При наявності декількох систем мастильного масла (для розподільного валу, клапанних коромисел і т.п.) індивідуальний сигнал АПС повинен бути передбачений для кожної системи.

Зниження навантаження не потрібно, якщо охолоджуючою рідиною є циркуляційне масло.

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

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

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

Потребується при використанні установок з двопаливними (газ — рідке паливо) двигунами.

5.1.2 Автоматизовані компресорні установки

Системи стисненого повітря повинні мати устрої для автоматичного видалення (продування) води і масла.

Автоматизовані компресорні установки повинні мати ручний дистанційний і автоматичний режими роботи.

В автоматичному режимі у повітрянагнітачах повинні підтримуватись номінальний тиск стисненого повітря таким чином, щоб:

1. при зниженні тиску повітря до завчасно встановленого значення, наприклад, 90%, відбудувся автоматичний пуск раніше вибраного компресора і його автоматичне відключення по досягненню тиску повітря, яке дорівнює номінальному;

2. у випадку інтенсивної витрати подальшого зниження тиску повітря, наприклад, до 80%, відбудувся автоматичний пуск другого, який знаходиться в автоматичному режимі компресору, і обидва компресори продовжували б працювати до досягнення номінального тиску.

Інша логіка роботи автоматизованих компресорів підлягає спеціальному розгляданню Регістром.

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

Замість потоку допускається контролювати максимальне значення температури охолоджуючого середовища.

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.

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.

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.

Контролюючі параметри автоматизованих холодильних установок, їх граничні значення.

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 окремі 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 квітуванні у машинному приміщенні.

5.13 Устрої в машинних приміщеннях

У місцевого пості управління головними механізмами повинно бути передбачене устаткування АПС і індикації по параметрам.

Устрої управління допоміжними механізмами (насосами, сепараторами, котельними установками, приводними двигунами генераторів) рекомендовано розміщувати поблизу місцевого посту управління головними механізмами.

Центральний пост управління, якщо він передбачений, повинен бути устаткований:

устройствами, вказаними в „Механічні установки”;

пультом системи аварійного — попереджувальної сигналізації (АПС);

устройствами індикації режимів роботи механізмів і установок;

відмикаючими устройствами для топ очних устроїв котлів, інсинераторів, вентиляторів машинних приміщень, сепараторів, паливних і масло перекачувальних насосів.

По узгодженню з Регістром, центральний пост управління може бути розташований не в машинному приміщенні, і склад його устаткування, може бути змінений.

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

В центральному посту управління повинні бути передбачені окремі сигнали:

„Вода в машинному приміщенні”;

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

5.14 Устрої у житлових приміщеннях механіків

У каютах механіків і у загальних приміщеннях, а також у місцях несіння вахти на стоянці повинні бути передбачені пристрої системи АПС, які повідомляють в узагальненому вигляді про несправностях механічної установки, а також пристрої сигналізації.

Квінтирування кожного сигналу на цих пристроях повинно приводити до відключення тільки звукового сигналу.

При наявності декількох кают може бути застосований перемикач пристроїв, для вибору відповідального (вахтового). Інші каютні пристрої при цьому відключаються.

5.15 Схема регулювання в'язкості палива

Дизелі в суднових енергетичних установках використовують як головні двигуни для забезпечення ходу судна і як допоміжні для приводу генераторів, аварійних водовідливних засобів, вантажних паливних насосів тощо.

З метою зниження вартості експлуатації дизельних установок замість дизельного палива використовують більш дешеві сорти важкого палива, в'язкість яких значно вище за в'язкість дизельного.

Враховуючи, що паливна апаратура дизелів забезпечує нормальну роботу двигуна тільки при певній в'язкості палива, важке паливо підігрівають (у спеціальному підігрівачі палива) для зниження в'язкості перед подачею в дизель.

5.16 Опис пристрою і взаємодії елементів САР в'язкості палива

Функціональна схема.

Серед причин широкого застосування автоматичних вимірників і регуляторів в даний час є дві найважливіші – боротьба, що посилюється, із забрудненням навколишнього середовища і широке використання як палива продуктів перегону нафти з високим змістом сірки. В суднових умовах в'язкість є критичним параметром, оскільки прямо визначає ефективність спалювання палива. В'язкість рідини зворотно пропорційна температурі проте, навіть палива одних марок мають різні співвідношення між в'язкістю. Часто спалюють і суміші палив. Таким чином, нормальна підготовка перед подачею його в двигун має на увазі наявність автоматичного регулятора в'язкості.

Розглянемо елементи системи автоматичного регулювання в'язкості палива типу VISK-21P, а також правила їх технічного обслуговування. Зображення схеми САР в'язкості палива приведено на форматі А1.

Вимірювач в'язкості і пневматичний перетворювач. Вал мотора обертає з постійною частотою обертанню провідну шайбу, яка має радіальні пазу із зігнутим назовні краєм.

Лопатки постійно проганяють через зазор між дисками частину протікаючого палива.

Унаслідок внутрішнього тертя між частинками палива на поверхні веденої шайби виникає момент, що крутить, який розвертає вихідний вал вимірника на кут, пропорційний поточному значенню в'язкості і зазору S між шайбами. Цей момент передається на перетворювач, вихідний пневматичний сигнал якого пропорційний в'язкості. Площина, в якій повертається важіль заслінки в перетворювача, перпендикулярна площині вихідного валу.

При збільшенні в'язкості зазор між соплом і заслінкою зменшується і сигнал на вході підсилювача збільшується, в такому ж ступені збільшується і управляючий сигнал на виході, який

також передається в сільфони зворотного зв'язку. Осі сільфонів суміщені таким чином, що момент, що розвивається на важелі протиставлений по знаку моменту на валу вимірника. Рівновага відновлюється, коли ці моменти врівноважують один одного.

Конструкцією передбачена можливість зсуву лівого сільфона, забезпечуючи регулювання ступеня зворотного зв'язку (коефіцієнта посилення вимірника). Із зменшенням відстані між осями сільфонів коефіцієнт посилення зростає, і навпаки. Початкову точку діапазону вимірювання (нульову крапку) можна відрегулювати натягненням компенсаційної пружини. Вихідний сигнал вимірника є лінійною функцією в'язкості палива. Передбачена можливість регулювання зазору S між шайбами. Зменшення цього зазору приводить до збільшення коефіцієнта посилення вимірника.

Для контролю правильності налаштування передбачений тягар, який слід при перевірках надягати на важіль. Вимірник в'язкості забезпечений термовимикачем, оскільки не рекомендується працювати при дуже низьких або занадто високих значеннях температури.

Термовимикач спрацьовує на запуск двигуна при нижньому значенні заданої температури і на його зупинку у разі загрози перевантаження. Регулювання вимірника. Регулювання зазору S між шайбами вимірника, як і інші, здійснює виготовник. Контроль і регулювання нульової крапки проводять натягненням або ослабленням пружини, при цьому діапазон регулювання переміщається паралельно (коефіцієнт посилення залишається const). Для зсувів цього діапазону використовується також компенсаційна пружина. Відповідність вихідного сигналу значенню, що вимагається, перевіряють за допомогою калібруючого вантажу (ці значення вказані на таблиці, розташованій на внутрішній стороні кришки перетворювача).

5.1.7 Послідовність операцій:

1. зупинити двигун датчика;
2. відсвинтити тягар і покласти його на важіль;
3. перевірити відповідність вихідного сигналу значенню, що вимагається;
4. при необхідності забезпечити цю відповідність за рахунок зміни натягнення пружини;
5. зняти тягар, встановити його на місце, закрити кришку і запустити двигун.

При регулюванні діапазону зміни (коефіцієнта посилення) враховується залежність його як від зазору S між шайбами, так і від типу (широкий або нормальний) і положення лівого з сільфонів. Зазор S , рівний 0,6 мм і положення широкого сільфона повинне відповідати діапазону вимірювання в'язкості 0...40 сПз або 0...180 с Реїдбуда. Відстань між шайбами регулюють за допомогою штифта і загінкового ключа у відповідності з інструкцією.

Положення сільфонів зворотного зв'язку міняють, ослабляючи контргайку, через яку передається тиск. При цьому необхідно стежити, щоб провідний штифт не вислизнув з отвору. Пересунути сільфон в нове положення, гайку закріпити.

