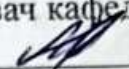


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри, к.т.н. доц.
 Б.М. Личко
«___» _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

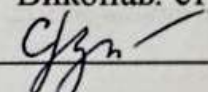
Розробка пропозицій з модернізації ЕУ балкера
GREEN SAPPHIRE

Development of proposals for the modernization of the power plant
of the bulk carrier GREEN SAPPHIRE

ОПІ 135 Суднові енергетичні установки та устаткування»

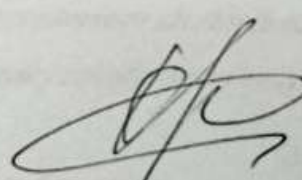
Розрахунково-пояснювальної записка

Виконав: студент групи 6211м

 Шандренко С.В.

Керівник роботи:

доктор техн. наук, професор

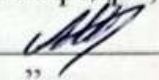
 Коробко В.В.

Миколаїв – 2025

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут
Кафедра експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри, к.т.н. доцент.

 Б.М. Личко
“ ” 2025 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

Студент гр. 6211м Шандренко Станіслав Вікторович

1. Тема: **Розробка пропозицій з модернізації ЕУ балкера GREEN SAPPHIRE**

2. Строк подання студентом проекту "10" грудня 2025 року.

3. Вихідні дані до проекту: _____

3. Дата видачі завдання: 10.10.2025

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки

Анотація (державною та англійською мовами).

Зміст

Вступ.

1. Аналіз характеристик базового судна та його ЕУ, на відповідність діючим вимогам ІМО. Обґрунтування шляхів модернізації.

2. Вибір і обґрунтування основних проектних рішень.

3. Розробка теплової схеми СЕУ. Проектування енергетичних комплексів.

4. Визначення основних параметрів систем СЕУ. Проектування та комплектація системи рециркуляції вихлопних газів.

5. Розробка системи заходів для забезпечення надійної експлуатації обладнання СЕУ.

6. Розробка розташування енергетичного обладнання на судні.

7. Технологічна розробка монтажу проміжного валу.

Висновки.

Список використаних джерел інформації.

Додатки.

5. За 20 днів до захисту текст ДПІ має пройти перевірку на відсутність плагіату.

6. Обсяг розрахунково-пояснювальної записки (РПЗ) : 90 - 120, формат аркушів А4.

					КРМ. ОП135. 6211м. 11. РПЗ	Аркуш 2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

До РПЗ додаються один або більше примірників презентації доповіді, формат аркушів А4 або А3 (графічний матеріал форматується при друкуванні).

7. Доповідь здійснюється у вигляді слайд - презентації.

Друкований екземпляр презентації доповіді, містить титульний лист з підписами, анотацію, графічні матеріали з підписами, висновки.

За рішенням керівника допускається доповідь з використанням креслень (плакатів), формат аркушів А1.

Перелік графічного матеріалу

№ з/п	Назви етапів МКР та їх зміст (узгоджуються з керівником КРМ)	Аркуші, формат А4
1	Характеристики судна, вибір та обґрунтування проектних рішень (креслення поздовжнього перерізу)	1-2
2	Теплова схема СЕУ (принципова схема)	1
3	Системи СЕУ	1-2
4	Розташування обладнання у МКВ, 2-3 види (креслення)	2-3
5	Технологічна розробка	1-2
6	Плакати додаються в разі необхідності (кольорові або ч/б)	1-3

Тема МКР затверджена наказом НУК від "15" 10 2025 року № 1226-ч

Завдання видано "6" 10 2025 р.

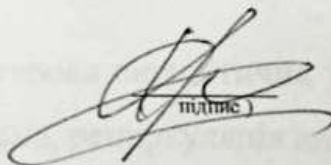
Дата подання проекту на кафедру "01" грудня 2025 р.

Завдання прийняв до виконання студент


(підпис)

Шандренко С.В.
(прізвище та ініціали)

Керівник кваліфікаційної роботи


(підпис)

Коробко В.В.
(прізвище та ініціали)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРМ. ОП135. 6211м. 11. РПЗ

Аркуш

3

Анотація

Кваліфікаційна робота присвячена модернізації суднової енергетичної установки балкера GREEN SAPPHIRE. У першому розділі представлені загальні характеристики балкера та вимоги ІМО яки висуваються до даного типу суден.

У другому розділі проведено аналіз параметрів енергетичної установки базового судна та обґрунтовані основні проектні рішення щодо модернізації судна.

У третьому розділі розроблено теплову схему СЕУ та спроектовано енергетичні комплекси.

У четвертому розділі виконано проектування систем СЕУ. Розроблено принципову схему паливної системи СЕУ. Обрано комплектуюче обладнання. Визначені запаси робочих речовин. Проаналізовані різні системи очищення скидних газів головних двигунів та обрані для застосування на судні.

У п'ятому розділі запропоновані заходи щодо діагностики та моніторингу підшипників ГД. Також було запропоновано заходи з моніторингу стану корпусу судна Hull stress monitoring. Ці заходи суттєво підвищують надійність та безпеку експлуатації СЕУ і судна в цілому.

У шостому розділі розроблено розташування енергетичного обладнання на судні.

У сьомому розділі виконано технологічну розробку з монтажу проміжного валу.

Ключові слова: балкер, суднова енергетична установка, теплова схема, паливна система, скруберна система, рециркуляція вихлопних газів.

Випускна магістерська робота викладена на 109 сторінках, мстить 45 рисунків та 16 таблиць, 14 сторінок, додатки. Список використаної літератури становить 17 джерел.

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		4

Annotation

The qualification work is devoted to the modernization of the ship's power plant of the bulk carrier GREEN SAPPHIRE.

In the first section, the general characteristics of the bulk carrier GREEN SAPPHIRE and the IMO requirements for this class of vessels are given.

In the second section, an analysis of the parameters of the base ship's power plant was carried out and the basic design decisions regarding the bulk carrier GREEN SAPPHIRE modernization were substantiated.

In the third section, the thermal scheme of the SEU is developed and energy complexes are designed.

In the fourth chapter, the design of SEU systems is performed. A schematic diagram of the SEU fuel system has been developed. Selected equipment. Determined reserves of working substances. Various main engine exhaust gas cleaning systems were analyzed and selected for use on ships.

In the fifth section, measures are proposed to monitoring of SEU equipment and systems. In the sixth chapter, the location of the power equipment on the ship is developed.

In the seventh chapter, the technological process of installation of the intermediate shaft is carried out.

Keywords: bulk carrier, ship power plant, thermal scheme, fuel ystem, scrubber system, exhaust gas recirculation.

The master's thesis is presented on 108 pages, contains 49 figures and 16 tables. The list of used literature is 17 sources.

					KP.135.6211м.11.ПЗ	Архив
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		5

ЗМІСТ

Перелік скорочень.....	8
Вступ.....	9
РОЗДІЛ 1. Аналіз характеристик базового судна та його ЕУ на відповідність діючим вимогам ІМО. Обґрунтування шляхів модернізації.....	11
1.1. Загальна характеристика та призначення судна.....	11
1.2. Склад суднової енергетичної установки.....	14
1.3. Основні вимоги ІМО до влаштуванню, механічних та електричних установок балкера	14
РОЗДІЛ 2. Вибір і обґрунтування основних проектних рішень.....	22
2.1. Аналіз параметрів ЕУ базового судна. Специфічні вимоги щодо пропульсивного комплексу балкера	22
2.2. Вибір та обґрунтування типу ГД, порівняння з альтернативними варіантами.....	24
2.3. Розрахунок елементів суднового валопроводу та вибір елементів суднової передачі.....	30
РОЗДІЛ 3. Розробка теплової схеми СЕУ. Проектування енергетичних комплексів.....	33
3.1. Розробка та розрахунок теплової схеми та схеми утилізації скидної теплоти.....	33
3.2. Вибір обладнання суднової електростанції.....	37
3.3. Вибір іншого комплектуючого обладнання СЕУ.....	39
РОЗДІЛ 4. Визначення основних параметрів систем СЕУ.....	43
4.1. Розробка принципової схеми паливної системи.....	43
4.2. Система охолодження забортною водою.....	45
4.3. Система центрального охолодження прісною водою.....	46
4.4. Система очищення палива.....	49
4.4.1. Вибір комплектуючого обладнання.....	49
4.4.2. Визначення запасів робочих речовин.....	52

4.5. Системи очищення скидних газів ГД.....	54
4.5.1. Суднова система для досягнення лімітів викидів NO _x	54
4.5.2. Скруберна система для досягнення лімітів викидів SO _x	65
РОЗДІЛ 5. Розробка заходів для забезпечення надійної експлуатації обладнання СЕУ та судна.....	72
5.1. Система моніторингу стану енергетичної установки фірми Kongsberg K-Chief	72
5.2. Контроль крутного моменту на валопроводі.....	79
РОЗДІЛ 6. Розробка розташування енергетичного обладнання на судні.....	83
6.1. Вимоги до розміщення обладнання в МКВ судна.....	83
6.2 Розробка розміщення обладнання СЕУ в МКВ.....	84
РОЗДІЛ 7. Технологічна розробка монтажу проміжного валу	88
7.1. Призначення і опис проміжного валу.....	88
7.2. Вибір кріплення опорного підшипника до суднового фундаменту	89
7.3. Аналіз способу та методів монтажу валопроводу.....	89
7.4. Монтаж проміжного валу із centruванням по зламах і зсувах.....	90
7.5. Основні типи металевих прокладок.....	91
7.6. Інструмент, пристосування, устаткування і прилади для монтажу	92
7.7. Технічні вимоги до монтажу валопроводу.....	93
Висновок	96
Список використаних джерел	97
Додаток.....	98

Перелік скорочень

EGR – системи рециркуляції відхідних газів

АДГ – аварійний дизель-генератор;

ВЕР – вторинні енергоресурси;

ГД – головний двигун;

ДАК – дистанційно автоматичне керування;

ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння;

ДГ – дизель-генератор;

ДК – допоміжний котел;

ДКУ – допоміжна котельна установка;

ЕУ – енергетична установка;

ІМО – Міжнародна морська організація;

КК – комбінований котел;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

МВ – машинне відділення;

МКУБ – Міжнародний кодекс з управління безпечною експлуатацією суден і запобігання забрудненню;

МОД – малообертовий двигун;

ПНВТ – паливний насос високого тиску;

СЕС – суднова електростанція;

СЕУ – суднова енергетична установка;

УК – утилізаційний котел;

ЦПУ – центральний пост управління.

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		8

Вступ

Основною метою даної кваліфікаційної роботи є модернізація суднової енергетичної установки існуючого судна з урахуванням сучасних стандартів і технологій. У роботі передбачено проведення глибокого аналізу існуючого стану енергетичної установки, визначення споживачів електричної та теплової енергії, розробку теплової схеми з урахуванням усіх режимів експлуатації судна, а також вибір оптимального обладнання та систем, здатних забезпечити ефективну та екологічно безпечну роботу судна.

Під час розробки проєкту особлива увага приділяється питанням зменшення шкідливих викидів, підвищення паливної економічності та впровадженню сучасних технологій очищення. Це вимагає глибокого аналізу новітніх розробок у галузі морської енергетики, досвіду провідних суднобудівних компаній, а також постійного моніторингу рішень, які вже успішно застосовуються в міжнародній практиці. Отримані дані дозволяють впроваджувати інноваційні рішення до структури СЕУ модернізованого судна.

Важливим елементом усього комплексу є й вплив зовнішніх чинників на ефективність енергетичної установки. Зокрема, під час експлуатації судна зростає опір руху через корозію та обростання підводної частини корпусу. Також суттєве значення мають гідрометеорологічні умови — хвилювання, напрям та сила вітру, течії, які впливають на навантаження головного двигуна та витрати палива. Ці чинники призводять до зниження ефективності пропульсивної установки, що вимагає постійного контролю технічного стану корпусу судна.

З огляду на це, в межах кваліфікаційної роботи також запропоновано систему моніторингу стану підводної частини корпусу. Така система дозволить своєчасно виявляти погіршення гідродинамічних властивостей судна, забезпечити ефективне технічне обслуговування, зменшити витрати на ремонт і покращити загальні експлуатаційні показники.

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Арк.
						9
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					КР.135.6211м.04.ПЗ.01			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Аналіз характеристик базового судна та його ЕУ, на відповідність діючим вимогам ІМО. Обґрунтування шляхів модернізації	Літ.	Аркуш	Аркушів
Студент		Шандренко С.В						
Керівник		Коробко В.В.						

Розділ 1. Аналіз характеристик базового судна та його ЕУ на відповідність діючим вимогам ІМО. Обґрунтування шляхів модернізації

1.1 Загальна характеристика та призначення судна

Балкер GREEN SAPPHIRE, Wood Chips Carrier, був побудований у 2014 р. на суднобудівному заводі Санояс Мізусіма, Японія.

Номери судна за ClassNK: – № 144418, ІМО – № 9682849, офіційний № 46212-14-С.

Власником судна є POLAR NAVIGATION S.A., а управляючою компанією PTC Ship Management, Inc. Особливістю балкера GREEN SAPPHIRE є те, що воно побудовано з надзвичайно об'ємними вантажними трюмами не характерними для цього типу судна. Це пов'язано з тим, що основний цільовий вантаж балкера це деревна стружка. Для підвищення ефективності руху судно обладнано спеціальними енергозберігаючими пристроями. Конструкція корпусу судна утворює шість вантажних трюмів та має баластні цистерни. Трюм № 4 може виконувати дві функції – перевезення вантажу та приймання водяного баласту у разі необхідності. Об'єм вантажних трюмів – 121,605 м³, об'єм баластних цистерн – 29,960 м³. Загальний вид судна представлено на рисунку 1.1, а план палуби балкера, вид правий борт та поперечний перетин – на рисунку 1.2.

У складі енергетичної установки судна GREEN SAPPHIRE використовується один головний двигун MAN B&W 6S50MC-C Mark7, потужність цього двигуна – 9,480 кВт. Судно має максимальну швидкість – 15,2 вузлів.

Судно GREEN SAPPHIRE на відповідність діючим вимогами ІМО Tier II, що стосується шкідливих викидів NO_x.

Для зменшення витрат палива при проектуванні корпус судна був оптимізований завдяки створення та використання CFD-моделі, а результати розрахунків перевірялися на модельних випробуваннях у HSV A. З метою поліпшення ефективності руху у якості рушія було застосовано гвинт фіксованого кроку великого діаметру. Спільно з низькообертовим головним

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		11

двигуном та прямим передавання крутного моменту на гвинт це забезпечує високу ефективність. Також для підвищення ефективності гвинта на судні встановлено вихровий концентратор.

На балкері GREEN SAPPHIRE також застосовано регламент захисту мазутного баку та впроваджено Стандарт експлуатаційних характеристик захисних покриттів (PSPC).



Рисунок 1.1 – Загальний вид балкера GREEN SAPPHIRE

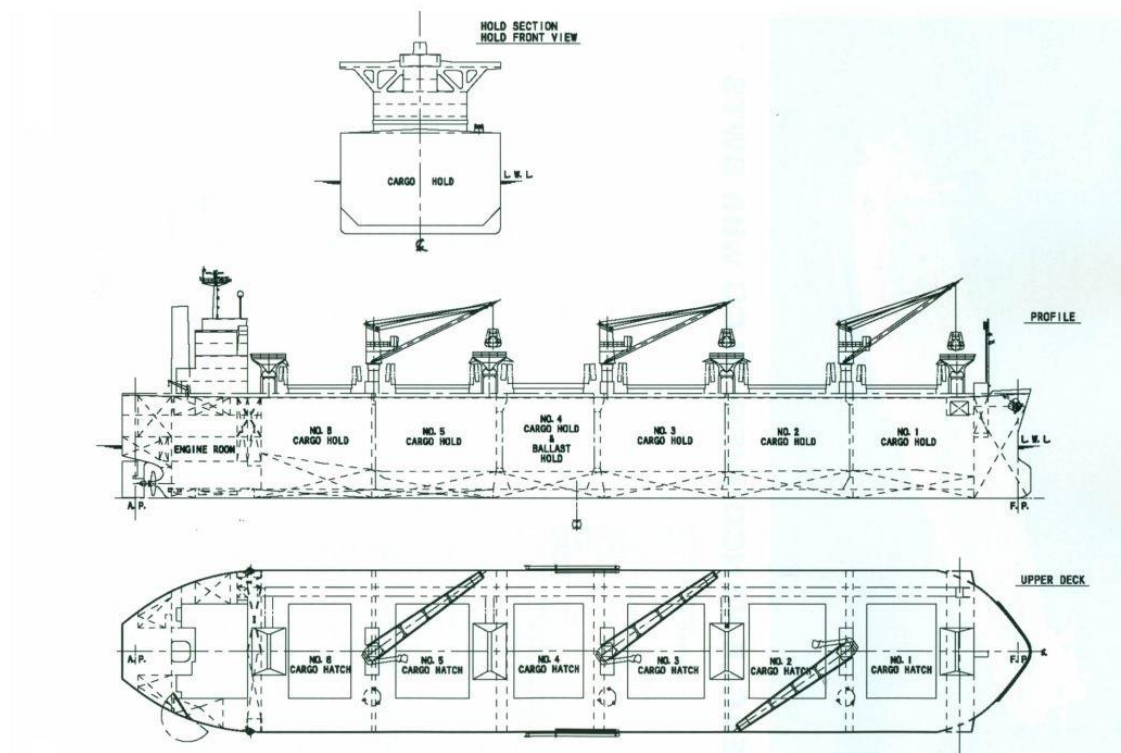


Рисунок 1.2 – План палуби балкера GREEN SAPPHIRE та вид правий борт

Основні характеристики судна GREEN SAPPHIRE представлені у таблиці 1.1.

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		12

Таблиця 1.1 – Основні характеристики судна GREEN SAPPHIRE

№	Характеристика	Значення, пояснення
1	Тип судна	Перевізник деревної стружки
2	Повна довжина, м	209,99
3	Довжина між перпендикулярами, м	204
4	Максимальна ширина судна, м	37
5	Висота судна:	
6	– до верхньої палуби, м	22,85
7	Осадка:	
8	– повна, м	11,9
9	Дедвейт:	
10	– дедвейт	63328
11	Вантажомісткість	
12	– об'єм насипного вантажу, м ³	121605
13	– валовий тоннаж, т	49718
14	Об'єм паливних цистерн:	
15	– дизельне паливо, м ³	210
16	Швидкість	
17	– експлуатаційна, вуз	14,6
18	– максимальна, вуз	15,2
19	Щоденне споживання палива	
20	– тільки головний двигун, т/добу	37,5
21	Рушій:	
22	Матеріал гвинта	Нікель-алюміній-бронза
23	Кількість гвинтів, одиниць	1
24	Тип гвинта	Фіксованого кроку
25	Частота обертання гвинта, об/хв.	127
26	Обладнання для швартування:	
27	Кількість, одиниць	8
28	Виробник	Kawasaki Heavy Industries
29	Тип обладнання	Електрогідравлічний
30	Система контролю баласту:	
31	Виробник	Nakakita Seisakusho Co., Ltd
32	Склад команди	
33	Команда, чол.	18
34	Система пожежної сигналізації:	
35	Виробник	Nohmi Bosai Ltd
36	Система пожежогасіння:	
37	Машинне відділення	CO ₂
38	Каюти / місця загального користування	Переносні вогнегасники

1.2 Склад суднової енергетичної установки

Суднова енергетична установка балкера GREEN SAPPHIRE складається з одного головного малообертового двигуна MAN B&W 6S50MC-C Mark7 виробництва MITSUI ENGINEERING & SHIPBUILDING CO., LTD. TAMANO WORKS. Потужність головного двигуна – 9480 кВт, при частоті обертання колінчастого валу – 127 об/хв. Хід поршня – 1910 мм, діаметр поршня – 500 мм. Суднова електростанція складається з чотирьох дизель-генераторів сумарною електричною потужністю 2800 кВА.

Також СЕУ має один допоміжний паровий котел паропродуктивністю 2,0 т/год, тиск пари – 0,62 МПа, виробництво фірми Miura Co., Ltd. Судно відповідає вимогам глави II-1, частини E SOLAS, «Машинні приміщення, що періодично залишаються без нагляду (UMS)».

1.3 Основні вимоги ІМО до влаштуванню, механічних та електричних установок балкера

Основні безпекові вимоги до влаштування, механічних та електричних установок суден, які викладені у SOLAS, наступні [2].

Всі спеціально призначені для забортної води баластові танки повинні мати ефективну систему запобігання корозії, таку як міцне захисне покриття або його еквівалент. Краще використовувати покриття, що має світлий колір.

Повинна встановлюватися таранна перебірка, яка має бути водонепроникною до палуби надводного борту. Ця перебірка повинна розташовуватися від носового перпендикуляра на відстані не менше ніж 5% довжини судна або 10 м, дивлячись на те, що менше.

Труби, що проходять через таранну перебірку, повинні мати належні клапани, що керуються з місця, розташованого вище палуби надводного борту, а клапанна коробка повинна кріпитися до перебірки всередині форпіка. Клапани можуть встановлюватися на кормовій стороні таранної перебірки за умови, що до них забезпечений легкий доступ за всіх умов експлуатації, а приміщення, в якому вони розташовані, не є вантажним. Усі клапани повинні виготовлятися із сталі, бронзи або іншого схваленого в'язкого матеріалу. Не допускається

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		14

використання клапанів, виготовлених із сірого чавуну чи подібного матеріалу. Влаштування дверей, горловин, вентиляційних каналів та будь-яких інших отворів у цій переборці не допускається.

Повинні встановлюватися перебірки, що відокремлюють машинне приміщення у ніс та корму від вантажних та пасажирських приміщень, які мають бути водонепроникними до палуби надводного борту.

Дейдвудні труби повинні бути поміщені у водонепроникне приміщення невеликого об'єму.

Подвійне дно має бути влаштоване протягом від таранної перебірки до ахтерпикової перебірки, наскільки це практично можливо і сумісне з конструкцією та нормальною експлуатацією судна.

Кожна поперечна або поздовжня водонепроникна перебірка поділу на відсіки повинна мати таку конструкцію, щоб при належному запасі міцності вона могла витримувати тиск найбільшого стовпа води до граничної лінії занурення.

Уступи і виступи у перебірках повинні бути водонепроникними і такими ж міцними, як і сусідні ділянки самих перебірок.

Якщо шпангоути чи бімси проходять через водонепроникну палубу чи перебірку, водонепроникність такої палуби чи перебірки має забезпечуватись її конструкцією без застосування дерева чи цементу.

Водонепроникні палуби, шахти, тунелі, коробчасті кілі та вентиляційні канали повинні мати таку ж міцність, як і водонепроникні перебірки на тому ж рівні.

Повинна бути передбачена ефективна осушувальна система, що забезпечує за всіх практично можливих умов відкачування води з будь-якого водонепроникного відсіку та його осушення, виключаючи приміщення, постійно призначені для прісної води, водяного баласту, рідкого палива або вантажу, для яких передбачені інші ефективні засоби відкачування. Повинні бути передбачені ефективні засоби для осушення трюмів із ізоляцією.

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		15

Насоси санітарний, баластовий та загальносуднового призначення можуть розглядатися як незалежні осушувальні насоси з приводом від джерела енергії, якщо передбачено необхідне їх з'єднання з осушувальною системою.

Повинно бути передбачено щонайменше два насоси з приводами від джерел енергії, з'єднаних з осушувальною магістраллю, причому один з них може приводитися від головних механізмів.

Механізми, котли та інші судини під тиском, а також пов'язані з ними системи трубопроводів та арматура повинні за своєю конструкцією та виготовленням відповідати тим експлуатаційним функціям, для яких вони призначені, а їх розміщення та захист повинні зводити до мінімуму будь-яку небезпеку для людей [2].

Особлива увага повинна приділятися надійності не дубльованих компонентів, які забезпечують рух судна. Повинні бути передбачені засоби, які забезпечують підтримку чи поновлення нормальної роботи основних механізмів навіть у разі виходу з ладу одного з допоміжних механізмів відповідального призначення.

Особлива увага має приділятися неполадкам у роботі [2]:

- генераторного агрегату, що є основним джерелом електроенергії;
- джерел постачання пари;
- систем живильної води котлів;
- паливних систем котлів або двигунів;
- пристроїв для подачі мастила під тиском;
- пристроїв для подачі води під тиском;
- конденсатного насоса та пристроїв, що служать для підтримки вакууму в конденсаторах;
- пристроїв механічної подачі повітря до котлів;
- повітряного компресора та повітряного балона, призначених для пуску або керування;
- гідравлічних, пневматичних або електричних систем управління головними механізмами.

Головні механізми та всі допоміжні механізми, які необхідні для забезпечення руху та безпеки судна, повинні мати таку конструкцію, щоб вони працювали як при положенні судна на рівному кілі, так і при крені на будь-який кут до 15° включно, на той чи інший борт за статичних умов, і крену до 22,5° включно, на той чи інший борт за динамічних умов, при одночасному динамічному диференті 7,5° у ніс або у корму [2].

На кожному новому судні повинні бути два витратних паливних танка для кожного виду палива, що використовуються для головного двигуна та найважливіших систем, або еквівалентні заходи та пристрої, що забезпечують принаймні 8 годин роботи головного двигуна при максимальному експлуатаційному навантаженні та звичайному навантаженні електрогенератора в морі.

Двигуни внутрішнього згоряння з діаметром циліндра 200 мм і більше або об'ємом картера 0,6 м і більше повинні бути забезпечені запобіжними клапанами відповідного типу для запобігання вибуху в картері, що мають достатню площу перерізу випускного отвору. Запобіжні клапани повинні бути розташовані таким чином або забезпечені такими засобами, щоб забезпечити такий напрямок викиду через клапани, щоб це звело б до мінімуму можливість травмування персоналу.

Судна повинні мати достатню потужність заднього ходу, що забезпечує належне керування судном за всіх нормальних умов.

Головний кермовий привід та балер керма повинні [2]::

- мати належну міцність і бути в змозі керувати судном за максимальної експлуатаційної швидкості переднього ходу, що повинно бути доведено практично;

- забезпечувати перекладку керма з 35° одного борту на 35° іншого борту при максимальній експлуатаційній осадці і швидкості переднього ходу судна та за тих же умов з 35° одного борту на 30° іншого борту не більше ніж за 28 с;

- бути сконструйовані так, щоб вони не були пошкоджені за максимальної швидкості заднього ходу, проте немає необхідності перевіряти цю

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		17

конструктивну вимогу за допомогою випробувань при максимальній швидкості заднього ходу та максимальному куті перекладки керма.

Всі зубчасті передачі, а також кожен вал і муфта, що застосовуються для передачі енергії механізмам, необхідним для забезпечення руху та безпеки судна, повинні бути спроектовані та виготовлені так, щоб вони могли витримувати максимальне робоче навантаження, якому вони можуть піддаватися за всіх умов експлуатації, при цьому належна увага повинна приділятися типу двигунів, що служать для їх приводу.

Електричні установки повинні забезпечувати [2]:

– роботу всіх допоміжних електричних пристроїв та систем, необхідних для підтримки нормального експлуатаційного стану судна та нормальних умов проживання на ньому, не вдаючись при цьому до використання аварійного джерела електроенергії;

– роботу електричних пристроїв та систем, необхідних для забезпечення безпеки у різних аварійних станах.

Повинно бути передбачене основне джерело електроенергії, що має потужність, достатню для живлення всіх пристроїв та систем. Це основне джерело електроенергії має складатися щонайменше з двох генераторних агрегатів.

Потужність цих генераторних агрегатів повинна бути такою, щоб при зупинці одного з них було забезпечене живлення пристроїв і систем, необхідних для забезпечення нормальних експлуатаційних умов руху та безпеки судна. Повинен бути забезпечений також мінімум комфортних умов проживання, що включає щонайменше відповідні пристрої та системи для приготування їжі та опалення, забезпечення роботи побутових холодильників та штучної вентиляції, а також постачання води для санітарних потреб та прісної води.

Устрій основного суднового джерела електроенергії має бути таким, щоб робота пристроїв та систем, згаданих вище, могла підтримуватися незалежно від частоти та напрямку обертання головних механізмів чи валопроводу.

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		18

Крім того, генераторні агрегати повинні бути такими, щоб у разі виходу з ладу будь-якого одного генератора або його первинного джерела енергії, генераторні агрегати, що залишилися, могли забезпечити роботу електричних пристроїв і систем, необхідних для пуску головних механізмів при знаходженні судна в неробочому стані. З метою пуску при неробочому стані судна може застосовуватися аварійне джерело електроенергії [2].

На судні повинно бути передбачене автономне аварійне джерело електроенергії. Воно та пов'язане з ним трансформаторне обладнання, якщо воно є, а також перехідне аварійне джерело енергії, аварійний розподільчий щит і щит аварійного освітлення повинні бути розташовані вище верхньої безперервної палуби та бути легко доступними з відкритої палуби. Вони не повинні розміщуватись в ніс від таранної перебірки.

Потужність аварійного джерела електроенергії повинна бути достатньою для живлення всіх пристроїв та систем, необхідних для безпеки в аварійних умовах, з урахуванням можливості одночасної роботи деяких з цих пристроїв і систем.

Аварійним джерелом електроенергії може бути генератор або акумуляторна батарея.

На кожному паровому котлі і кожному утилізаційному парогенераторі повинно бути встановлено не менше двох запобіжних клапанів достатньої пропускної здатності. Враховуючи, однак, продуктивність або будь-які інші характеристики будь-якого парового котла або утилізаційного парогенератора, Адміністрація може дозволити установку тільки одного запобіжного клапана, якщо вона переконана, що при цьому забезпечується належний захист від надлишкового тиску [2].

Кожен котел, що працює на рідкому паливі та призначений для безвахтової експлуатації, повинен бути обладнаний запобіжними пристроями, що відключають подачу палива та подачу аварійно-попереджувальних сигналів у разі зниження рівня води, порушення подачі повітря або зриву факела.

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		19

Кожна парогенераторна установка, яка обслуговує системи, необхідні для забезпечення безпеки судна, або яка може становити небезпеку через порушення подачі підживлювальної води, повинна бути обладнана не менш як двома окремими системами підживлювальної води, включаючи підживлювальні насоси, при цьому допускається одне введення в колектор.

Машинні приміщення категорії А повинні вентилюватися належним чином для того, щоб при роботі в цих приміщеннях механізмів на повну потужність і котлів на повну продуктивність за всіх погодних умов, включаючи штормову погоду, забезпечувати подачу в них повітря в кількості, достатній для забезпечення безпеки та нормальних умов роботи персоналу, а також для забезпечення роботи механізмів. Будь-яке інше машинне приміщення повинно мати належну вентиляцію відповідно до його призначення.

Машинні приміщення категорії А це такі приміщення та шахти в них у яких розташовані [2]:

- двигуни внутрішнього згоряння, які використовуються як головні механізми;
- або двигуни внутрішнього згоряння, що використовуються як неголовні механізми, якщо сумарна потужність таких двигунів становить не менше 375 кВт;
- або будь-який котел, що працює на рідкому паливі, або установка рідкого палива.

Інші вимоги ІМО до СЕУ судна відносяться до викидів у навколишнє середовище.