Пропорційно-інтегральний регулятор САР в'язкості палива. Вимірювання тиску стислого повітря на вході регулятора трансформується пружиною і тягою в переміщення чорної стрілки, регулюючи поточне значення в'язкості палива по шкалі приладу (градуюваній в градусах Енглера і відсотках). Ці переміщення, крім того, передаються ланкою важелю, шарнірно сполученому з тягою і несучому заслінку пневмоусилувача. Сопло закріплено на важелі, який сполучений зі штоком сільфонів зворотного зв'язку і спирається на призму. Положення цієї призми при налаштуваннях встановлюються по шкалі зони пропорційності регулятора, градуованій від 0 до 200%. К соплу через дросель підводиться стисле повітря постійного тиску, від входу підсилувача в площині

підсилювача встановлюється тиск, що визначається зазором між соплом і заслінкою. Коли тиск в камері збільшується при зсуві клапана вниз, а зменшенням при зсуві диска подвійної мембрани вгору, коли відкривається атмосферний канал, оскільки клапан в цьому положенні своїм хвостовиком замикає нижній отвір. Вихідний тиск передається на управління сервомотором парорегулюючого клапана, а також в систему зворотного зв'язку, утворену сильфоном пропорційної складової сигналу управління, сильфоном інтегральної складової, а також пневмоємності і дроселем постійної часу інтеграції Ті. Регулятор забезпечений пристроєм для зміни значення в'язкості, яке підтримуватиметься автоматично. Воно складається з ланки, сполученого з настановним гвинтом червоного важеля, тяга, що несе опору важеля пневмозаслонки і червоної стрілки 2, вказуючий завдання по шкалі регулятора.

При збільшенні тиску $P_{вх}$ на вході регулятора чорна стрілка переміститься в напрямі проти годинникової стрілки, одночасно заслінка наблизиться до сопла, унаслідок чого тиск в приймальній камері пневмопідсилювача і тиск на виході регулятора підвищиться. Це збільшення відповідно до Пі-закона регулювання підрозділяють на пропорційну і інтегральну складові. Пропорційна складова діє, як жорсткий негативний зв'язок — збільшення тиску в площині сильфона створює на важелі момент, що збільшує зазор між соплом і заслінкою за рахунок переміщення сопла це приводить до зменшення тиску в порожнині підсилювача.

Інтегральна складова виявляється з швидкістю, залежною від ступеня відкриття дроселя, накопичення тиску в порожнині сильфона сповільнюється. Напрямок дії цієї складової протилежно дії пропорційної складової по мірі наростання тиску в сильфоні нижній кінець важеля, несучого сопло відхиляється вправо, наближаючи це сопло до заслінки і збільшуючи, таким чином, тиск в камері підсилювача і вихідний тиск $P_{вих}$ регулятора (позитивний згучкий зворотний зв'язок).

5.18 Результат

Представлені вище положення по автоматизації елементів суднової енергетичної установки для суден у символі класу AUT 1, повністю відповідають тому устаткуванню, яке встановлено на танкері, представленому у дипломному проекті. Тому, клас автоматизації танкера, який побудований під наглядом класифікаційного загалу, відповідає класу автоматизації AUT 1.

5.2 Розробка програми випробувань допоміжного дизель-генератора Wartsila 4L20

5.2.1 Загальні положення

Приймально-здавальні випробування проводяться з метою перевірки якості виконаних робіт із ремонту, модернізації та для вперше встановлених механізмів, систем, устаткування і пристроїв, а також ухвалення рішення про прийняття судна в експлуатацію.

Приймально-здавальні випробування проводяться за спеціально розробленою програмою за наступними етапами [45]:

1) швартовні випробування суднового устаткування і випробування устаткування за ходовими характеристиками на акваторії підприємства із застосуванням імітаційних методів;

2) ревізія механізмів;

3) контрольний вихід в море.

Підготовка та проведення випробувань механізмів, суднових пристроїв, систем і устаткування проводяться відповідно до описів та інструкцій з їхнього обслуговування, методичних вказівок до проведення випробувань і вимог морського класифікаційного товариства.

Перед початком випробувань усі штатні контрольно-вимірювальні прилади повинні бути перевірені відповідно до ГОСТ 8.513-84 і мати клеймо ВТК.

Швартовні випробування починаються після закінчення ремонтних робіт і закриття пунктів ремонтної відомості. Устаткування, яке в процесі випробувань перевіряється тільки при роботі за прямим призначенням, тобто для якого не передбачені спеціальні режими і перевірки на швартовних, перевіряються на відповідність технічних характеристик і приймаються остаточно.

У період випробувань здійснюється загальне спостереження за станом конструкції корпусу і устаткування, а також за дією за прямим призначенням механізмів, пристроїв, трубопроводів, систем, апаратів, приладів, харчодлоків, лазні, душових, гальюнів, рангоутів, такелажу, освітлення та іншого устаткування судна.

Швартовні випробування устаткування і випробування із застосуванням імітаційних методів вважаються повністю закінченими, якщо всі розділи програми випробувань виконані в повному обсязі й усі механізми, системи, пристрої і устаткування судна випробувані на всіх режимах, передбачених програмою, прийняті по приналежності та оглянуті Регістром.

ДДГ випробовують спільно з обслуговуючими механізмами, апаратами, приладами, трубопроводами і електричними пристроями. Час режимів швартовних випробувань ДДГ повинен відповідати значенням, указаним у табл. 10.1. При цьому навантаження на ДДГ створюється навантажувальним пристроєм при номінальному $\cos\phi = 0,8$. На відміну від усіх СДУ у дизель-генераторах додатково перевіряють дистанційне керування обертами з ГРЩ, а також захист генераторів при перевантаженні [46].

Таблиця 5.1 Режими швартовних випробувань дизельних установок, що працюють по навантажувальній характеристиці

Номер режиму	Потужність, % від номінальної	Час випробувань, годин, при потужності дизеля, кВт			
		до 150	151-750	751-4000	понад 4000
1	Холостий хід	0,5	0,5	0,5	0,5
2	25	0,5	0,5	0,5	0,5
3	50	0,5	0,5	0,5	0,5
4	75	0,5	0,5	0,5	0,5
5	100	1,0	3,0	4,0	6,0
6	110	0,5	1,0	1,0	1,0

Проводять і низку перевірок, пов'язаних із паралельною роботою генераторів. Включення дизель-генераторів у паралельну роботу здійснюють як через пристрій автоматичної синхронізації, так і за допомогою синхроскопа. При цьому перевіряють дію реле перевантаження і реле зворотної потужності кожного з паралельно працюючих генераторів відповідним підвищенням навантаження на генератор або дизель, можливість перекладу навантаження з одного ДДГ на інший і назад, статичну стійкість паралельної роботи дизель-генераторів і рівномірність розподілу активного і реактивного навантаження між ними при різній сумарній потужності, а також динамічну стійкість паралельної роботи дизель-генераторів і рівномірність розподілу навантаження між ними при різних накиданнях і скиданнях її. Під час випробувань по кожному ДДГ постійно фіксують напругу, силу струму, опір ізоляції генератора щодо корпусу до і після випробувань.

5.2.2 Випробування допоміжних дизель-генераторів

При випробуванні дизель-генераторів проводиться:

1) визначення можливої кількості пусків кожного підготовленого до дії дизель-генератора послідовно з подачею повітря, а також визначення мінімального тиску повітря, при якому можливий запуск двигуна;

2) триразова перевірка (на режимі холостого ходу (табл. 10.2)) роботи регулятора граничного числа обертів двигунів;

3) перевірку захисту кожного дизель-генератора від перевантаження;

4) перевірка системи сигналізації та захисту кожного дизель-генератора;

5) вимірювання параметрів первинних двигунів дизель-генераторів проводиться при сталому тепловому режимі на 100 % навантаженні.

Щодо генераторної частини:

1) проводиться перевірка опору ізоляції обмоток генератора щодо корпусу в холодному і гарячому стані, який повинен бути в межах норм Регістру відповідно не менше 3 мОм і 1,0 мОм;

2) проводиться випробування дизель-генераторів на навантаження при $\cos\phi$, близькому до номінального, рівному 0,8, на режимах згідно табл. 10.2.

3) перевіряється перекладання навантаження з одного генератора на інший при 100 % навантаженні;

4) проводиться перевірка стійкої паралельної роботи, при цьому навантаження між ними повинне автоматично розподілятися з точністю $\pm 10\%$ від номінальної потужності кожного генератора при зміні сумарної потужності в межах від 20 % до 100 %;

Таблиця 5.2 Режими випробувань допоміжного дизель-генератора

Холостий хід	30 хв.
Навантаження 25 %	39 хв.
Навантаження 50 %	30 хв.
Навантаження 75 %	30 хв.
Навантаження 100 %	1 година
Навантаження 110 %	30 хв.

Примітка: Режим 100 % навантаження проводиться на автоматичному регулюванні.

5) проводиться перевірка роботи регуляторів обертів і системи самозбудження кожного дизель-генератора шляхом скидання і накидання навантаження.

Інтервал часу між накиданнями повинен бути не менше 5 с.

При скиданнях і накиданнях зміряється точність часу відновлення частоти.

Після випробувань проводиться вимірювання опору ізоляції обмоток генератора щодо корпусу в гарячому стані.

Висновок з розділу

В розділі приведено загальні положення та порядок проведення випробувань суднових автоматизованих дизель генераторів типу 4L20 фірми «Wartsila». 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 за відбраційними методами.

Розділ 6. Технологічна розробка елементів СЕУ:

6.1 Діагностування.

1. Після того як сальникова коробка штока поршня демонтована, необхідно перевірити наступні зазори:

Найвище скреперними кільце і кільця ущільнювачів

Зазор на кінцях кілець. Загальний зазор (скреперними кільце).

Самі нижні скреперні кільця.

Зазор на кінцях кілець. Загальний зазор.

Як загальне керівництво – рекомендується в залежності від інтервалів передирання і на підставі досвіду експлуатації – здійснювати заміну кілець ущільнювачів, коли зазначені величини скоротилися на половину.

2. Перевірити довжину пружин для різних навантажень. Відрегулювати навантаження для досягнення довжин, зазначених в інструкції заводу-виробника. Якщо необхідні навантаження поза межами, заданих в інструкції заводу-виробника, то пружини повинні бути відбраковані.

Якщо в період між перегородками є необхідність проінспектувати сальникову коробку поршневого штока, то виконують наступне:

1. Провертають крейцкопф в положення близько 30 град. від верхньої мертвої точки. Ставлять зумову проставлення навколо поршневого штока для захисту від пошкоджень крейцкопфний підшипника.

2. Знімають дренажну масляну трубку і всі внутрішні і зовнішні болти за винятком двох болтів, які передбачають діаметрально протилежно у фланці сальника поздовжній осі двигуна.

3. Змонтувати робочий стіл навколо поршневого штока так, щоб можна було віддати два залишилися болта у фланці сальника через отвори.

4. Видалити два довгих демонтажних болта на робочому столі. Поставити їх в сальникову коробку через отвори робочого столу. Видалити залишилися два болта сальникової коробки.

5. Повернути поршень до ВДС, видаливши, таким чином, сальникову коробку від днища корпусу циліндра. Видалити два довгих демонтажних болта з сальникової коробки і поставити їх в робочий стіл.

6. За допомогою чотирьох коротких болтів в робочому столі віддати сальникову коробку від фланця.

6.2 Технічне обслуговування та ремонт.

Зазвичай ремонт сальника поршня виконується відомими методами при демонтажі поршнів. Під час такого ремонту поршень розташовується на супорті над одним з вирізів у верхній платформі. Тому роботи з сальникової коробкою виконуються знизу платформи наступним чином:

1. Поставити два вушка на фланці сальника і зачепити два захоплення. Підняти трохи шток поршня і закріпити навколо штока робочий стіл на зручній для роботи висоті. Поставити сальникову коробку на робочий стіл і видалити захоплення і вушка.

2. Видалити ущільнювальні O-кільця сальникової коробки. Якщо O-кільця в нормі і будуть використовуватися знову, зрушити їх взору по штоку і закріпити їх у цьому положенні, наприклад, тасьмою. Відкрутити гайки складальних долтів сальника.

3. Витягнути шість долтів, і відсунути одну половину сальника. Поставити два вушка на половинку сальника і зняти її зі столу.

4. Використовуючи щуп, виміряти зазор по вертикалі кілець.

5. Видалити іншу половинку сальника і зрушити вниз все ущільнювальні кільця і скреперні кільця до робочого столу.

6. Виміряти зазор між кільцевими сегментами, щоб визначити необхідність заміни. Демонтувати і скласти в стопку кільця в такому ж самому порядку як вони були змонтовані в коробці. Ретельно прочистити всі кільцеві сегменти. Перевірити і оцінити якість всіх поверхонь кілець ущільнювачів. Якщо їх поверхні мають подряпини або сліди, то замінити кільця.

7. Перевірити довжину пружин.

8. Перевірити поверхню поршневого штока. При наявності невеликих подряпин по довжині, прошлифувати ретельно поверхню штока поршня дрібнозернистим карборундовим каменем. У разі великих подряпин може знадобитися машинна обробка в майстернях.

9. Прочистити половинки корпусу сальника.

10. Змастити поршневий шток (в області, де будуть розташовуватися в сальниковій коробці комплекти кілець) молібденовим дисульфідом MoS₂. Зібрати всі комплекти кілець сальникової коробки навколо поршневого штока на робочому столі в такий спосіб:

- розмістити самі нижні сегменти скреперного кільця на робочому столі;
- розмістити пружину навколо сегментів, і зчепити кінці пружини разом.

Повторити цю процедуру для інших скреперних кілець. Зверху скреперних кілець зібрати два комплекти ущільнювальних кілець (кожен складається з 4-ланок і 8-ланки кільця). Змонтувати 8-ланки кільце ущільнювача так, щоб два напрямних штифта були горілиць; поставити пружину навколо сегментів і зчепити кінці пружини разом. Змонтувати 4-ланок кільце над 8-ланки кільцем ущільнювача. Проставити два кільця разом так, щоб напрямні штифти нижнього кільця ущільнювача з'єдналися з (engage with) двома отворами верхнього кільця ущільнювача. Нарешті, зібрати верхній комплект пружини, що складається з 4-ланок скреперного кільця і 8-ланки кільця ущільнювача.

11. Використовувати половинку сальника на робочому столі для підгонки висоти всіх зібраних комплектів кілець на поршневому штоку, поки комплекти кілець знаходяться навпроти відповідних каналів корпусу сальникової коробки. Після цього проставити половинку сальника до контакту з поршневим штоком по колу з комплектами кілець.

12. Перевірити знову кільцевої зазор. Після цього встановити другу половину сальника на робочому столі, проставивши її на місце навколо кілець. Затягнути кріпильні болти моментом, зазначеним в інструкції. Вмонтувати в канали сальника O-кільця.

13. Поставити вушка і троса і трохи підняти сальникову коробку. Прибрати робочий стіл і опускати коробку до тих пір, поки вона не розташується навпроти розпірок (distance pieces) на підставі штока поршня. Видалити троса і вушка.

6.3 Технологічний процес монтажу.

1. Після передирання з'єднати половинки сальника чотирма болтами. Ввернути два довгих болта від робочого столу в коробку. Ввернути короткі болти так, щоб сальникова коробка досягла фланця.

2. Підняти поршень до тих пір, поки сальникова коробка не стане на місце в циліндричній рамі.

Примітка: переконайтеся в тому, що два напрямних шплінта на фланці входять в напрямні отвори в днищі циліндричної рами.

3. Вкрутити два болта під фланець через отвори робочого столу.

4. Віддати довгі болти від сальника і ввернути їх в робочий стіл. Придбати робочий стіл від штока поршня.

5. Поставити і затягнути всі внутрішні і зовнішні болти сальникової коробки. .

6. Придбати захисне гумове покриття з поршневого штока / крейцкопфа. Змастити поршневий шток молібденовим дисульфідом. Після цього повернути колінчастий вал на пару оборотів. Запустити двигун і потримати його в роботі близько 15 хвилин на оборотах, відповідних дуже низькою або холостий швидкості. Після цього зупинити двигун і перевірити шток поршня і сальникову коробку.

6.3.1 Техніка безпеки при монтажі

Дотримання правил техніки безпеки є головною умовою попередження виробничого травматизму. Найдосконаліші умови праці та новітні технічні заходи з техніки безпеки не зможуть дати бажані результати, якщо працівник не розуміє їх призначення. Знання виробничих трудових процесів, обладнання, що застосовується, пристосувань, інструменту і безпечних способів і прийомів у роботі створюють умови для продуктивної праці без травматизму.