Забруднення повітря в даний час стало однією з найважливіших світових екологічних проблем. Дослідження морського транспорту підтвердили нагальну необхідність розробки міжнародних правил для обмеження шкідливих викидів з них. На вимогу цього був прийнятий додаток VI до MARPOL.

Поточні положення Додатку VI контролюють та обмежують наступні основні сфери (те що стосується балкерів) [1]:

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		20

- викиди з холодильних установок та протипожежного обладнання (правило 12);
- викиди NO_x від суднових дизельних двигунів (правило 13);
- викиди SO_x із суден (правило 14);
- викиди суднових інсинераторів (правило 16);
- якість суднового палива (правило 18);
- енергоефективність суден (розділ 4).

Правило 13 Додатку VI MARPOL визначає обмеження на викиди оксидів азоту (NO_x) для двигунів, що встановлені на судах. Ці обмеження залежать від номінальної швидкості двигуна та дати закладки кіля судна. Середньозважений викид NO_x від двигуна не повинен перевищувати максимально допустиме значення, як зазначено відповідними кривими на рисунку 1.3 та у таблиці 1.2.

Ці обмеження суттєво вплинули на конструкцію головних двигунів [1], фірми, що їх випускають, змушені були внести конструктивні зміни у двигуни та запропонувати додаткові системи для виконання цих вимог.

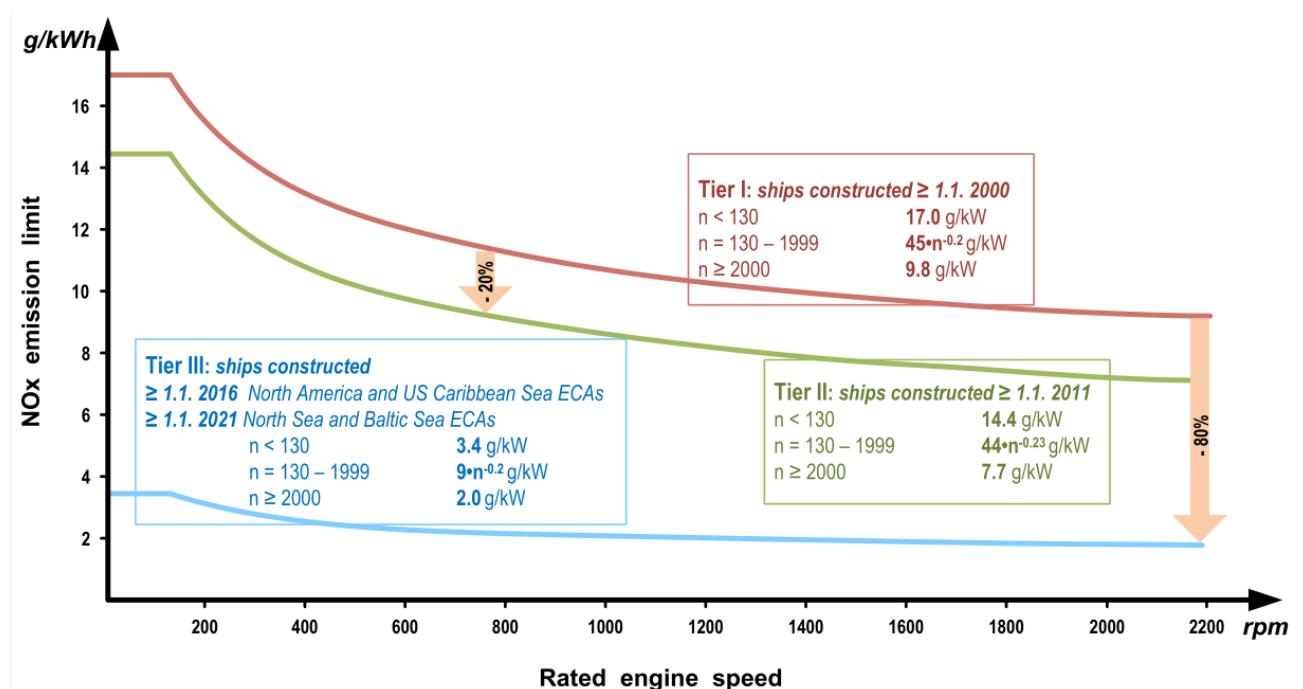


Рисунок 1.3 – Обмеження рівня NO_x , встановлені у Додатку VI MARPOL, правило 13 [1]

Таблиця 1.2 – Граничні значення викидів NO_x у Додатку VI MARPOL [1]

Tier	Дата побудови судна (або пізніше)	Загальне зважене граничне значення викидів NO _x (г/кВт·год), n = номінальна швидкість двигуна/оберти колінчастого вала за хвилину (об/хв.)		
		n < 130	n = 130-1999	n > 2000
I	1 Січень 2000	17,0	$45 \cdot n^{-0,2}$	9,8
II	1 Січень 2011	14,4	$44 \cdot n^{-0,23}$	7,7
III	1 Січень 2016* 1 Січень 2021**	3,4	$9 \cdot n^{-0,2}$	2,0

*судна, що працюють в Північноамериканському або Карибському басейні ЕСА

** судна, що працюють в Балтійському або Північному морі ЕСА

Існуючі та можливі майбутні зон контролю викидів (ЕСА) представлені на рисунку 1.4.

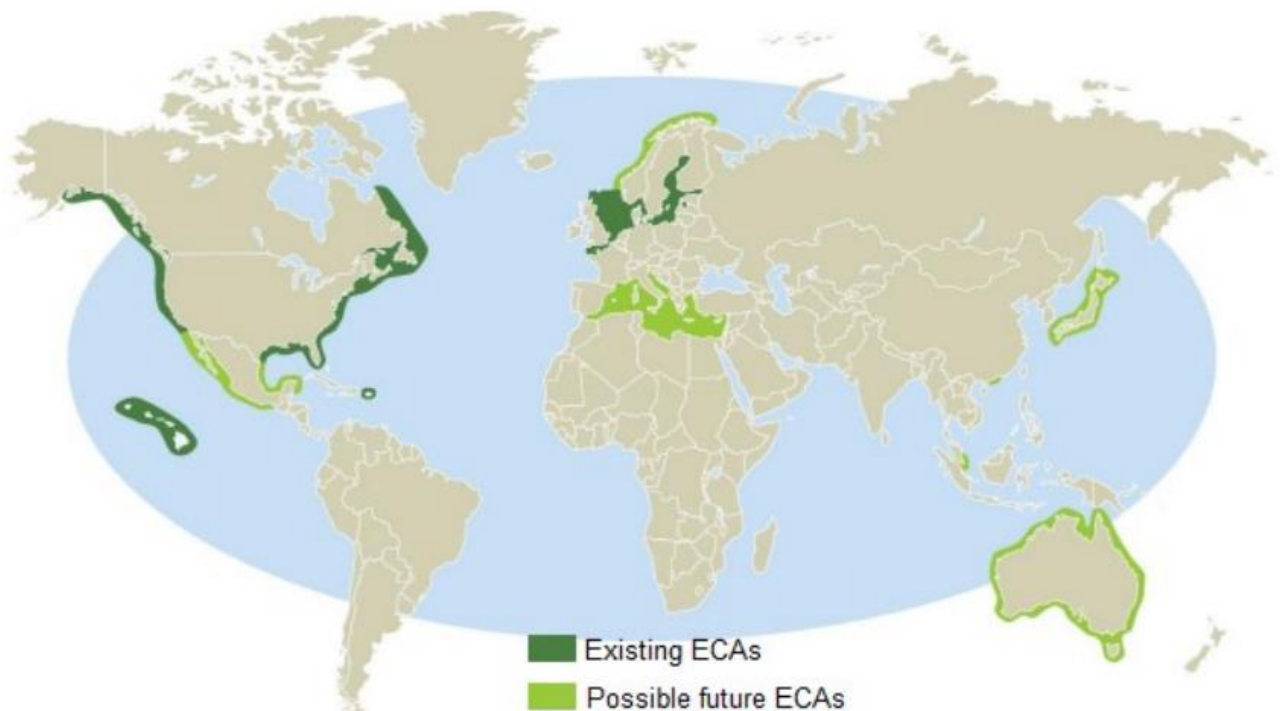


Рисунок 1.4 – Існуючі та можливі майбутні ЕСА [1]

Правило 14 Додатку VI до MARPOL визначає обмеження викидів оксидів сірки SO_x. В ньому такі обмеження спеціально визначені для зон контролю викидів (ЕСА), а також у всьому світі.

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		22

Відповідно до резолюції МЕРС.280(70), яка була прийнята 28 жовтня 2016 року, днем впровадження глобального ліміту сірки 0,50% буде 1 січня 2020 року. Рисунок 1.5 ілюструє прогресивне зниження вмісту сірки в МФО з часом. Також включено дати введення в дію та розрахунковий відсоток скорочення загальних викидів SO_x із суден.

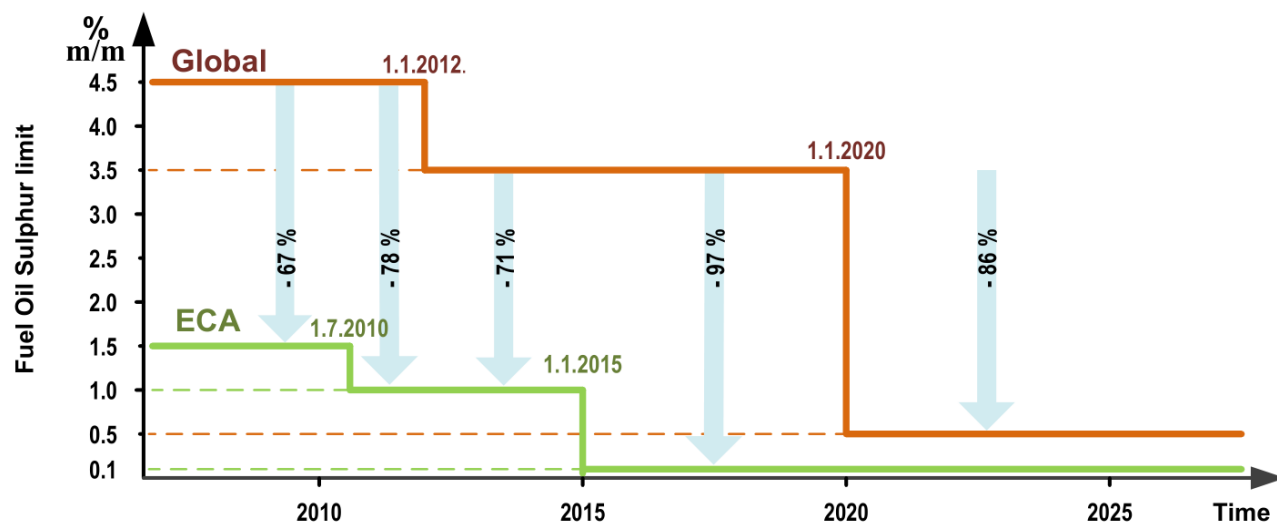


Рисунок 1.5 – Ліміти сірки для МФО, встановлені у Додатку VI MARPOL, правило 14 [1]

Також ІМО застосував стратегію яка передбачає скорочення викидів CO_2 для судноплавства щонайменше на 40% до 2030 року, а потім до 2050 року подальше скорочення до 70% (усе порівняно зі значеннями 2008 року). Нові поправки до Додатку VI MARPOL набувають чинності 1 листопада 2022 року.

Нові заходи вимагатимуть від усіх суден розрахувати свій індекс енергоефективності існуючих суден (ЕЕХІ) і встановити свій щорічний робочий індикатор викиду вуглецю (СІІ) і рейтинг СІІ [1].

Індекс енергоефективності існуючих суден (ЕЕХІ) — це захід, запроваджений ІМО для зменшення викидів парникових газів суден. ЕЕХІ – це міра, пов’язана з технічним проектом судна. Судна повинні отримати схвалення ЕЕХІ один раз у житті, під час першого періодичного огляду не пізніше 2023 року.

Необхідне значення ЕЕХІ визначається типом судна, місткістю судна та принципом руху і є максимально допустимим досягнутим значенням ЕЕХІ.

Досягнутий EEXI повинен бути розрахований для окремого судна, яке підпадає під дію регламенту.

СІІ визначає щорічний коефіцієнт зниження, необхідний для забезпечення безперервного покращення експлуатаційної інтенсивності викидів вуглецю на судні в межах певного рейтингового рівня. Досягнутий фактичний річний оперативний СІІ повинен бути задокументований і перевірений відповідно до необхідного річного операційного СІІ. Це дає змогу визначити робочий рейтинг інтенсивності вуглецю.

Виходячи з СІІ судна, його інтенсивність викидів вуглецю буде оцінюватися як А, В, С, D або Е (де А є найкращим). Рейтинг вказує на значний вищий, незначний вищий, помірний, незначний нижчий або нижчий рівень продуктивності. Рівень продуктивності буде зафіксовано в "Заяві про відповідність", яка буде додатково розроблена в судовому плані управління енергоефективністю (SEEMP) [1].

Судно з рейтингом D протягом трьох послідовних років або Е протягом одного року повинно буде подати план коригувальних дій, щоб показати, як буде досягнуто необхідного індексу С або вище. Адміністраціям, портовим адміністраціям та іншим зацікавленим сторонам, у відповідних випадках, рекомендується надавати стимули для суден, які мають рейтинг А або В.

Очевидно, що судно може працювати на паливі з низьким вмістом вуглецю, щоб отримати вищу оцінку, ніж судно, яке працює на викопному паливі, але судно може багато чого зробити, щоб покращити свій рейтинг, наприклад, за допомогою таких заходів, як [1]:

- очищення корпусу для зменшення опору;
- оптимізація швидкості та маршрутизації;
- встановлення лампочок з низьким енергоспоживанням;
- встановлення допоміжної сонячної/вітрової енергії.

					КР.135.6211м.04.ПЗ.02			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Вибір і обґрунтування основних проектних рішень			
Студент		Шандренко С.В						
Керівник		Коробко В.В..						

Розділ 2. Вибір і обґрунтування основних проектних рішень

2.1. Аналіз параметрів ЕУ базового судна. Специфічні вимоги щодо пропульсивного комплексу балкера

На базовому судні GREEN SAPPHIRE встановлено головний двигун виробництва MITSUI ENGINEERING & SHIPBUILDING CO. який вироблявся за ліцензією фірми MAN B&W, марка двигуна 6S50MC-C Mark7. При частоті обертання колінчастого валу 127 об/хв. потужність цього двигуна становить 9480 кВт. Поперечний переріз цього двигуна наведено на рисунку 2.1, а його характеристики – у таблиці 2.1.

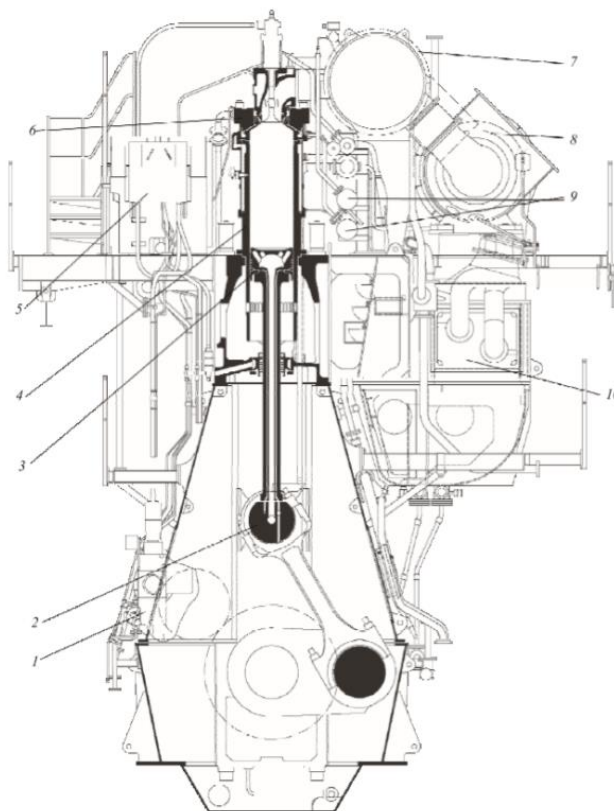


Рис. 2.1 – Doosan 6560MC-C (MK8.1)

1 – привід гідронасосів сервомеханізмів; 2 – крейцкопф; 3 – головка поршня;
4 – втулка циліндра; 5 – сервоприводи ПНВТ; 6, 7 – вихлопні відповідно клапан з імпульсом і колектор; 8 – турбокомпресор; 9 – акумулятор палива та масла; 10 – повітроохолодник.

Двигун рядний шестициліндровий, двотактний, реверсивний, крейцкопфний з прямоточно-клапанною системою газообміну та з вбудованим упорним підшипником. Остів двигуна має традиційну анкерну конструкцію, що поєднує фундаментну раму, станину та блок циліндрів. Його поперечна і

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		22

поздовжня жорсткість забезпечується коробчастою станиною, що складається з поперечних картерних стійок і поздовжніх зв'язків, що з'єднуються зварюванням в одне ціле для всіх циліндрів або їх частини. Фундаментна рама лита виконана з чавуну. На станині розташовані чавунні монолітні блоки циліндрів. Підпоршневі простори, що утворюються в них, відокремлюються від картера діафрагмовою частиною з посадковим місцем для установки сальника поршневого штока. Упорний підшипник вбудовано у відсік приводів, який розташований у кормовій частині двигуна. Масло з двигуна стікає у циркуляційну цистерну через отвори у піддоні фундаментної рами двигуна які розташовані у кормовій частині двигуна.

Таблиця 2.1. Характеристика головного двигуна базового судна

Характеристика	Значення чи пояснення
Фірма-виробник	MITSUI ENGINEERING & SHIPBUILDING CO. за ліцензією MAN B&W
Марка двигуна	6S50MC-C (Mark7)
Ефективна потужність	9480 кВт
Частота обертання вала	127 об/хв.
Кількість двигунів	один
Тип двигуна	дизельний, рядний
Тип процесу	двотактний, безпосереднє впорскування
Діаметр поршня	500 мм
Хід поршня	1910 мм
Послідовність запалювання	1-5-3-4-2-6
Максимальний середній ефективний тиск	18 бар
Максимальний тиск горіння	143 бар
Питома витрата палива з високоефективним турбокомпресором	0,171 кг/(кВт·год) при 100% навантаженні

2.2. Вибір та обґрунтування типу ГД, порівняння з альтернативними варіантами

Для відповідності базового судна новим вимогами ІМО запропоновано модернізувати суднову енергетичну установку з застосуванням нового обладнання.

У якості одного з основних заходів модернізації базового судна запропонована заміна головного двигуна на двигун фірми MAN B&W 6S50ME-C8.5.

Головною особливістю двигуна ME є те, що впорскування палива та фази газорозподілу випускного клапана оптимізуються автоматично в усьому діапазоні потужності. Порівнюючи питоме споживання палива (SFOC) для двигунів ME та MC, на рисунку 2.2 можна побачити, що великою перевагою двигуна ME є менший SFOC при часткових навантаженнях [8].

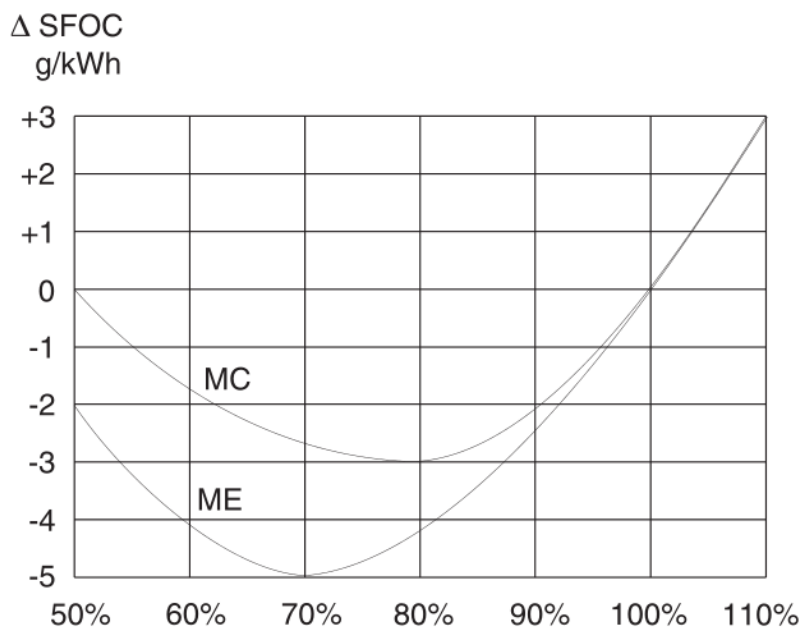


Рисунок 2.2 – Потужність двигуна, % від точки узгодження О [8]

Габаритне креслення двигуна з розміщенням турбокомпресорів на вихлопній стороні представлено на рисунку 2.3, а його габаритні розміри у

таблиці 2.2. Розміри платформи для обслуговування двигуна S50ME-C8 з турбокомпресором на стороні випуску наведено на рисунку 2.4.

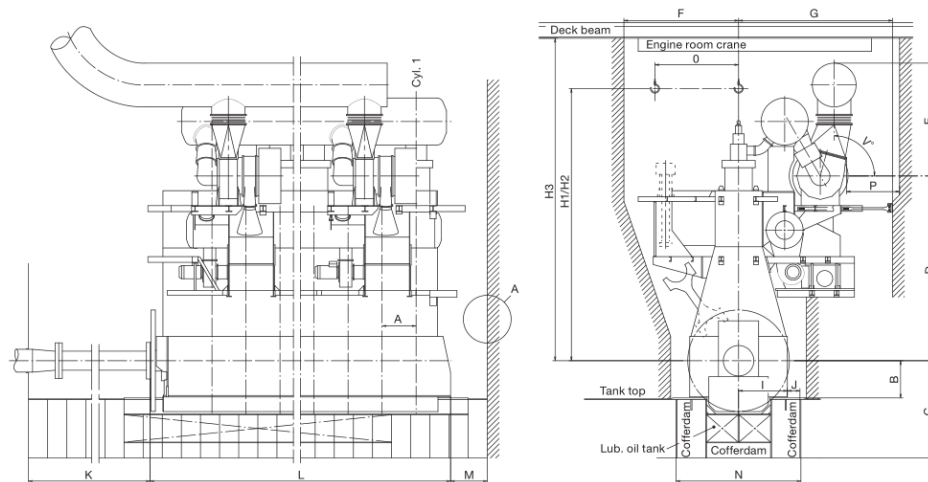


Рисунок 2.3 – Габаритне креслення двигуна MAN B&W 6S50ME-C8.5 з розташуванням турбокомпресорів на вихлопній стороні [8]

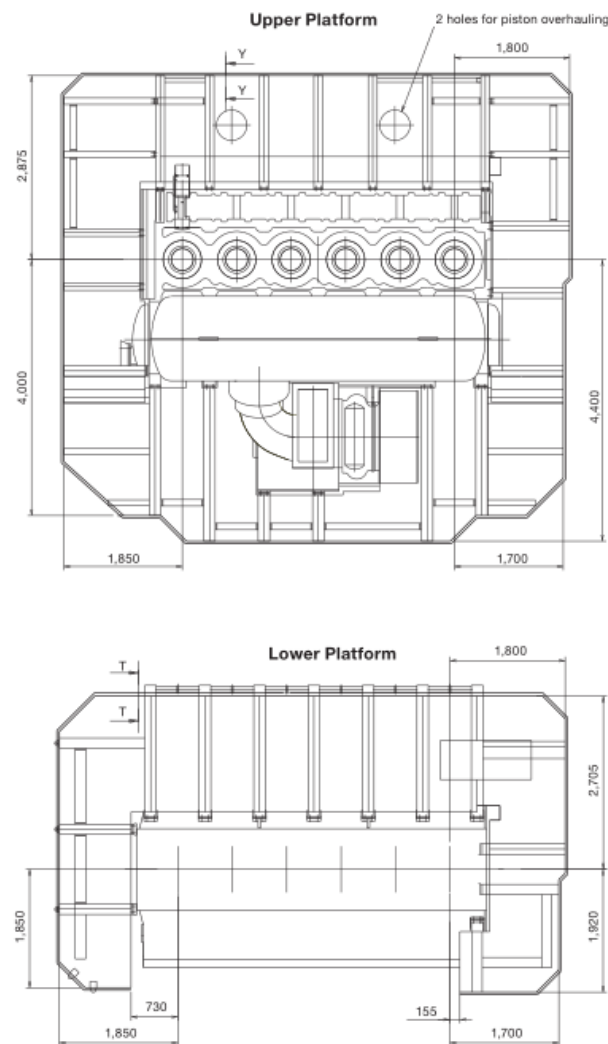


Рисунок 2.4 – Розміри платформи для обслуговування двигуна S50ME-C8 з турбокомпресором на стороні випуску [8]

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		25

Таблиця 2.2 – Габаритні розміри двигуна MAN B&W *S50ME-C8.5 у мм, які наведені на рисунку 2.4 [8]

Кількість циліндрів	5	6	7	8	9
A	850				
B	1135				
C	3158	3198	3278	3308	3388
D з MAN Diesel TCA	5536	5536	5536	5961	5961
E з MAN Diesel TCA	3242	3342	3642	3887	3987
F	3175				
G з MAN Diesel TCA	4310	4310	4310	4580	4580
H1*	9000				
H2*	8475				
H3*	8250				
I	1575				
J	350				
K	Має дорівнювати або перевищувати карданний вал, якщо карданний вал втягується в машинне відділення				
L*	5924	6774	7624	8474	9324
M	≈800				
N	3816				
O	2150				
P	Дивіться креслення «Кран-балка для турбокомпресора»				
V	0°, 15°, 30°, 45°, 60°, 75°, 90°				

Примітка. 1. Розміри наведені для двигунів номінальної шкали R1 без системи підвищення ефективності та з допуском близько ± 10 мм.

2. Приведені розміри є лише орієнтовними, вони застосовуються тільки для оцінки можливості застосування та при розробці проекту повинні бути уточнені у виробника.

3. Висоту, необхідну для демонтажу поршня, як показано на кресленні, можна зменшити за допомогою спеціальних інструментів та / або нахилоного підйому поршня.

Основні характеристики двигуна MAN B&W 6S50ME-C8.5 та його систем наведені у таблиці 2.3. Залежності споживання палива, витрати вихлопних газів, температури вихлопних газів від навантаження двигуна представлені на рисунку 2.5.

Таблиця 2.3 – Загальні характеристики двигуна MAN B&W 6S50ME-C8.5 та його систем [8]

Показник	Значення чи пояснення
Фірма-виробник	MAN B&W
Марка двигуна	6S50ME-C8.5
Тип двигуна	дизельний
Ефективна потужність	9480 кВт
Частота обертання вала	125 об/хв.
Діаметр поршня	500 мм
Хід поршня	2000 мм
Турбокомпресор	1 × MAN TCT40-ML
Охолоджувач повітря	1 × 115 м³/год
Відповідність викидів NO _x двигуна	IMO Tier II
Відповідність викидів NO _x з системою SCR	IMO Tier III
Кількість у СЕУ, тип передавання та тип гвинта	один двигун, пряме передавання на гвинт, гвинт фіксованого кроку
Масляна та паливна системи	
Основний резервуар для зливу лубрикаторного масла	12 м³
Масловідділювач лубрикаторного змащення	2×1066 л/год
Сепаратор мазуту	1350 л/год
HFO-нагрівач	74 кВт
Вихлопний газ та повітряний потік	
Масовий потік відхідних газів	63,7 т/год
Щільність відхідних газів	0,654 кг/м³
Температура відхідних газів	237 °C
Масовий потік очищеного повітря	63 т/год
Запуск повітряної системи	
Кількість пусків	12
Відн. вказана інерція вала (J-tot / J-Eng)	2,00
Інерція двигуна (J-Eng)	155793 кгм²
Повітряний компресор (30 бар)	2×390 м³
Повітряний ресивер (30 бар)	2×4,5 м³
Система охолодження	
Центральний охолоджувач, тепловіддача	7970 кВт
Розширювальний бак для прісної води	1,0 м³
SAC, тепловіддача	3200 кВт
Охолоджувач циліндра, тепловіддача	1300 кВт
Луб. охолоджувач масла, відведення тепла	780 кВт

Продовження таблиці 2.3

Споживання масла		
Система споживання масла на один циліндр на добу		Мінімум 0,63...1,05 г/(кВт×год)
Параметри насосів		
Насоси	Подача	Тиск
Пальне, мазут	4,6 м³/год	6,0 бар
Подача мазуту	2,6 м³/год	4,0 бар
Охолоджуюча вода у сорочку двигуна	70 м³/год	3,0 бар
Масило	200 м³/год	3,8 бар
Центральна прісна вода	315 м³/год	2,5 бар
Морська вода для центрального охолодження	390 м³/год	2,0 бар

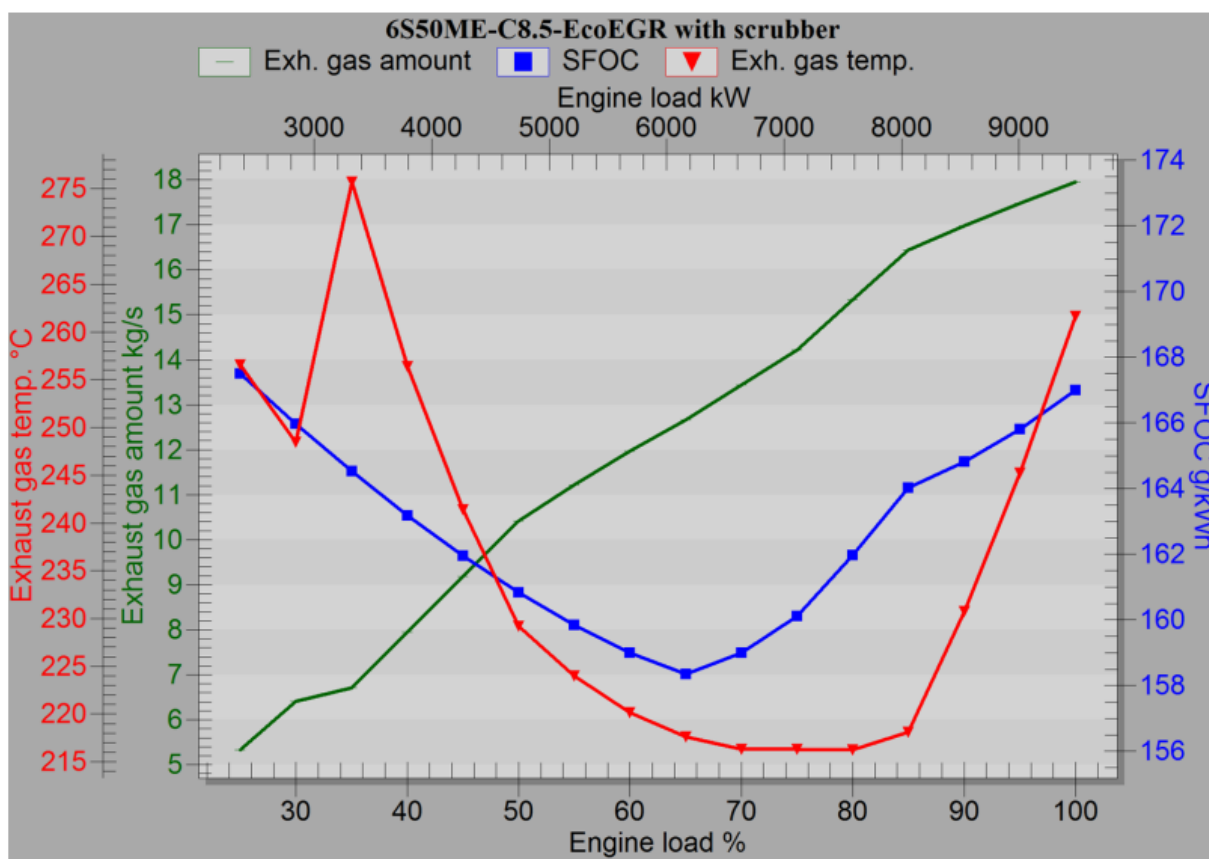


Рисунок 2.5 – Використання палива та витрата вихлопних газів, температура вихлопних газів в залежності від навантаження двигуна (синім кольором – витрата палива, зеленим кольором – витрата вихлопних газів, червоним кольором – температура вихлопних газів) [9]

2.3. Розрахунок елементів суднового валопроводу та вибір елементів суднової передачі

На судні встановлено пряму передачу потужності від головного ДВЗ на гвинт фіксованого кроку. Перевагою такої конструкції є:

- високий ККД, який становить 98...99 %, це частково компенсує зменшення пропульсивного ККД яке відбувається при роботі гвинта поза зоною оптимальної частоти обертання;
- конструктивна простота;
- низька вартість виготовлення;
- висока надійність;
- можливість використовувати малообертові головні двигуни які працюють на дешевих високов'язких сортах палива, мають невелике споживання масла та значно більший ресурс.