Робітники і службовці монтажних організацій допускаються до виконання робіт тільки після проходження вступного інструктажу та інструктажу на робочому місці по техніці безпеки. Всі монтажники повинні пройти курсове навчання з техніки безпеки і спеціальне технічне навчання. Навчання проводиться адміністрацією за типовими програмами. Відповідальність за своєчасність, повноту та правильність навчання з техніки безпеки несе керівник монтажно-ї ділянки, організації, підприємства.

Щоб уникнути травматичних випадків адміністрація монтажно-ї організації зобов'язана вживати заходів для їх попередження.

До них відносяться:

- своєчасна та належна підготовка фронту робіт;
- забезпечення монтажників справним індивідуальним і бригадним монтажним інструментом, пристроями та обладнанням;
- надання в розпорядження монтажників справних і перевірених засобів механізації та електрифікованого інструменту;
- забезпечення монтажників своєчасно випробуваними та перевіреними засобами захисту та спецодягом, що відповідають характеру їх роботи, умов навколишнього середовища;

- надійне огороження робочих місць;
- забезпечення об'єкта монтажу відповідними засобами для роботи на висоті (ліси, підмости, сходи, драбини, підйомники і т.д.);
- інструктаж електромонтажників на робочому місці;
- перевірка знань персоналом правил техніки безпеки і вимог пожежної безпеки.

Заходи безпеки при роботі на висоті:

Роботи, при виконанні яких електромонтажник знаходиться вище 1,5 м від поверхні робочого настилу або перекриття називаються роботами на висоті. До роботи на висоті допускаються особи не молодше 18 років, які пройшли медичний огляд, навчання вимогам безпеки праці, отримали спеціальне посвідчення.

Особи, допущені до роботи на висоті, проходять медичний огляд щорічно. У необхідних випадках працювати на висоті можна з неогорожених поверхонь або з постійно укріплених сходів, але з обов'язковим застосуванням перевірених і випробуваних запобіжних поясів. Користуватися поясами, на які немає паспортів, забороняється. Для перенесення і зберігання інструментів, особи, які працюють на висоті, повинні бути забезпечені індивідуальними сумками або інструментальними ящиками.

Забороняється підкидання будь-яких предметів для подачі працюючим нагору. Інструменти, матеріали та інші предмети необхідно подавати за допомогою мотузки, до середини якої їх прив'язують. Другий кінець мотузки повинен знаходитися в руках у вартного внизу працівника, який утримує піднімаються предмети від розгойдування.

При виконанні монтажних робіт дозволяється застосовувати тільки справний інструмент. Інструмент не повинен мати пошкоджень (тріщин, сколів, вибоїн) робочих країв, задирок і зазубрин в місці захоплення інструменту рукою працюючого, тріщин і задирок на потиличній частині рукоятки.

Вимірювання переносними приладами повинні проводитися двома особами, причому одна з них повинна мати кваліфікаційну групу не нижче четвертої, інша – не нижче третьої.

6.3.2 Системи діагностування двигунів та їх окремих вузлів.

6.3.2.1 Основні поняття і термінологія технічної діагностики

Технічна діагностика (ТД) — область знань про розпізнавання стану технічних систем (об'єктів), визначення норми проявлення технічного стану, які розробляють методи і засоби його визначення.

Технічне діагностування — процес контролю і прогнозування технічного стану об'єкта діагностування.

У якості об'єкта діагностування (ОД) розуміють суднові технічні засоби (СТЗ) і конструкції, стан яких підлягає визначенню. У поняття СТЗ включаються головні і допоміжні двигуни, допоміжні механізми і устрої.

Технічний стан (ТС) — сукупність ознак (параметрів), які характеризують зміну властивостей об'єкту у процесі експлуатації (також, іспитів після виготовлення, або ремонту), встановлених нормативно — технічною документацією (НТД).

Види ТС — справне (об'єкт відповідає усім вимогам, встановленим НТД); несправне (об'єкт не відповідає хоч одному з вимог НТД); працездатне (виконуються усі задані функції);

непрацездатне (одна з заданих функцій не виконується); вірне функціонування. До основних заданих функцій, які характеризують працездатність, наприклад, дизелів, відносяться потужність, ресурс, витрата палива. Приклади невірної функціонування дизелів незабезпечення заданих динамічних характеристик: приємності пускових і реверсивних якостей.

СТЗ може бути несправним, але працездатним. Наприклад, насосний агрегат може забезпечувати задану продуктивність і напір, але при значній вібрації і дефектах підшипників зойдання.

Види ТС можуть бути віднесені до СТЗ в цілому і до його окремих вузлам, системам і елементам.

Категорії (класи) ТС. У теорії діагностики прийнято, що об'єкт має багато станів (класів станів). Однак, у практиці технічної експлуатації морського флоту, та інших галузей промисловості і транспорту прийняті чотири класи (категорії) ТС. Це пов'язано з визначенням об'ємом робіт по контролю ТС, проведенню технічного обслуговування, та їх періодичності.

Контроль ТС — процедура ТД, яка включає в себе визначення виду ТС об'єкту і об'єкту і пошук місця і причин несправностей. Контроль ТС здійснюється періодично, але безперервно.

Прогнозування ТС — визначення виду ТС об'єкту, або параметрів, які характеризують ТС з деякої (інколи заданої) вірогідністю на майбутній інтервал часу (ресурс), або встановлення інтервалу часу з визначеною вірогідністю, в плинні якого зберігається працездатність об'єкту, або настає відмова.

Види несправностей — ушкодження, порушення функціонування і дефекти.

Ушкодження відносяться до порушень справного стану в експлуатації.

Невірне функціонування — це порушення алгоритмів функціонування в експлуатації і виготовленні.

Дефект відноситься до визначення якості виготовлення. Дефектація при ревізії після будівлі, або ремонту — пошук дефекту; перед ремонтом — пошук ушкоджень. В ряді посідачів.

В ряді посідачів 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 будівництва 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, невірні баланси і інше).

Діагностичні параметри (признаки) — параметри робочого тіла (тиск, температура, витрата і інше), а також параметри фізичних полів, які виникають біля (на поверхні) об'єкту діагностування (електричні, магнітні, теплові, вібраційні і інші), які за кількістю, або якісно характеризують ТС об'єкту. Як правило, ТС визначається по сукупності діагностичних параметрів.

Контрольопридатність (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 ознак 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.

6.3.2.2 Вібраційні методи

Природа коливальних процесів: в теорії коливань використовується умовна класифікація коливальних процесів по коливальним процесам, та по їх природі. Це — вільні, примусові, автоматичні коливання, параметричні, або їх комбінації.

Колівальні процеси в залежності від їх характеру умовно можуть бути розділеними на детерміновані і випадкові.

Вібрацію класифікують по її джерелам: (механічна, аерозіродинамічна, електромагнітна, електродинамічна), або по конструктивному вузлу, її викликаючому (роторна, лопаточна, підшипникова, зубчаста і т. п.).

Механічна вібрація викликається дією сил через невідношення механізму (як правило, періодична вібрація), зіткнення часток (ударні імпульси), виникнення деформацій через порушення кінематики. Аерозіродинамічна вібрація виникає через зрив потоку при обтіканні елементів СТЗ (лопаток, турбін, робочих коліс, насосів і т. п.), кавітаційних явищ, порушення гідродинаміки змащення. Цей вид вібрації носить характер випадкових коливань. Електромагнітна і електродинамічна вібрація виникає в електричних машинах і устроях при порушенні взаємодії провідників зі стоком, порушення магнітного поля.

6.3.2.3 Датчики діагностування двигуна

У вібровимірювальній апаратурі знайшли переважне застосування два типи вимірювальних перетворювачів: лінійного віброприскорення (акселерометри) — п'єзоелектричні — (рис. 7.1, а), рідше — тензорезисторні; лінійної віброшвидкості — електродинамічні (рис. 7.1, б).

Акселерометри вимірюють абсолютне прискорення, а сигнали вібропереміщення і віброшвидкості виходять шляхом перетворення в електронній частині віброметра. Традиційна конструкція акселерометра має інерційну масу, накладену на п'єзоелемент і притиснуту пружиною в центрі.

Електродинамічні датчики вимірюють абсолютну швидкість і мають у порівнянні з акселерометрами більший вихідний сигнал, але їх застосування обмежується частотою 2000 Гц.

Електродинамічні датчики використовуються в основному в віброметрах загального рівня, що вимірюють віброшвидкість.