Однак така конструкція також має певні недоліки.

Застосована пряма передача не дозволяє пристосовувати режими роботи головного двигуна до мінливих умов плавання. Ці особливості зумовлюють наступні недоліки такої передачі:

- відхилення частоти обертання головного двигуна від оптимальної для гвинта зменшує пропульсивний ККД. Наприклад, на великотоннажних суднах з прямою передачею частота обертання МОД може на 20...30 об/хв. перевищувати оптимальне значення частоти обертання гвинта ($n_{гд} = 105...110 \text{ хв}^{-1}$ при $n_{ворт} = 80...85 \text{ хв}^{-1}$), це знижує пропульсивний ККД на 5...8%;
- малообертові двигуни мають великі габарити та значну вагу, що може бути неприйнятним для деяких типів суден;
- є певні складності з застосуванням приводу допоміжних механізмів від головного двигуна – валогенераторів, насосів та ін.

Потужні малообертові двигуни зазвичай з'єднуються з валопровадами за допомогою жорстких фланцевих муфт. Установка пружних муфт в прямих передачах можлива якщо:

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		29

- необхідно зменшити навантаження на елементи валопроводу та колінчастий вал двигуна, які виникають внаслідок деформації корпусу судна;
- при необхідності частково демпфірувати крутильні коливання;
- головний двигун встановлено на амортизаторах;
- для полегшення центрівці валопроводу і двигуна, оскільки при цьому збільшуються допуски центрування.

Валопровід виконує наступні функції:

- передає крутний момент від головного двигуна до гребного гвинта;
- сприймає упор, створений гребним гвинтом та передає його через головний упорний підшипник до корпусу судна. Встановлений на балкері GREEN SAPPHIRE гребний гвинт виготовлено зі сплаву нікелю, бронзи та алюмінію. Його конструкція оптимізована під частоту обертання 125 об/хв., яка є частотою обертання колінчастого валу головного двигуна. Це дозволяє запроєктувати пряму передачу від головного двигуна на гребний гвинт.

Конструкція валопроводу на балкері GREEN SAPPHIRE складається з: гребного гвинта фіксованого кроку, гребного вала, одного проміжного вала, дейдвудного пристрою, одного опорного підшипника, системи змащування та охолодження, стопорного пристрою. Загальна схема конструкції валопроводу представлена на рисунках 2.6.

Гребний вал на судні безфланцевий, із насадженою на нього фланцевою напівмуфтою. З'єднання гребного вала із гребним гвинтом та з напівмуфтою кіничне, безшпоночне.

Головний упорний підшипник вмонтовано в головний двигун. Для підтримки проміжного вала та носової частини гребного вала передбачений один самоустановлювальний опорний підшипник з водяним охолодженням.

Дейдвудний пристрій зварної конструкції, двохопорний, з кормовими підшипниками на масляній змазці та ущільненнями. Втулка дейдвудного підшипника – чавуна, залита бабітом.

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		30

Валоповоротний пристрій встановлено на головному двигуні.
Передбачено блокування, яке запобігає можливості його запуску при включеному валоповоротному пристрої.

Проміжний вал виготовлений з вуглецевої сталі КМ-23 ($\sigma_b = 440$ МПа),
гребний вал – зі сталі категорії міцності КМ-25 ($\sigma_b = 480$ МПа).

Для розрахунку діаметрів валів початковими даними є:

- розрахункова потужність, що дорівнює специфікаційній потужності ГД
– $P = N_e^c = 9480$ кВт;
- розрахункова частота обертання валів, $n = 125$ хв⁻¹.

Мінімальний допустимий діаметр проміжного валу розраховується за формулою:

$$d_{np} = F * \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 100 \sqrt[3]{\frac{9480}{125}} = 424 \text{ мм}$$

де F – коефіцієнт для дизельної установки с прямою передачею потужності на гвинт, він становить $F = 100$.

Враховуючи категорію льодового підсилення найменший допустимий діаметр проміжного вала буде становити:

$$d_{np}^* = 1,08 * d_{np} = 1,08 * 424 = 458 \text{ мм.}$$

Мінімальний допустимий діаметр гребного вала розраховується за формулою:

$$d_{гр} = 100 * k * \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 100 * 1,22 * \sqrt[3]{\frac{9480}{125}} = 517 \text{ мм,}$$

де $k = 1,22$ – коефіцієнт для без шпонкового з'єднання гребного гвинта.

Враховуючи категорію льодового підсилення найменший допустимий діаметр гребного вала буде становити:

$$d_{гр}^* = 1,15 d_{гр} = 1,15 * 517 = 595 \text{ мм.}$$

За результатами розрахунків приймаємо наступні значення діаметрів валів:

– гребного валу – 595 мм;

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		31

– проміжного валу – 458 мм.



Рисунок 2.6 – Схема суднового валопроводу

2.2.3 Змащення й охолодження дейдвудного пристрою

У дейдвудних пристроях з металевими підшипниками й ущільненнями радіального чи торцевого типу використовується масляна система змащення й охолодження з природною циркуляцією; разом із цим здійснюється періодичне прокачування масла насосом. Є цистерна підпору масла, яка встановлена вище ВВЛ на 1,5...3,0 м, щоб запобігти попаданню заборотної води до дейдвудного пристрою під час експлуатації. Судно має осадку у вантажі більше 10 м, може бути встановлено дві напірні цистерни, які використовуються окремо при плаванні в повному вантажі та в чистому баласті, з розташуванням їх на 1,5...3,0 м вище відповідних ватерліній. Для дейдвудних підшипників, які працюють на масляному змащенні і не мають примусового охолодження масла, ахтерпик постійно заповнено водою не менше 1 м над верхньою кромкою дейдвудної труби.

Носовий сальник дейдвудного пристрою має автономну систему змащення з природною циркуляцією або з циркуляцією масла від обертання вала. Напірна цистерна встановлюється над сальником на висоті 1,5...2,0 м від осі валопроводу. Кормовий сальник дейдвудного ущільнення радіального типу (рис.2.7) змащується маслом, залитим при спорудженні або докуванні

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		32

в порожнину між манжетами. Охолодження відбувається природним тепловідводом у навколишню забортну воду.

Кормові сальники бувають з пристроєм для збору просочення в корпус судна і без нього. У корпусі кормового сальника виконані свердління, по яких просочення масла з дейдвудної труби через носові ущільнювальні манжети надходить до цистерни, розташованої в корпусі судна. Забортна вода, яка просочилася між манжетами в ту ж порожнину, також зливається в корпусну цистерну. Іноді просочення води та масла відбуваються одночасно, при цьому здійснюється збір водомасляної емульсії. Є цистерна для своєчасного відстеження просочень через манжети кормового сальника і збору дренажу.

Найнебезпечнішим місцем, у якому вал може одержувати тріщини внаслідок корозійної втоми, є ділянка вала між носовим торцем маточини гвинта та розташованим проти неї торцем сорочки. На ізоляцію цієї ділянки від морської води необхідно звертати особливу увагу.

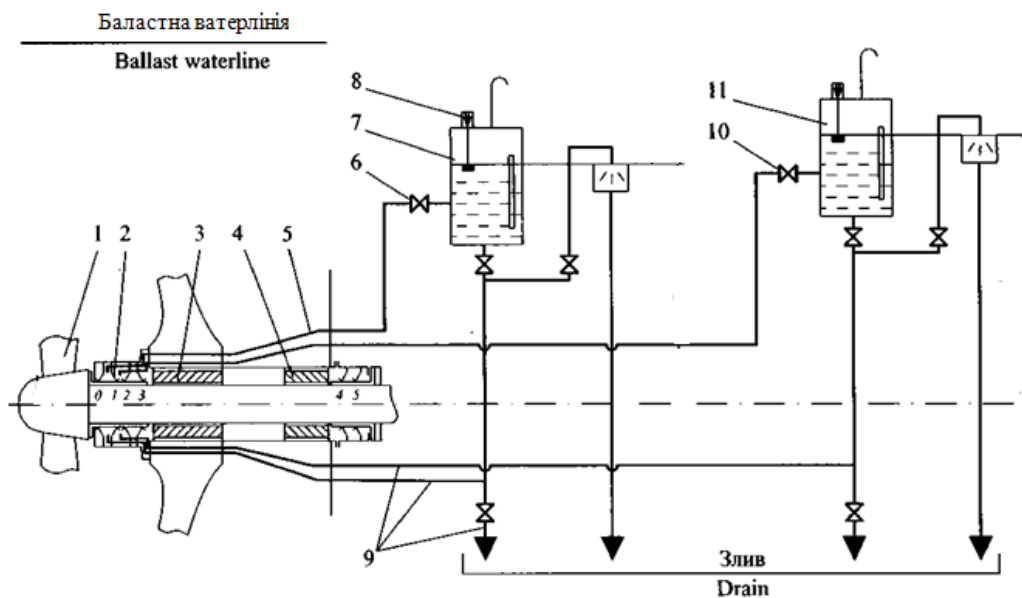


Рис.2.7. Системи змащення і збору просочень кормового сальника ущільнення
 1- гребний гвинт; 2 - манжети (0,1,...,5); 3 - кормовий дейдвудний підшипник;
 4 - носовий дейдвудний підшипник; 5 - напірний масляний трубопровід;
 6 - запірний клапан; 7 - масляна напірна цистерна; 8 - сигналізатор верхнього рівня; 9 - зливний масляний трубопровід; 10 - напірний масляний трубопровід великого тиску; 11 - напірна цистерна масляної системи великого тиску

					КР.135.6211м.04.ПЗ.03			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент	Шандренко С.В				Розробка теплової схеми СЕУ. Проектування енергетичних комплексів	Літ.	Аркуш	Аркушів
Керівник	Коробко В.В.							

Розділ 3. Розробка теплової схеми СЕУ. Проектування енергетичних комплексів

3.1. Розробка та розрахунок теплової схеми та схеми утилізації скидної теплоти

Теплова схема представляє собою умовну спрощену модель суднової енергетичної установки, на якій представлені основні взаємозв'язки між основними її елементами, що забезпечують функціонування СЕУ та судна в цілому. Теплова схема може бути принциповою або розгорнутою, в залежності від її призначення у документації. Теплова схема модернізованої СЕУ балкера GREEN SAPPHIRE наведена на рисунку 3.1.

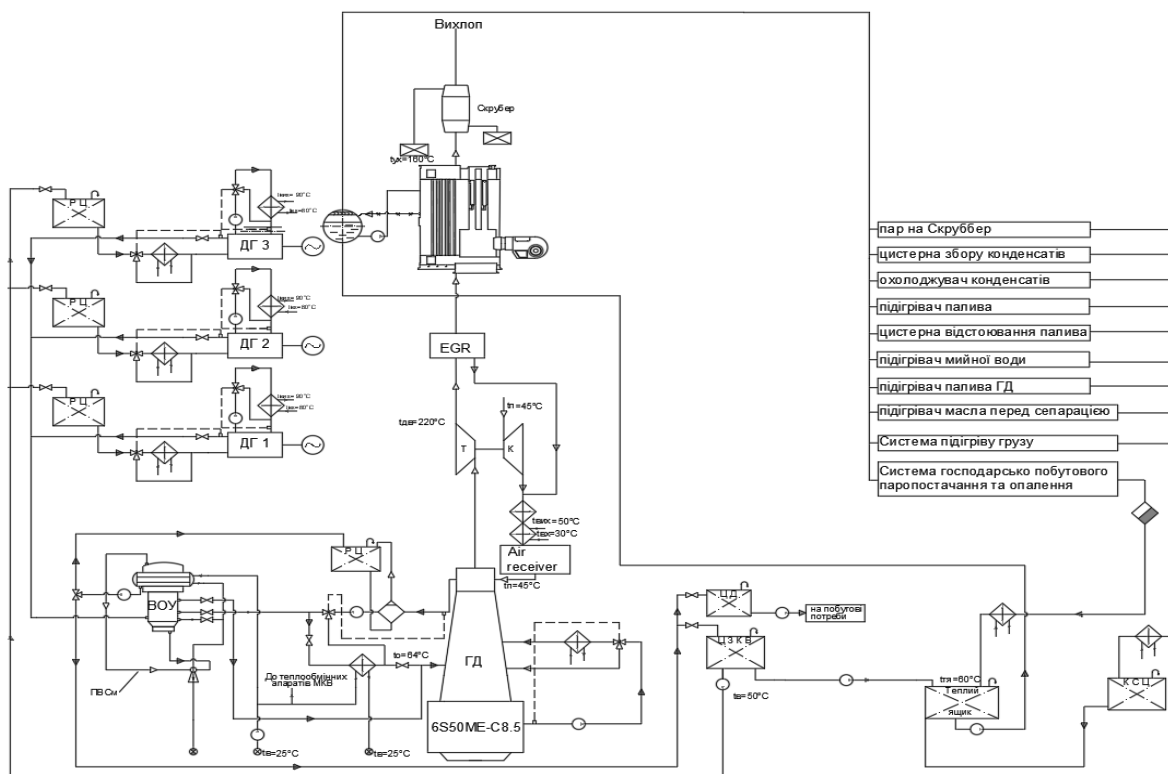


Рисунок 3.1 – Теплова схема модернізованої СЕУ балкера GREEN SAPPHIRE

До складу суднової енергетичної установки входить значна кількість обладнання, механізмів, елементів, цистерн тощо, які функціонально пов'язані між собою. Це теплові двигуни, дизель-генератори, допоміжні та утилізаційні котли, насоси, компресори, теплообмінні апарати, опріснювачі, електродвигуни,

редуктори, трубопроводи, арматура, прилади для управління і сигналізації та інше.

В модернізованій енергетичній установці балкера GREEN SAPPHIRE в якості головного двигуна застосовано малообертовий дизель марки MAN B&W 6S50ME-C8.5. Для забезпечення вимог IMO та МАРПОЛ на модернізованому балкері GREEN SAPPHIRE встановлюється система рециркуляції вихлопних газів та скруббер.

Суднова електростанція комплектується трьома дизель-генераторами для забезпечення виробництва необхідної кількості електроенергії на усіх режимах роботи судна та одним аварійним дизель-генератором.