П'єзоелектричний елемент акселерометра можна представити або як джерело заряду, або як джерело напруги. У зв'язку з цим чутливість акселерометра визначається по заряду на одиницю прискорення або напрузі на одиницю прискорення.

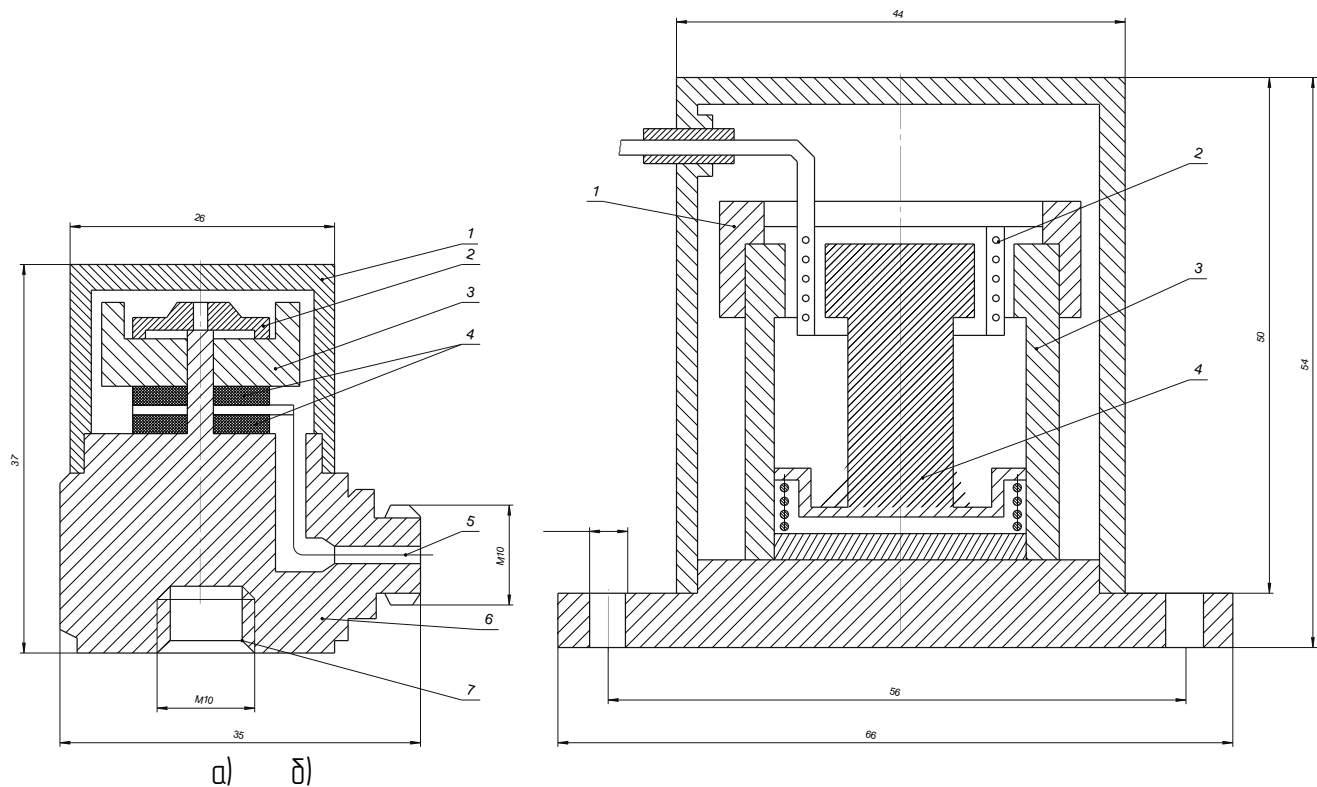


Рисунок 7.1 Перетворювач вібрації вимірювальний:

а) п'єзоелектричний акселерометр (1 – кришка датчика, 2 – пружина, 3 – інерційна маса, 4 – п'єзоелемент, 5 – вихід, 6 – основа датчика, 7 – внутрішня різьба кріплення).

б) електродинамічний датчик швидкості (1 – пружина, 2 – катушка, в якості інерційного елемента, 3 – азнітопривід, 4 – магніт).

Чутливість по заряду не залежить від довжини з'єднувального кабелю, а по напрузі залежить. Враховуючи це, калібрування акселерометрів по напрузі проводиться з певним сполучним кабелем. Чутливість по напрузі не залежить від частоти вібрації в області низьких і середніх частот, а по заряду зменшується з темпом близько 2,5% на декаду (акселерометри «Брюль і Кьер»),

Акселерометри чутливі до коливань в поперечному напрямку до головної геометричної осі – так звана поперечна чутливість. визначається у процентах до чутливості по заряду або напрузі (складає 4 ... 5%). Поперечна чутливість нерівномірна по окружності в площині кріплення перетворювача на об'єкті.

На акселерометрі зазначається місце мінімальної поперечної чутливості. При вимірах слід уникати високих поперечних коливань, щоб не пошкодити акселерометр.

Робочий частотний діапазон акселерометра, в якому його частотна характеристика рівномірна і лінійна (відхилення менше $\pm 5\%$ до заряду і $\pm 10\%$ по напрузі), обмежений зверху його власною резонансною частотою (рис. 7.2).

Верхня межа по частоті вибирається залежно від необхідної межі похибки по амплітуді і резонансній частоті акселерометра за формулою

$$f_{\Delta} = f_p \cdot \sqrt{\frac{\delta A}{(\delta A + 100)}}$$

де f_p – резонансна частота акселерометра, Гц; $\overline{\delta A}$ – похибка за амплітудою,%.
 Так, при необхідності мати $\overline{\delta A} = 12\%$, $f_a = 0,33f_p$, а при $\overline{\delta A} = 6\%$, $f_a = 0,2f_p$.

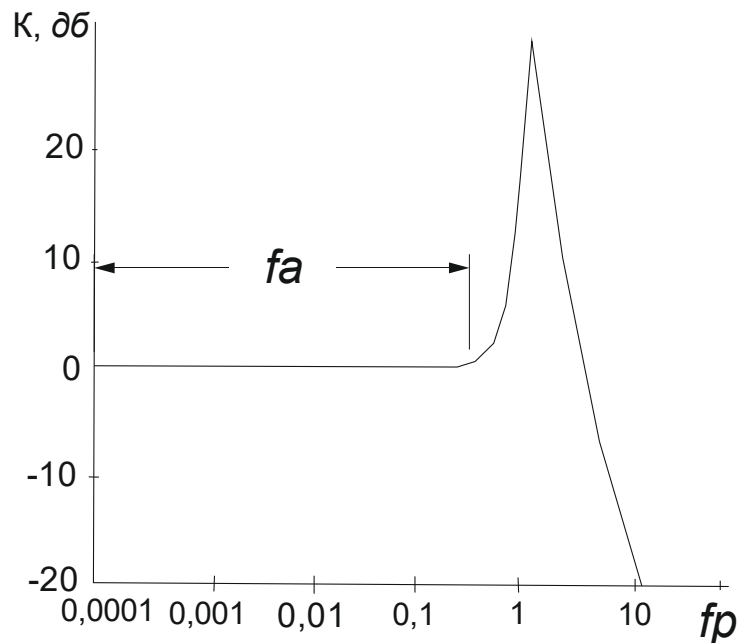


Рисунок 7.2. Характеристика акселерометра:
 K – відносна чутливість; f_a – ефективний частотний діапазон (межа 10% ~ 0,3 f_p); f_p – резонансна частота закріпленого на СТС акселерометра

Нижня межа робочого частотного діапазону визначається характеристикою передпідсилювача, використовуваного в відрометрах. Для зниження впливу температурних похибок слід виключати, якщо можливо, нижні діапазони частот. Фазова характеристика (час затримки між механічним імпульсом і електричним сигналом) у п'єзоелектричних акселерометрів не спотворюється в робочому частотному діапазоні акселерометра.

Слід запобігати вплив на п'єзоелектричний акселерометр швидкої зміни робочої температури.

Кріплення акселерометрів передбачається на шпильці, бджолиному воску, тонкою липкою пластинкою, магніті, а також у вигляді ручного щупа. Спосіб кріплення визначає верхню межу робочого частотного діапазону: шпилька з силіконовим клеєм до 20 кГц, тонкий шар бджолиного воску до 12,5 кГц; магніт 2,5...3 кГц, ручний щуп 700...900 Гц. Правильне застосування ручного щупа з п'єзоелектричним акселерометром заключається в тому, що необхідно тримати рукою власне щуп, а не акселерометр.

Маса акселерометра повинна бути менше маси об'єкта більш ніж в 10 разів.

Найкраще використовувати магнітне кріплення. Для кріплення акселерометрів використовуються магніти з самарій-кобальтового сплаву (сила утримання магніту: на відрив 50 ... 70 Н; на зсув 15 ... 20 Н).

Висновок з розділу:

Для розділу технологічної розробки елемента СЕУ було обрано сальник штока поршня. В розділі наведено коротку технічну характеристику проведення ремонтних, налагодочних робіт та технологічний процес монтажу сальника в двигун.

Розділ 7. Оцінка ефективності проведеної модернізації СЕУ.

7.1 Загальні положення

Техніко-економічне обґрунтування проведеної у дипломному проекті модернізації СЕУ виконується на підставі методичних вказівок, розроблених на кафедрі СЕУ ХФ НУК [1]. У зв'язку з тим, що в проекті модернізації СЕУ розрахунки базуються тільки на зіставленні СЕУ базового судна і СЕУ після модернізації обсяг розрахунків значно скорочуються, оскільки немає потреби враховувати дані в цілому по судну (корпус, суднові пристрої, тощо). Вибір вихідних даних до техніко-економічного обґрунтування модернізації СЕУ здійснено у табл. 7.1 та 7.2, а розрахунки наведені у табл. 7.3.

Таблиця 11.1. Вибір та обґрунтування вихідних даних для розрахунків по устаткуванню, яке демонтується та встановлюється в процесі модернізації СЕУ

Найменування устаткування та його характеристика		Позначення	Одиниці вимірювання	Джерело	Базове судно	Після модернізації
1	2	3	4	5	6	7
Головний двигун	Марка	–	–	приймається	6S50MC-C7	5X52
	Потужність	Nee	кВт	приймається	9780	9050
	Частота обертання колінчастого вала	n	хв ⁻¹	приймається	127	105
	Питома витрата умовного палива	gey	кг/(кВт.годину)	приймається	0,171	0,172
	Питома витрата циркуляційного масла	gmцгд	кг/(кВт.годину)	приймається	0,0011	0,0008
	Питома витрата циліндрового (лудрикаторного) масла	gmлгд	кг/(кВт.годину)	приймається	0,001	0,00088
	Вартість двигуна	Цгд	у.о.		2750000	2750000
	Марка високов'язкого палива (ВВП)	RNK	–	приймається	RMG-380	RMG-380
	Марка малов'язкого палива (МВП)	ГОСТ 305-82	–	приймається	($\rho=991$ кг/м ³)	($\rho=991$ кг/м ³)
	Вартість ВВП	Цввп	тис. у.о./т		0,7	0,7
	Вартість МВП	Цмвп	тис. у.о./т		4	4
	Вартість циркуляційного масла	Цмц	тис. у.о./т		5,4	5,4
	Вартість циліндрового (лудрикатного) масла	Цмл	тис. у.о./т		6,4	6,4

Продовження табл. 11.1

1	2	3	4	5	6	7
Комбінований дизель-генератор	Марка первинного двигуна дизель-генераторів	=	=	приймається (по проекту)	2*СМВ-НН-2.0+1.2/24	СМВ-НН-2.0+2.0/7
	Електрична потужність дизель-генераторів та їх кількість	P _с	МПа	по документації	2*515 1*430	3*800
	Потужність первинного двигуна у складі температура пари дизель-генератора	N _{сд}	кВт	по документації	2*540 1*450	3*650
	Вартість утилізаційного котла	Ц _{д.к}	кг/(кВт.годину)	по документації	0,195	0,194
Опрієнтовальна установка дизель-генератор	Марка	-	-	приймається	DONGHWA ER	DPU36-C100
	Питома витрата циркуляційного масла	g _{мцдд}	кг/(кВт.годину)	по документації	0,001	0,001
	Продуктивність	G _{оп}	т/добу	по документації	34	30
	Вартість дизель-генератора	Ц _{дгр}	тис. у.о.	[30]	2*188	3*177
	Вартість	Ц _{оп}	тис. у.о.		1*156	-
	Навантаження електричної станції на ходовому режимі	P _х	кВт	Розділ IV ДП	430	760
	Навантаження електростанції на стоянці з вантажними операціями	P _{см1}	кВт	Розділ IV ДП	1030	1520
	Навантаження електростанції на стоянці без вантажних операцій	P _{см2}	кВт	Розділ IV ДП	945	760
	ККД електричних генераторів	η _г	-	приймається	0,95	0,95
Комбінований котел	Марка	-	-	приймається	СМВ-НН-2.0+1.2/7	СМВ-НН-2.0+2.0/7
	Тиск	P _с	МПа	по документації	0.7	0.7
	Температура пари	t _с	°C	по документації	165	165
	Годинна витрата палива допоміжним котлом	g _{вбпдк}	кг/годину	специфікація	170	170
	Вартість допоміжного котла	Ц _{д.к}	тис. у.о.		110	110

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	Водотонажність судна	D	тис. т.	Специфікація	22	22
2	Дедвейт судна	Dw	тис. т.	Із технічної документації по судну	30,5	30,5
3	Вантажопідйомність судна	P _{bn}	тис. т.	Із технічної документації по судну	18	18
4	Експлуатаційна швидкість ходу судна	V _{se}	вуз.	Технічна документація по проекту	15,5	15,75
5	Довжина рейсової лінії	l _p	милі	приймається	1200	1200
6	Час стоянки судна з вантажними операціями	τ _{ст1}	діб		65	65
7	Час стоянки судна без вантажних операцій	τ _{ст2}	діб		65	65
8	Тривалість маневрів	T _{ман}	діб		0,25	0,25

9	Питома фрахтова ставка	$(\overline{\Phi C})$	ц.о./т.мил		0,003	0,003
10	Нижча теплота згоряння палива	Q _н	кДж/кг	Для палива RMG	39000	39000
11	Середньоексплуатаційна кількість робочих діб за рік	n _{се}	дід/рік		335	335
12	Норматив екологічного збору	Не.з.	ц.о. /т		4,5	4,5
13	Коефіцієнт, враховуючий чисельність населення в районі	K _{нас}	-		1,2	1,2
14	Коефіцієнт, враховуючий тип населеного пункту	K _ф	-		1,25	1,25

Продовження табл. 11.2

1	2	3	4	5	6	7
15	Окупність судна	Ток	рік	приймається	7	7
16	Час, відпрацьований судном до модернізації	Тм	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	Числове значення	
					базовий варіант	після модернізації
1	2	3	4	5	6	7
1	Тривалість ходового режиму	τ_x	дід	$\frac{l_p}{V_s^e 24}$	3,33	3,07
2	Тривалість рейсу	T_p	дід	$\tau_x + \tau_{cm} 1 + \tau_{cm} 2 + \tau_{man}$	133,58	133,3
3	Провозоспроможність судна за рейс	$(PC)_p$	тис. т.	$(PC)_p = P \cdot n$	18	18
4	Дохід, отриманий при експлуатації судна за рейс	D_p	тис. у.о./рейс	$(PC)_p \cdot (\Phi C) \cdot l_p$	64,8	64,8
5	Питома ефективна витрата високов'язкого палива головним двигуном	g_{ezd}	кг/(кВт.годину)	$(42700/Q_H) \cdot g_{eydzd}$	0,187	0,185
6	Витрата палива головним двигуном за ходовий час	G_{xzdz}	т/рейс	$g_{eydzd} \cdot N_{ee} \cdot \tau_x$ 10-3-24	131,8	132,5
7	Питома ефективна витрата малов'язкого палива допоміжними двигунами	g_{emvndz}	кг/(кВт.годину)	Специфікація судна	0,195	0,194