Для задоволення потреб суднових споживачів у водяний парі на судні застосована допоміжна парогенеруюча установка. На модернізованому балкері GREEN SAPPHIRE застосовано один комбінований котел який може працювати, як у режимі допоміжного котла, так і як утилізаційний, відбирая теплову енергію від відхідних газів ДВЗ.

До складу СЕУ балкера GREEN SAPPHIRE включено опріснювальні установки які здійснюють опріснення води з використанням забортної.

Функціонування обладнання СЕУ і та взаємозв'язок між ними забезпечують різні системи. Основними системами СЕУ на даному судні є: паливні системи двигунів, масляні системи двигунів, системи охолодження двигунів, пускова система стисненого повітря, системи подачі повітря для спалювання палива, парова і конденсатна система.

Сумісну роботу СЕУ та її систем забезпечує система автоматичного управління та регулювання. Загальне управління СЕУ здійснюється вахтовим механіком з ЦПУ яке розташоване у машинному відділенні. Також управління СЕУ можна здійснювати з ходової рубки.

Усі структурні елементи СЕУ об'єднані в єдиний комплекс, який нерозривно пов'язаний з корпусом судна.

Для головного двигуна модернізованого балкера GREEN SAPPHIRE розраховані потоки енергії при виконанні вимог Tier II та Tier III. Результати

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

розрахунку представлені у таблицях 3.1 та 3.2 відповідно, а зміни теплових викидів з головного двигуна, в залежності від навантаження, при виконанні вимог Tier II та Tier III – на рисунках 3.2 та 3.3 відповідно.

Таблиця 3.1 – Потоки енергії головного двигуна при виконанні вимог Tier II

Потужність		Q_{Σ}	$Q_{ух.г}$	$Q_{н.п.}$	Q_{EGR}	$Q_{пр.в.}$	$Q_{м}$
%	кВт	кВт	кВт	кВт	кВт	кВт	кВт
100	9480	19230	3920	3200	1300	1140	680
95	9006	18140	3700	3030	1240	1100	650
90	8532	17080	3490	2860	1190	1060	630
85	8058	16060	3280	2690	1130	1020	600
80	7584	15070	3080	2340	1140	970	570
75	7110	14090	2881	2010	1130	930	550
70	6636	13150	2690	1780	1010	890	520
65	6162	12240	2500	1570	910	850	500
60	5688	11340	2320	1400	820	800	480
55	5214	10440	2130	1220	730	760	450
50	4740	9550	1950	1050	650	720	430
45	4266	8730	1790	800	650	680	400
40	3792	7710	1580	590	640	630	380
35	3318	6780	1390	400	600	590	360
30	2844	5850	1200	320	640	550	330

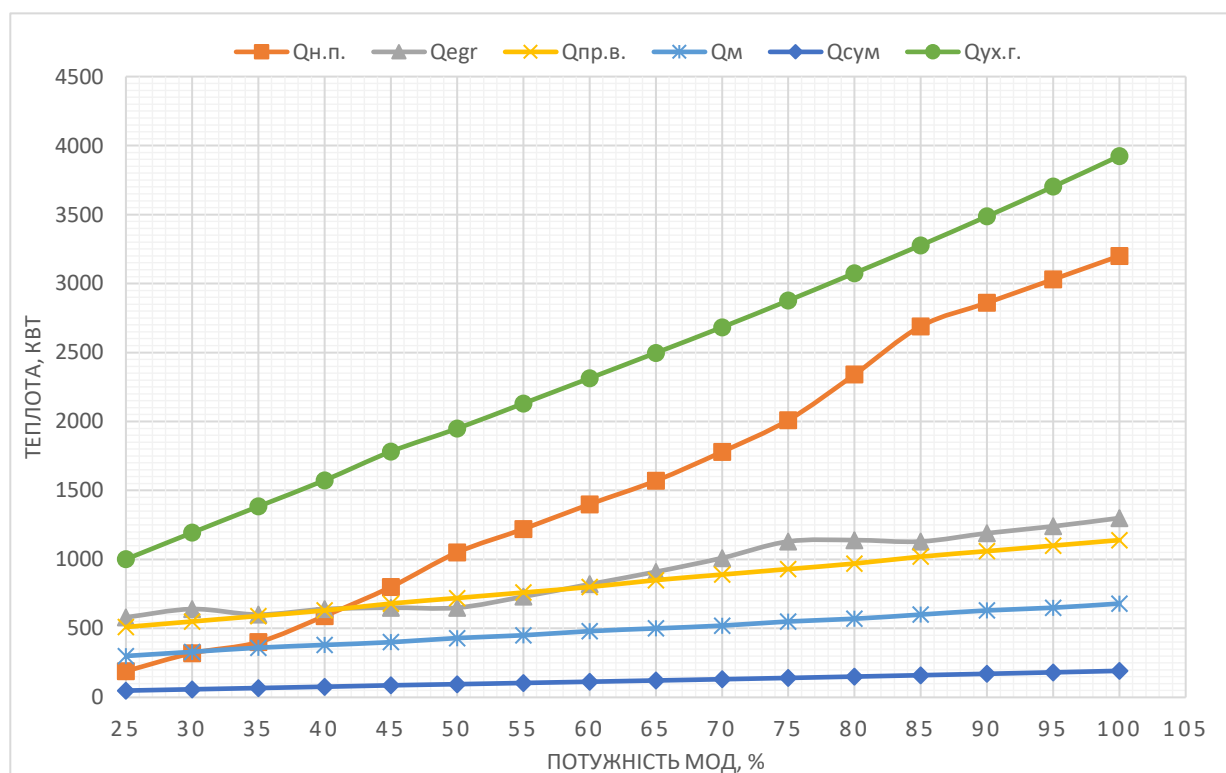


Рисунок 3.2 – Теплові потоки з головного двигуна в залежності від навантаження при виконанні вимог Tier II

Таблиця 3.2 – Потоки енергії головного двигуна при виконанні вимог Tier III

Потужність		Q_{Σ}	$Q_{ух.г}$	$Q_{н.п.}$	Q_{EGR}	$Q_{пр.в.}$	Q_M
%	кВт	кВт	кВт	кВт	кВт	кВт	кВт
100	9480	19430	3970	2530	3190	1170	700
95	9006	18330	3750	2290	3030	1130	670
90	8532	17270	3530	2060	2870	1080	640
85	8058	16230	3320	1850	2720	1040	610
80	7584	15220	3110	1610	2700	1000	590
75	7110	14250	2910	1390	2650	950	560
70	6636	13290	2720	1220	2470	910	540
65	6162	12360	2530	1070	2300	870	510
60	5688	11460	2340	920	2130	820	490
55	5214	10550	2160	770	1950	780	460
50	4740	9610	1970	630	1760	840	440
45	4266	8730	1780	490	1590	690	410
40	3792	7790	1590	350	1420	650	390
35	3318	6860	1400	230	1420	610	360
30	2844	5910	1210	150	1240	560	340

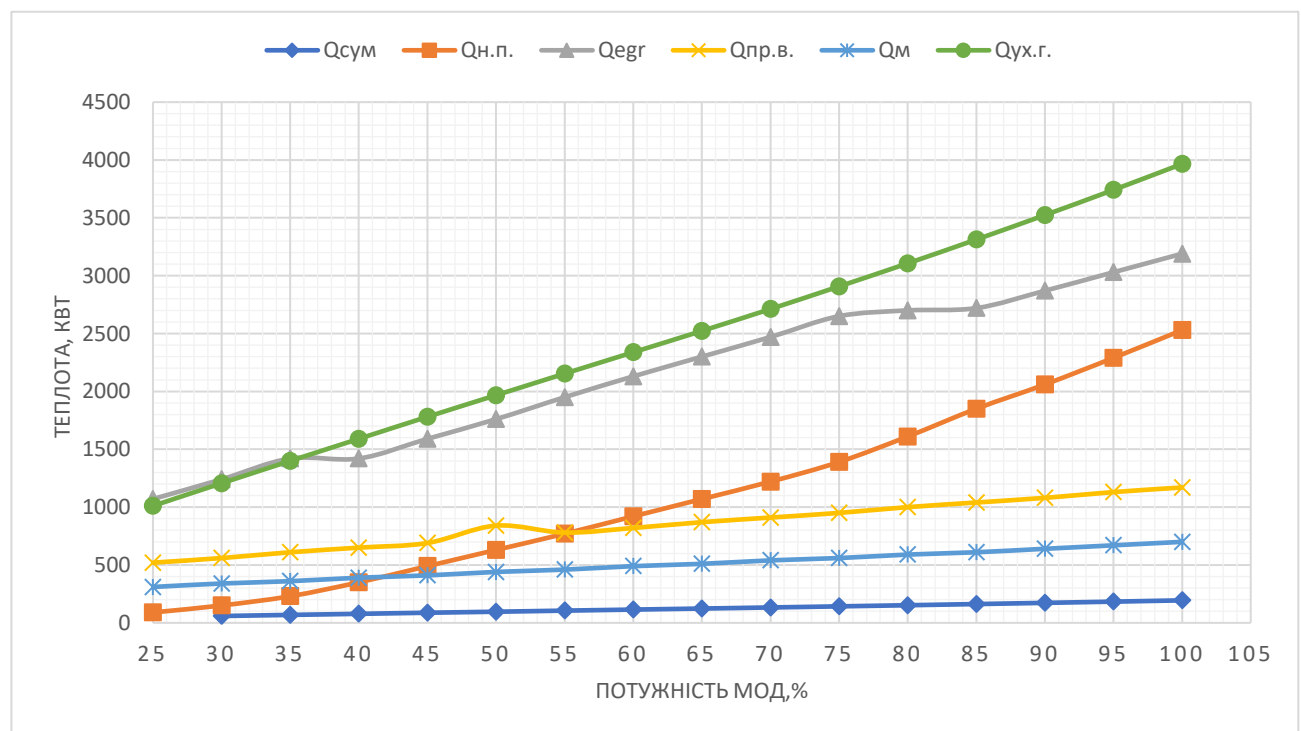


Рисунок 3.3 – Теплові потоки з головного двигуна в залежності від навантаження при виконанні вимог Tier III

3.2. Вибір обладнання суднової електростанції

Основним джерелом електричної енергії на балкера GREEN SAPPHIRE є суднова електростанція до складу якої входять чотири дизель-генератора. На ходовому режимі потреби балкера GREEN SAPPHIRE в електричній енергії забезпечує один дизель-генератор. На стоянковому режимі балкера GREEN SAPPHIRE, при виконання їм вантажних операцій, використовується три дизель-генератора.

Для задоволення потреб балкера GREEN SAPPHIRE в електричній енергії в якості дизель-генераторів обираємо дизель-генератори з електричною потужністю 740 кВт марки 6EY22LW, які виробляються фірмою Yanmar Co. Основні характеристики дизель-генераторів даної марки наведені у таблиці 3.3, а загальний вигляд на рисунку 3.4.

Сумарна потужність нової комплектації суднової електростанції на 160 кВт вище, що необхідно внаслідок застосування нових систем очищення відхідних газів двигуна.

Встановлені дизель-генератори фірми YANMAR відповідають вимогам обмежень щодо викидів NO_x, встановлених IMO Tier II.

Контроль за роботою дизель-генераторів, їх автоматичний запуск і розподілення виробленої електроенергії здійснюється за допомогою головного розподільчого щита (ГРЩ), який оснащено приладами автоматизації електростанції та системою керування.

У якості аварійного джерела електричної енергії застосовуємо один дизель-генератор електричною потужністю 360 кВт марки 6N165L, який також виробляє фірма Yanmar Co. Його розташовуємо у окремому приміщенні згідно з нормативними вимогами. Щит керування аварійного генератора розташовано у безпосередньо у приміщенні аварійного дизель генератора.

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		37



Рисунок 3.4 – Дизель-генератор 6EY22LW фірми Yanmar Co

Таблиця 3.3 – Технічні характеристики дизель-генераторів суднової електростанції

Марка	6EY22LW фірми Yanmar Co
Кількість циліндрів	$i = 6$
Електрична потужність	740 кВт
Питома витрата палива	185 г / (кВт × год)
Діаметр циліндру	220 мм
Хід поршня	320 мм
Швидкість	720/750 об / хв.
Середній ефективний тиск	24 бар
Швидкість поршня	10,7 м / с
Маса	18500 кг

Основні характеристики цього аварійного дизель-генератора наведені у таблиці 3.4, а загальний вигляд – на рисунку 3.5.

Запуск аварійного дизель-генератора та приймання навантаження здійснюється автоматично, після втрати електроживлення від основного джерела електроенергії.



Рисунок 3.5 – Дизель-генератор 6N165L фірми Yanmar Co

Таблиця 3.4 – Технічні характеристики аварійного дизель-генератора

Марка	6N165L фірми Yanmar Co
Кількість циліндрів	$i = 6$
Електрична потужність	360 кВт
Питома витрата палива	185 г / (кВт × год)
Діаметр циліндру	165 мм
Хід поршня	232 мм
Швидкість	1000 об / хв
Середній ефективний тиск	24 бар
Швидкість поршня	10,7 м / с
Маса	7160 кг

3.3. Вибір іншого комплектуючого обладнання СЕУ

Для задоволення потреб балкера GREEN SAPPHIRE у насиченій парі комплектуємо допоміжну парогенеруючу установку. У її склад включаємо один комбінований котел який може працювати, як у режимі допоміжного котла (на цьому режимі в ньому спалюється паливо), так і як утилізаційний (на цьому режимі він відбирає теплову енергію від скидних газів ДВЗ які спрямовуються крізь його теплообмінну поверхню).

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		39

Для застосування обираємо котел ГК фірми Miura CO. Ltd. Його загальний вид приведено на рисунку 3.6, внутрішня конструкція – на рисунку 3.7. Основні характеристики допоміжного котла представлені у таблиці 3.5.



Рисунок 3.6 – Комбінований котел ГК фірми Miura CO. Ltd

Застосування даного котла має наступні переваги:

- достатньо високий ККД котла, при спалюванні палива, більш ніж 80 %;
- компактні розміри та низька маса котла;
- застосована конструкція труб забезпечує тривалий термін служби;
- значний паровий простір забезпечує зменшення впливу навантаження;
- широка камера для потоку газів;
- вихід газу з боку пальника спрямовано убік, що покращує можливості технічного обслуговування, а також, у разі несправності котла його роботу можна заглушити, а трубки легко замінити.