Продовження табл. 11.3

1	2	3	4	5	6	7
8	Кількість та потужність допоміжних двигунів на ходовому режимі	Ne хдд	кВт	1х	430	542
9	Кількість та потужність допоміжних двигунів на стояночному режимі без вантажних операцій	Ne см. 2дд	кВт	1х	1030	1084
10	Кількість та потужність допоміжних двигунів на стояночному режимі з вантажними операціями	Ne см. 1дд	кВт	1х	945	1084
11	Питома ефективна витрата високов'язкого палива допоміжними двигунами	geвбддд	кг/(кВт.годину)	(42700/QH)gezд	0,2135	0,212
12	Витрата малов'язкого палива допоміжними двигунами за ходовий час	Gx мбддд	т/ход. час	gem бддд·Ne хдд ·tx ·10-3·24	6,708	-
13	Витрата високов'язкого палива допоміжними двигунами за ходовий час	Gx вбддд	т/ход. час	ge вбддд ·Ne хдд ·tx ·10-3·24	7,34	8,47
14	Витрата малов'язкого палива допоміжними двигунами на стоянці з вантаж. операціями	Gcm1 мбддд	т	gem бддд·Ne см. 1дд·tcm1·10-3·24	287,5	-
15	Витрата високов'язкого палива допоміжними двигунами на стоянці з вантаж. операціями	Gcm1 вбддд	т/реїс	ge вбддд·Ne см. 1дд·tcm1·10-3·24	314,7	359
16	Витрати малов'язкого палива допоміжними двигунами на стоянці без вантаж. операцій	Gcm2 мбддд	т/реїс	gem бддд·Ne см. 2дд·tcm2·10-3·24	313,3	-
17	Витрата високов'язкого палива допоміжними двигунами на стоянці без вантаж. операцій	Gcm2 вбддд	т/реїс	ge вбддд·Ne см. 2дд·tcm2·10-3·24	343	359

18	Витрати палива допоміжними котлами за ходовий час	Гббндк	т/ход. час	гббнд к·тх·10-3·24	8	6,33
19	Витрати палива допоміжними котлами на стоянці з вантажними операціями	Гсм1 ббндк	т	гббнд к·тсм1·10-3·24	156	134
20	Витрати палива допоміжними котлами на стоянці без вантажних операцій	Гсм2 ббндк	т	гббнд к·тсм2·10-3·24	156	134

Продовження табл. 11.3

1	2	3	4	5	6	7
21	Витрата високов'язкого палива за рейс	$G_{\text{ввнр}}$	т/рейс	$G_{\text{xzд}} + G_{\text{xдд}} + G_{\text{см1дд}} + G_{\text{см2дд}} + G_{\text{xдк}} + G_{\text{см1дк}} + G_{\text{см2дк}}$	1123	1134
22	Витрата малов'язкого палива за рейс	$G_{\text{мвнр1}}$	т/рейс	$G_{\text{xдд}} + G_{\text{см1дд}} + G_{\text{см2дд}}$	607	–
23	Витрати на високов'язке паливо за рейс	$B_{\text{ввнр}} \text{ р}$	тис. у.о./рейс	$G_{\text{ввнр}} \cdot Ц_{\text{ввн}}$	786	793,8
24	Витрати малов'язкого палива за рейс на загально-суднові потреби	$G_{\text{мвнр2}}$	т/рейс	$0,05 \cdot G_{\text{ввнр}}$	56	56,7
25	Витрати на малов'язке паливо за рейс	$B_{\text{мвнр}} \text{ р}$	тис. у.о./рейс	$(G_{\text{мвнр1}} + G_{\text{мвнр2}}) \cdot Ц_{\text{мвн}}$	730	62,4
26	Витрати циркуляційного масла головним двигуном за рейс	$G_{\text{цмзд}}$	т/рейс	$N_{\text{езд}} \cdot g_{\text{цмзд}} \cdot \tau \cdot 10^{-3} \cdot 24$	0,774	0,358
27	Витрати на циркуляційне масло для головного двигуна за рейс	$B_{\text{цмзд}}$	тис. у.о./рейс	$G_{\text{цмзд}} \cdot Ц_{\text{цмзд}}$	3,09	1,43
28	Витрати циліндрового масла головним двигуном за рейс	$G_{\text{лмзд}}$	т/рейс	$N_{\text{езд}} \cdot g_{\text{лмзд}} \cdot \tau \cdot 10^{-3} \cdot 24$	0,704	0,516
29	Витрати на циліндрове масло для головного двигуна за рейс	$B_{\text{лмзд}}$	тис. у.о./рейс	$G_{\text{цмзд}} \cdot Ц_{\text{цмзд}}$	4,576	3,35
30	Витрати циркуляційного масла допоміжними двигунами за рейс	$G_{\text{цмдд}}$	т/рейс	$g_{\text{цм}} (N_{\text{ехдд}} \cdot \tau \cdot x + N_{\text{есм1}} \cdot \tau \cdot \text{см1} + N_{\text{есм2}} \cdot \tau \cdot \text{см2}) \cdot 10^{-3} \cdot 24$	3,74	4,1
31	Витрати на циркуляційне масло для допоміжних двигунів за рейс	$B_{\text{цмдд}}$	тис. у.о./рейс	$G_{\text{цмдд}} \cdot Ц_{\text{цм}}$	14,95	16,4
32	Експлуатаційні витрати на паливо за рейс	$B_{\text{пл}} \text{ р}$	тис. у.о./рейс	$B_{\text{ввнр}} + B_{\text{мвнр}}$	1516	856
33	Експлуатаційні витрати на масло за рейс	$B_{\text{мср}}$	тис. у.о./рейс	$B_{\text{цмзд}} + B_{\text{лмзд}} + B_{\text{цмдд}}$	22,6	21,2
34	Кількість рейсів за рік	$n_{\text{др}} \text{ пмр}$	–	$n_{\text{се}} / \tau_{\text{р}}$	2,5	2,5
35	Зміна доходу судна при модернізації СЕУ	ΔD	тис. у.о./рік	$(ПС) \cdot p \cdot (\Phi C) \cdot 10^{-3} \cdot l_{\text{р}} \cdot (n_{\text{др}} - n_{\text{мр}})$	0,1	
35	Зміна витрат на паливо при модернізації	$\Delta B_{\text{пл}}$	тис. у.о./рік	$B_{\text{д.плр}} \cdot n_{\text{др}} - B_{\text{м.плр}} \cdot n_{\text{мр}}$	1651	

36	Зміна витрат на масло при модернізації	 Вмс	тис. у.о./рік	Вд.мсп·пдр – Вм.мсп·пмр	3,45
----	--	--	---------------	-------------------------	------

Продовження табл. 11.3

1	2	3	4	5	6	7
37	Годинна витрата палива СЕУ до модернізації	$G_{пд}$	т/годину	$(g_{ед} \cdot z_{д} \cdot Ne_{дзд} + g_{ед} \cdot d_{д} \cdot Ne_{ддд} + G_{ддк}) \cdot 10^{-3}$	1,697	
38	Годинна витрата палива СЕУ після модернізації	$G_{пм}$	т/годину	$(g_{ем} \cdot z_{д} \cdot Ne_{мзд} + g_{ем} \cdot d_{д} \cdot Ne_{мдд} + G_{мдк}) \cdot 10^{-3}$	1,74	
39	Зміна витрат на екологічний збір за рахунок модернізації СЕУ за рік	Δ Ве.з.	тис. у.о./рік	$[(G_{пд} - G_{пм}) \cdot H_{зз} \cdot K_{коз} \cdot K_{ф} \cdot \tau_{зз}] \cdot 10^{-3}$	0,028	
40	Зміна капітальних витрат при модернізації	Δ Км	тис. у.о./рік	$\Delta m_{зд} + \Delta m_{згд} + \Delta m_{дк} + \Delta m_{ук} + \Delta m_{оу} - \Delta d_{зд} - \Delta d_{згд} - \Delta d_{дк} - \Delta d_{ук} - \Delta d_{оу}$	500	
41	Зміна витрат на відрахування на окупність при модернізації	Δ Км	тис. у.о./рік	$\frac{\Delta K_{м}}{T_{ок} - T_{м}}$	71,4	
42	Загальна зміна балансового прибутку за рахунок модернізації	Δ Пм	тис. у.о./рік	$\Delta Д - \Delta В_{пл} - \Delta В_{мс} - \Delta В_{ез} - \Delta Км$	272	
43	Загальна зміна чистого прибутку з урахуванням податків	Δ Пч	тис. у.о./рік	$0,7 \cdot \Delta Пм$	241	

7.2 Висновки з розділу

Як показали проведені розрахунки у разі заміни головного (6S50MC-C7 на двигун 5X52) на більш сучасний та економічний, який працює на дешевих сортах палива, підвищується ефективність роботи СЕУ, що підтверджено зростанням річного прибутку після модернізації енергетичної установки.

Таким чином проведена модернізація виправдана.