Таблиця 3.5 – Технічні характеристики комбінованого котла ГК фірми Miura CO. Ltd

Кількість на судні	один
Пара, що вироблюється	насичена
Тиск пари	0,6 - 1,6 МПа
Температура живленої води	58° С
Паропроодуктивність при спалюванні палива	500~1500 кг/год
Паропроодуктивність при утилізації теплоти відхідних газів ДВЗ	400~1400 кг/год

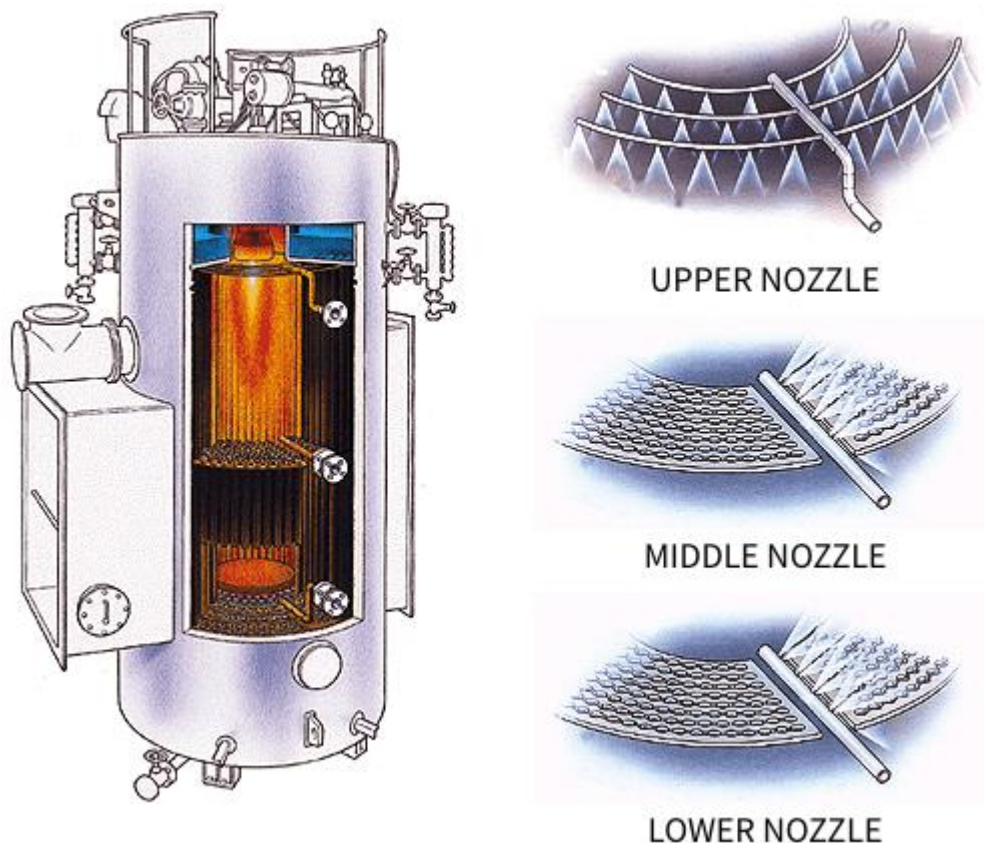


Рисунок 3.7 – Внутрішня конструкція комбінованого котла GK фірми Miura CO. Ltd

Для опріснення води з використанням забортної у складі СЕУ застосовуємо опріснювальну установку фірми. За необхідними параметрами обираємо Wärtsilä SSD 2-4.

Це опріснювальна установка одноразового знесолення, яка, для зменшення солевмісту і видалення інших домішок з морської води та перетворення її у питну, використовує процес вакуумної дистиляції. Завдяки малої витрати морської води опріснювальна установка Wärtsilä SSD 2-4 споживає меншу кількість електроенергії у порівнянні з іншими установками аналогічної продуктивності.

Оскільки в основу роботи опріснювальної установки покладено процес вакуумної дистиляції, це дозволяє для випаровування морської води використовувати скидне низькотемпературне тепло з системи охолодження головного дизельного двигуна або з інших джерел теплової енергії. Схема підключення опріснювальної установки до системи охолодження головного двигуна представлена на рисунку 3.8.

Залежність продуктивності опріснювальної установки Wärtsilä SSD 2-4 від температури води, яка використовуються для нагрівання морської води, представлена на рисунку 3.9, загальний вигляд опріснювальної установки Wärtsilä SSD 2-4 – на рисунку 3.10, а основні технічні характеристики – у таблиці 3.6.

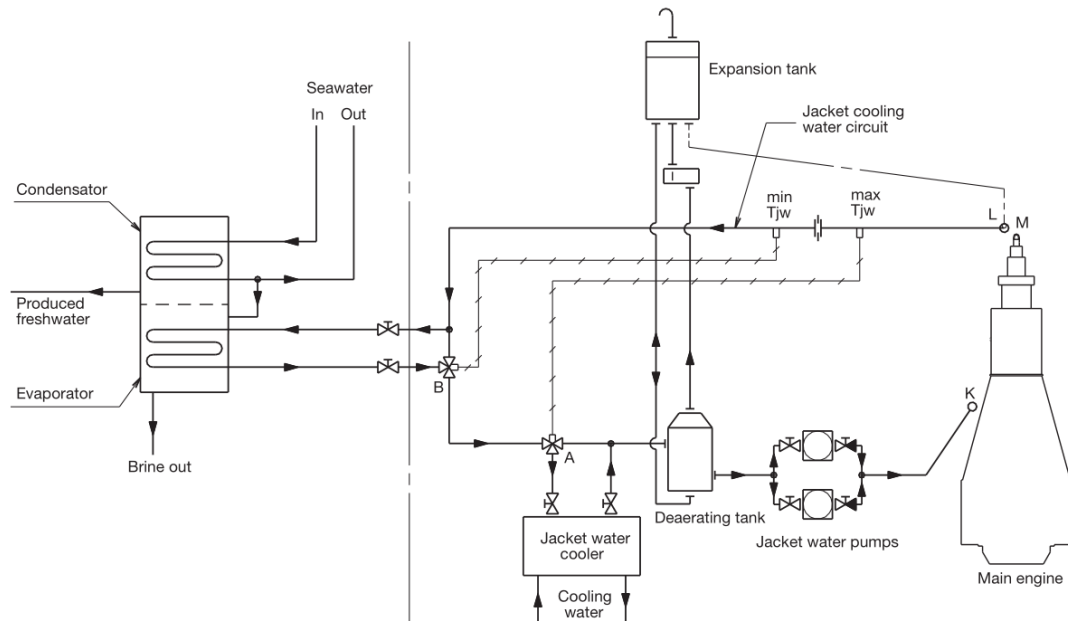


Рисунок 3.8 – Схема підключення опріснювальної установки до системи охолодження головного двигуна

Таблиця 3.6 – Технічні характеристики опріснювальної установки Wärtsilä SSD 2-4

Кількість на судні	одна
Тип установки	Одноступенева
Продуктивність	15...35 т/добу
Температура живильної води	70...90 °C
Питоме споживання теплової енергії	740 кВт×год/т
Питоме споживання електроенергії	8,5 кВт×год/т
Габаритні розміри	1260 × 960 × 1680 мм
Маса	750 кг

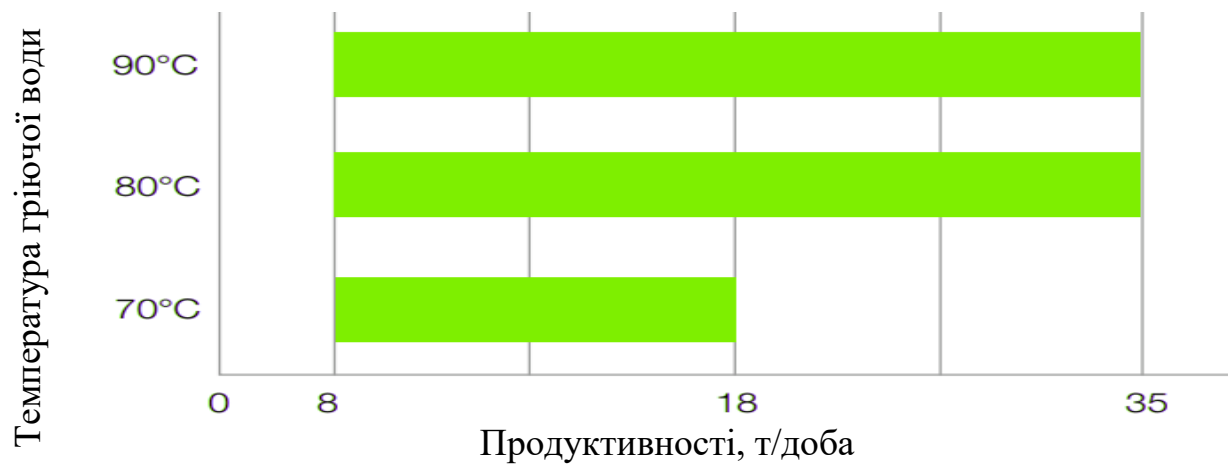


Рисунок 3.9 – Залежність продуктивності опріснювальної установки Wärtsilä SSD 2-4 від температури води яка використовуються для нагрівання морської води



Рисунок 3.10 – Загальний вигляд опріснювальної установки Wärtsilä SSD 2-4

Розділ 4. Визначення основних параметрів систем СЕУ

4.1. Розробка принципової схеми паливної системи

Застосування на балкері нового головного двигуна MAN B&W 6S50ME-C8.5 потребує модернізації паливної системи яка буде дозволяти використовувати як дизельне пальне, так і важкі види палива LSHFO або ULSHFO. Загальна схема паливної системи наведена на рисунку 4.1.

З витратних паливних баків (дизельного або важкого палива) паливо надходить до насосів з електроприводом які у трубопроводах низького тиску системи циркуляції палива та перед циркуляційними насосами підтримують його тиск приблизно 0,4 МПа. Такий тиск у системі дозволяє запобігти випаровуванню палива у вентиляційній камері та у трубопроводах при температурах до яких паливо попередньо підігріто [8].

Вентиляційна камера обладнана автоматичним деаераційним клапаном, який випускає з камери усі гази, що можуть туди потрапити або утворюються при нагріванні палива, але запобігає пропуску палива. Цей деаераційний клапан з'єднано з витратним паливним баком газопроводом, по якому гази з вентиляційної камери надходять до паливного баку.

Для забезпечення постійного заповнення трубопроводів низького тиску системи циркуляції палива, подавання насоса до трубопроводів низького тиску вище, ніж кількість палива, що споживає дизельний двигун. Надлишки важкого палива надходять з трубопроводів низького тиску до витратного паливного баку через вентиляційну камеру.

З трубопроводів низького тиску паливної системи циркуляційними насосами з електричним приводом важке паливо спрямовується через підігрівач і повнострумовий фільтр до двигуна. Повнострумовий фільтр безпосередньо розташовано перед входом у двигун [8].

Упорскування палива здійснюється електронно-керованим підсилювачем тиску, який розташований на блоці гідравлічних циліндрів, по одному на кожний циліндр. Цей блок також містить повідню для електронної активації випускного клапана.

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		43

Блоки керування циліндрами системи управління двигуном розраховують час упорскування палива та спрацьовування випускного клапана.

Для підтримання постійного тиску палива перед паливними насосами високого тиску, без залежності від навантаження двигуна, у системі подачі важкого палива на двигуні встановлено пружний переливний клапан, який надлишки палива спрямовує до витратної паливної цистерни.

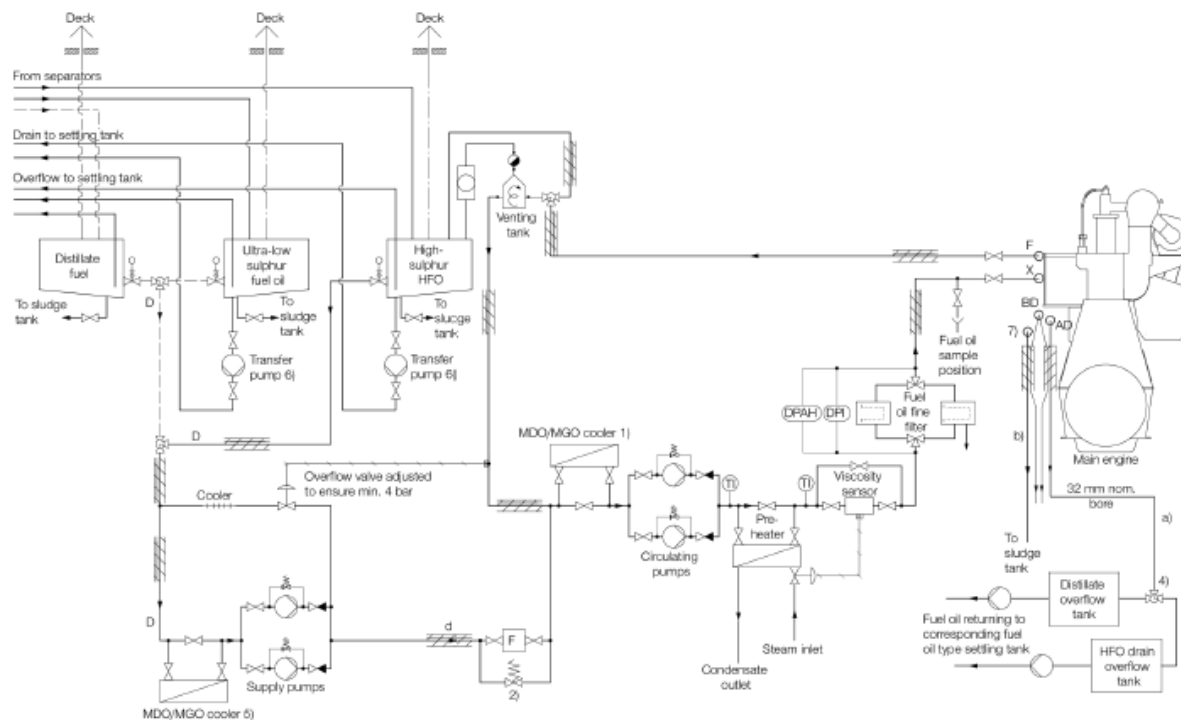


Рисунок 4.1 – Паливна система двигуна MAN B&W 6S50ME-C8.5 [8]

При зупинці двигуна, циркуляційний насос буде продовжувати перекачувати нагріте важке паливо через мазутну систему на двигуні. Таким чином паливні насоси зберігаються нагрітими, а паливні клапани і трубопроводи деаерованими. Ця автоматична циркуляція попередньо нагрітого палива під час зупинки двигуна є обов'язковою.

Якщо ця вимога не буде виконуватися, то може виникнути ризик того, що дизельне паливо і важкі види палива утворять несумісні суміші при заміні палива або, при експлуатації судна в районах з обмеженнями на вміст сірки в паливі, внаслідок ці обмеження бути перевищені.

Якщо знадобитися перехід на дизельне паливо, то це може бути зроблено у будь-який час, навіть коли двигун не працює. Необхідність у такому переході

може виникнути, якщо судно буде перебувати в бездіяльності протягом тривалого періоду часу з холодним двигуном.

Зовнішній перепускний клапан палива, який встановлено на вентиляційній камері, повинен бути відрегульований на тиск до 0,4 МПа. Перепускні клапани, що встановлені на насосах, що підтримують тиск у трубопроводах низького тиску, повинні бути відрегульовані на тиск до 0,5 МПа. Труби які з'єднують резервуари палива і насоси, що підтримують тиск у трубопроводах низького тиску, повинні мати як мінімум на 50 % більшу прохідну площу, ніж труби між цими насосами і циркуляційними насосами.

В залежності від прокладання трубопроводу палива може знадобиться встановлення компенсатора безпосередньо перед двигуном, якщо конструкція трубопроводу не забезпечує самокомпенсацію.

4.2. Система очищення палива

4.2.1. Вибір комплектуючого обладнання

У системі очищення палива передбачено використання сепараторів фірми Alfa Laval S 938 для обробки важкого палива з технологією Alcar. Загальний вигляд сепаратору представлено на рисунку 4.4, технічні характеристики – таблиці 4.1 [3].

У розробленому компанії рішенні Alcar межа щільності палив для сепараторів була збільшена до 1010 кг/м³, а межа в'язкості була встановлена на рівні 700 сСт.

Таблиця 4.1 – Технічні характеристики сепаратора Alfa Laval S 938

Сертифікована витрата палива, л/год для HFO 380 сСт/50 °C	3400
Діапазон температур подавання палива	0...100 °C
Необхідний тиск подавання палива	0...200 кПа
Габаритні розміри	1750 × 850 × 1195 мм
Маса сепаратору	585 кг
Рекомендований тиск води	Мінімум 2 бар, максимум 8 бар

Барабан усередині сепаратора обертається дуже швидко, використовуючи для очищення палива відцентрову силу.



Рисунок 4.2 – Сепаратор Alfa Laval S 938

При використанні звичайних технологій для очищення палива у барабан поміщається гравітаційний диск, що служить кордоном між паливом і водою. Коли барабан обертається, сепаратор безперервно скидає воду. Гравітаційний диск повинен відповідати щільності та в'язкості палива, але більш важкі види палива становлять певну проблему і звичайні сепаратори обмежені щільністю палива до 991 кг/м^3 при 15°C [3].