Висновок

У дипломному проекті вирішується задача заміни на балкері типу "WARNOW MARS" двигіна D w= 30500 т. головного двигуна 6S50MC-C7 виробництва "MAN B&W" на двигун 5X52 фірми "Wartsila", що має номінальну потужність 9050 кВт, частоту обертання 105 хв.-1; питому витрату палива 168 г/(кВт-годину).

У зв'язку із заміною головного двигуна були виконані розрахунки пропульсивного комплексу, в результаті чого були побудовані звинтові характеристики роботи двигуна у пропульсивному комплексі, визначена експлуатаційна довгострокова потужність і відповідна їй кількість обертів вала. При вибраних і розрахованих параметрах зредного звинта і головного двигуна розрахована експлуатаційна швидкість.

Скомплектований новий склад допоміжної енергетичної установки. Розроблені принципові схеми систем, які обслуговують двигун, та підібрано згідно вимог Морського Регістра Судноплавства обладнання цих систем.

Розраховані теплові потоки та показники ефективності СЕУ на різних режимах її роботи.

У дипломному проекті детально розглянуті питання автоматизації роботи СЕУ, принципи розташування енергетичної установки у МВ судна, діагностування технічного стану суднових дизелів.

Розроблені питання ремонту та дефектації сальника штока поршня.

Технологічна частина проекту присвячена розробці процесу монтажу кришки циліндра МОД.

Розроблені заходи щодо безпеки мореплавства та цивільної оборони.

Розроблена програма ходових випробувань допоміжного двигуна.

В економічній частині проекту приведені висновки про доцільність передбачених у дипломному проекті заходів, які пов'язані з модернізацією суднової енергетичної установки.

Список використаної літератури

1. Лозачев С.И., Чузунов В.В. Мировое судостроение: современное состояние и перспективы развития. – СПб.: Судостроение, 2001. – 312 с.
2. Океан и океанотехника/ А.И. Новиков, В.М. Горбов, В.А. Орлов и др.; под общ. ред. А.И. Новикова. – Севастополь: Издатель Кручинин Л.Ю., 2010. – 436 с.
3. http://www.chsp.mksat.net/ref_list.php
4. Черноморсудопроект. События. Люди. Суда. – Николаев: Возможности Киммерии, 2006. – 356 с.
5. Балкер типу “Wagrow mags” дедвейтом 30500 т, основні характеристики, призначення та технічна документація, 2011. Zhejiang Ouhua shipbuilding ltd.
6. Суднова енергетика та світовий океан: Підручник/ В.М. Горбов, І.О. Ратушняк, Є.І. Трушляков, О.К. Чередніченко; За ред. В.М. Горбова. – Миколаїв: НУК, 2007. – 596 с.
7. Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 356 с.
8. Marine Engine IMO Tier II. Programme 2nd edition 2013. – MAN Diesel & Turbo, August 2013. – 172 p. (www.mandieselturbo.com)
9. 2012. Marine Solutions. Wartsila. – 148 p. (www.wartsila.com)
10. Mitsubishi UE Engine / Line up
(www.mhi.co.jp/en/products/expand/mitsubishi-ue_diesel_engine_01.html).
11. Проектування пропульсивної установки суден з прямою передачею потужності на звинт/ В.П. Шостак, В.І. Гершанік, В.П. Кот, М.С. Бондаренко; за ред. В.П. Шостака: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 500 с.
12. MAN B&W G45ME-B9.3-TII Project Guide. Electronically Controlled Two-stroke Engines with Camshaft Controlled Exhaust Valves. – 1st Edition, April 2013. – 355 p. (www.mandieselturbo.com).
13. Правила классификации и постройки морских судов. – СПб.: Российский Морской Регистр Судоходства, 2008. – Т. 1. – 372 с.; Т. 2. – 691 с.
14. Расчет ходкости надводных водоизмещающих судов: Учебное пособие/ Н.Б. Слижевский, Ю.М. Король, М.Г. Соколик, В.Ф. Тимошенко; Под общ. ред. проф. Н.Б. Слижевского. – Николаев: НУК, 2004. – 192 с.
15. Горбов В.М. Энергетичні палива: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 328 с.
16. L16/24 IMO Tier II – Marine Generating Sets. – MAN Diesel & Turbo, June 2010. – 16 p. (www.mandieselturbo.com)
17. UNEXTM CHB. Oil-fired steam boiler for diesel oil, heavy fuel oil or sludge/waste oil. – DATA SHEET series. – Aalborg Industries, June 2005. – 2 p. (<http://www.aalborg-industries.dk>).
18. Хряпченко А.С. Судовые вспомогательные и утилизационные парогенераторы: Учебное пособие. – Л.: Судостроение, 1979. – 280 с.
19. Овсянников М.К., Петухов В.А. Судовые дизельные установки: Справочник. – Л.: Судостроение, 1986. – 424 с.
20. Судовые установки с двигателями внутреннего сгорания/ В.А. Ваншейдт, П.А. Гордеев, Б.А. Захаренко и др. – Л.: Судостроение, 1978. – 368 с.

21. 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.
22. Exhaust gas economizer MISSIONTM XS. – DATA SHEET series. – Aalborg Industries, March 2005. – 2 p. (<http://www.aalborg-industries.dk>).
23. EVAPORATOR/FRESH WATER GENERATOR PRODUCT SHEET (www.iwfm.no).
24. 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.
25. Лукин А.И., Ткаченко С.Г. Системы судовых дизельных установок: Учебное пособие. – Николаев: НКИ, 1990. – 76 с.
26. 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.
27. 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.
28. 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.
29. Онасенко В.С. Судовая автоматика: Учебник для мореходных училищ. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1988. – 271 с.
30. Диагностирование дизелей/ Е.А. Никитин, Л.В. Станиславский, Э.А. Улановский и др. – М.: Машиностроение, 1987. – 224 с.
31. Коллакот Р.А. Диагностирование механического оборудования: Пер. с англ. – Л.: Судостроение, 1980. – 296 с.
32. Спиридонов Ю.Н., Рукавишников Н.Ф. Ремонт судовых дизелей. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1989. – 288 с.
33. Королевский Ю.П., Мальцев С.В. Ремонт судовых дизелей. – М.: Пищевая промышленность, 1977. – 335 с.
34. Раздрозин Ю.В. Справочник по монтажу судового механического оборудования. – Л.: Судостроение, 1981. – 200 с.
35. Кравченко В.С. Монтаж судовых энергетических установок. – Л.: Судостроение, 1975. – 256 с.
36. Seafarers' training certification and watchkeeping (STCW) CODE, IMO, 1995.
37. Иванов Б.Н. Охрана труда на морском транспорте: Учебник. – М.: Транспорт, 1981. – 192 с.
38. Санитарные правила для морских судов СССР. – М.: В/О "Мортехинформреклама", 1984. – 188 с.
39. Международная Конвенция по предотвращению загрязнения с судов 1973 г.; измененная Протоколом 1978 г. к ней; МАРПОЛ 73/78. – СПб.: АОЗТ ЦНИИМФ, 1994. – 310 с.
40. Зубрилов С.П., Ищук Ю.Г., Косовский В.И. Охрана окружающей среды при эксплуатации судов. – Л.: Судостроение, 1989. – 256 с.

41. Нунупаров С.М. Предотвращение загрязнения моря с судов: Учебное пособие для вузов. – М.: Транспорт, 1985. – 288 с.
42. Суднова енергетика та Світовий океан: Підручник/ В.М. Горбов, І.О. Ратушняк, Є.І. Трушляков, О.К. Чередніченко; За ред. В.М. Горбова. – Миколаїв: НУК, 2007. – 596 с.
43. Депутат О.П., Коваленко І.В., Мужик І.С. Цивільна оборона: Навчальний посібник/ За ред. полковника В.С. Франчука. – Львів: Афіша, 2000. – 336 с.
44. Михайлюк В.О. Цивільний захист: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – Ч. 2. Надзвичайні ситуації. – 124 с.
45. Вдовиков Г.В., Гуданов В.А., Лучко І.Е. Справочник по приемо-сдаточным испытаниям судов. – Л.: Судостроение, 1983. – 208 с.
46. Правила технической эксплуатации морских и речных судов. Дизели. КПД 31.2.002.02-96: Нормативний документ морського транспорту України. – К., 1997. – 64 с.
47. Краев В.И. Экономическое обоснование при проектировании морских судов. – Л.: Судостроение, 1981. – 280 с.