При використанні технології Alcar у гравітаційному диску більше немає необхідності, а сепаратор здатний обробляти більш щільні види палива (до 1010 кг/м^3 при 15°C) з більшим ступенем в'язкості. Диски призначені для роботи з більшим діапазоном видів палива без додаткового регулювання. При роботі сепаратори цього типу використовуються як освітлювачі, але при необхідності автоматично контролюють вміст води та зливають її через випускний клапан. Сепаратори на основі технології Alcar також більш енергоефективні, ніж звичайні розробки [3].

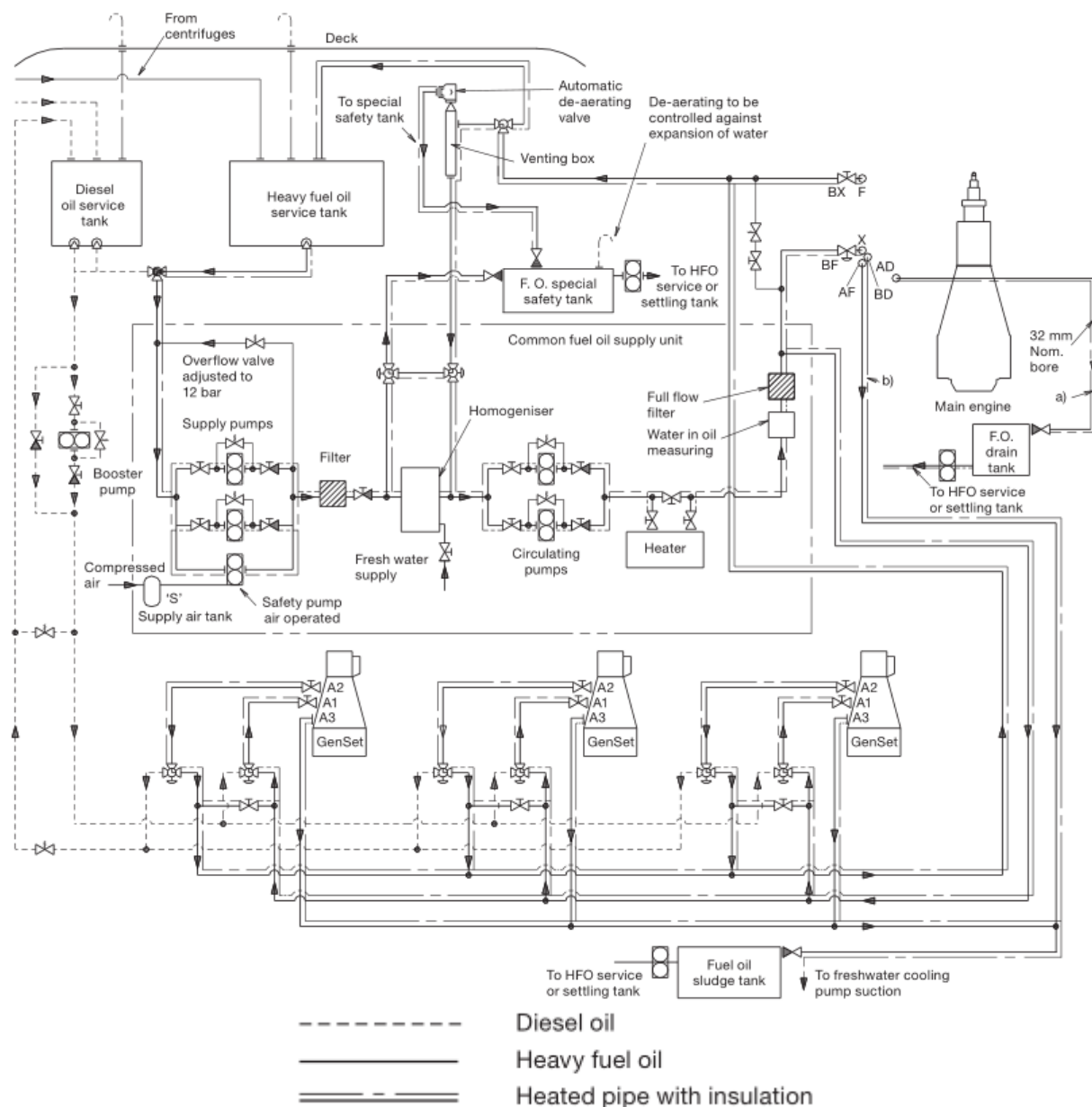


Рисунок 4.3 – Система сепарації палива для головного двигуна та дизельних генераторних установок MAN [8]

Alсар є єдиною технологією сепарації на сучасному ринку, яка дозволяє безперервно вимірювати вміст води в чистому паливі на виході з сепаратора. На основі цього вимірювання автоматично регулюється поверхня поділу паливо/вода в барабані сепаратора. Це дозволяє сепарувати різні види палива щільністю до 1010 кг/м^3 не змінюючи гравітаційні диски, як це потрібно у разі використання звичайних сепараторів.

Втрати палива при застосуванні технології Alсар незначні. Це відбувається через те, що в момент прострілу подача палива перекривається та паливо витісняється водою з барабана сепаратора.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КР.135.6211м.11.ПЗ

Аркуш

47

4.2.2. Визначення запасів робочих речовин

Головний двигун, допоміжний дизель-генератор та допоміжний котел споживають за 1 добу 39,0 тон палива.

Таблиця 4.2 – Вихідні дані до розрахунку паливної системи СЕУ

Характеристика	Числове значення
Кількість головних двигунів $i_{ГД}$	1
Тип і марка головного двигуна	MAN B&W 6S50ME-C8.5
Ефективні потужність ГД $N_e^{ГД}$, кВт	9480
Питома ефективна витрата палива ГД $g_e^{ГД}$, кг/(кВт×год)	0,171
Кількість дизель-генераторів n , од.	4
Тип і фірмова марка допоміжних дизель-генераторів (ДДГ)	6EY22LW, Yanmar Co
Ефективні потужність ДДГ $N_e^{ДГ}$, кВт	800
Питома ефективна витрата палива ДДГ $g_e^{ДГ}$, кг/(кВт×год)	0,185
Кількість ДДГ, що працюють на ходу n_x	1
Кількість ДДГ, що працюють на стоянці з вантажними операціями n_{BO}	3
Кількість ДДГ, що працюють на стоянці без вантажних операцій $n_{БВО}$	1
Кількість допоміжних котлів k	1
Тип і марка допоміжного котла	GK, Miura CO. Ltd
Паропродуктивність допоміжного котла $D^{ДК}$, т/год,	1
тиск пари $p_s^{ДК}$, МПа,	1,6
температура $T_s^{ДК}$, К	350

Продовження табл. 4.2

Витрата палива допоміжним котлом $G_{ПАЛ}^{ДК}$, кг/год	63
Кількість допоміжних котлів, що працюють на ходу k_x	1
Кількість допоміжних котлів, що працюють на стоянці з вантажними операціями k_{BO}	2
Кількість допоміжних котлів, що працюють на стоянці без вантажних операцій $k_{БВО}$	1
Теплоємність важкого палива $c_{ВП} = 1,68...2,1 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}$	1,8
Час рейсу T_p , годин*	24*24+10+5
*Перехід між портами 24 доби, вантажні операції 10 годин, стоянка без вантажних операцій 5 годин	

Годинна витрата важкого палива головним двигуном $G_{ПАЛ}^{ГД}$, кг/год:

$$G_{ПАЛ}^{ГД} = g_e^{ГД} * N_e^{ГД} = 0,171 * 9480 = 1621,08$$

Витрата важкого палива головним двигуном за рейс $B_{ПАЛ}^{ГД}$, т:

$$B_{ПАЛ}^{ГД} = i * \phi * G_{ПАЛ}^{ГД} * T_P * 24 * 10^{-3} = 1 * 0,87 * 1621 * 24 * 24 * 10^{-3} = 812,4$$

де $\phi = 0,86...0,90$ – коефіцієнт, що враховує роботу ГД на важкому паливі.

Годинна витрата палива допоміжним двигуном $G_{ПАЛ}^{ДД}$, кг/год:

$$G_{ПАЛ}^{ДД} = g_e^{ДД} * N_e^{ДД} = 0,185 * 800 = 148.$$

Витрата важкого палива допоміжними двигунами $B_{ПАЛ}^{ДД}$, т:

$$\begin{aligned} B_{ПАЛ}^{ДД} &= G_{ПАЛ}^{ДД} * (n_x * T_P + n_{BO} * T_{CT}^{BO} + n_{BBO} * T_{CT}^{BBO}) = \\ &= 10^{-3} * 148 * (1 * 24 * 24 + 3 * 10 + 1 * 5) = 90,4 \end{aligned}$$

Витрата важкого палива допоміжними котлами $B_{ПАЛ}^{ДК}$, т:

$$\begin{aligned} B_{ПАЛ}^{ДК} &= G_{ПАЛ}^{ДК} * (k_x * T_P * k_{BO} * T_{CT}^{BO} + n_{BBO} * T_{CT}^{BBO}) = \\ &= 10^{-3} * 63 * (1 * 24 * 24 + 1 * 10 + 1 * 5) = 37,2 \end{aligned}$$

4.1.6. Загальна витрата важкого палива на СЕУ, т:

$$B_{ВПАЛ} = B_{ПАЛ}^{ГД} + B_{ПАЛ}^{ДД} + B_{ПАЛ}^{ДК} = 812,4 + 90,4 + 37,2 = 940.$$

На судні наявні цистерни запасу важкого палива на 3160 м³, що достатньо для виконання рейсу на планової лінії.

4.3. Системи очищення скидних газів ГД

4.3.1. Суднова система для досягнення лімітів викидів по NO_x

Усі двигуни ME, ME-B, ME-C і ME-GI стандартно постачаються відповідно до ліміту NO_x, який залежить від обертів двигуна [8]. Вміст NO_x у вихлопному газі можна зменшити за допомогою методів первинного та/або вторинного зменшення.

Первинні методи безпосередньо впливають на процес згоряння шляхом зниження максимальної температури згоряння, тоді як вторинні методи є засобами зниження рівня викидів без зміни продуктивності двигуна за допомогою зовнішнього обладнання.

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		49

Для зменшення NO_x на 0–30% двигуни МЕ можуть поставлятися з декількома режимами роботи, опціями: Портове навантаження, Спеціальні викиди, Інше обмеження викидів і Подвійне паливо. Ці режими роботи можуть включати «режим низького рівня NO_x » для роботи, наприклад, у зонах з обмеженням викидів NO_x .

Система для сепарування палива, загальна для головного двигуна та дизельних генераторних установок MAN представлена на рисунку 4.4.

Зменшення викидів NO_x до 95–98 % можна досягти за допомогою вторинних методів, таких як SCR (селективне каталітичне відновлення), що включає додаткову обробку вихлопних газів. В них використовують каталізatori Haldor Topsøe та аміак як відновник, також може використовуватися сечовина.

Вихлопні гази повинні бути змішані з аміаком перед тим, як пройти через каталізатор, і щоб стимулювати хімічну реакцію, рівень температури повинен бути між 300 і 400 °C. Під час цього процесу NO_x відновлюється до N_2 і води.

Це означає, що блок SCR має бути розташований перед турбокомпресором на двотактних двигунах через їх високу термічну ефективність і, отже, відносно низьку температуру вихлопних газів. Кількість аміаку, що впорскується у вихлопний газ, контролюється технологічним комп'ютером і базується на виробленні NO_x при різних навантаженнях, виміряних під час роботи на випробувальному стенді. Оскільки аміак є горючим газом, він подається через систему труб із подвійними стінками, з відповідною вентиляцією та оснащеною детектором витоку аміаку. На рисунку 4.5 наведена спрощена схема системи установки SCR.

Блок SCR може бути розташований окремо в машинному відділенні або горизонтально над двигуном.

Компактний реактор SCR встановлюється перед турбокомпресором(ами), щоб мати оптимальну робочу температуру для каталізатора. Однак слід звернути увагу на тип HFO, який буде використовуватися.

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		50

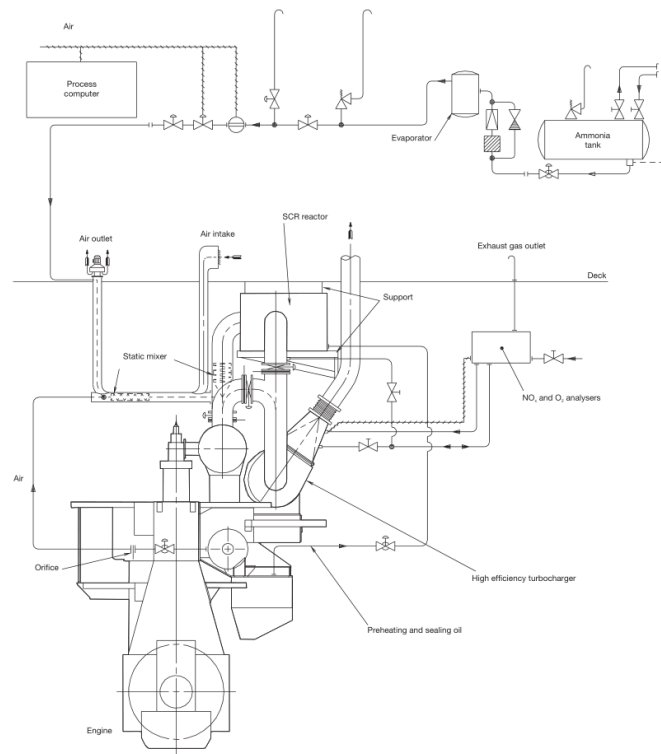


Рисунок 4.4 – Компоновка системи SCR [8]

Рециркуляція вихлопних газів (EGR) – це також один з методів значного зменшення викидів NO_x для суднових двигунів. Доведено, що він дозволяє забезпечити відповідність вимогам Tier III щодо викидів NO_x , які застосовуються для суден.

Рециркуляція вихлопних газів більш підходить для великих малообертових 2-тактних двигунів, у яких температура відхідних газів низька для SCR, що потребує встановлювати блок SCR перед турбокомпресором [11].

Вибір між застосуванням систем EGR або SCR для відповідності судна вимогам Tier III залежить від декількох факторів, серед яких капітальні витрати є домінуючими. На рисунку 4.5 представлено порівняння двох систем за різними факторами – витратними, експлуатаційними, тощо [11].

If this is important, you will lean towards:	EGR	SCR
Low First cost	←	→
Low Operating cost	←	
Many ECA hours	←	
Fuel flexibility	←	→
No Sludge production		→
Same technology for ME and Gensets		→
Compact engineroom installation	←	
No overboard compliance		→
WHR possibilities	←	

Choice often dependent on engine size

Рисунок 4.5 – Порівняння двох систем зменшення викидів NO_x

Для прийняття рішення щодо вибору системи необхідно провести техніко-економічне обґрунтування з оцінкою вартості та можливості розміщення, щоб визначити, який варіант є найкращим для застосування на судні. На балкері GREEN SAPPHIRE застосовуємо систему рециркуляції вихлопних газів

На рисунку 4.6 представлено схему системи EGR від MAN B&W. Частина вихлопних газів відбирається від ресивера вихлопних газів головного двигуна. Газ надходить у мокрий скруббер високого тиску, де знижується температура вихлопних газів та він очищається. Потім газ проходить послідовно через охолоджувач, тумановловлювач і, нарешті, нагнітачем повітря EGR подається до надувного повітря.

Підсистема обробки води яка подається у скруббер має відповідні насоси для здійснення рециркуляції прісної води та дозування NaOH для додавання у воду з метою нейтралізації впливу сірки яка є у паливі [12].

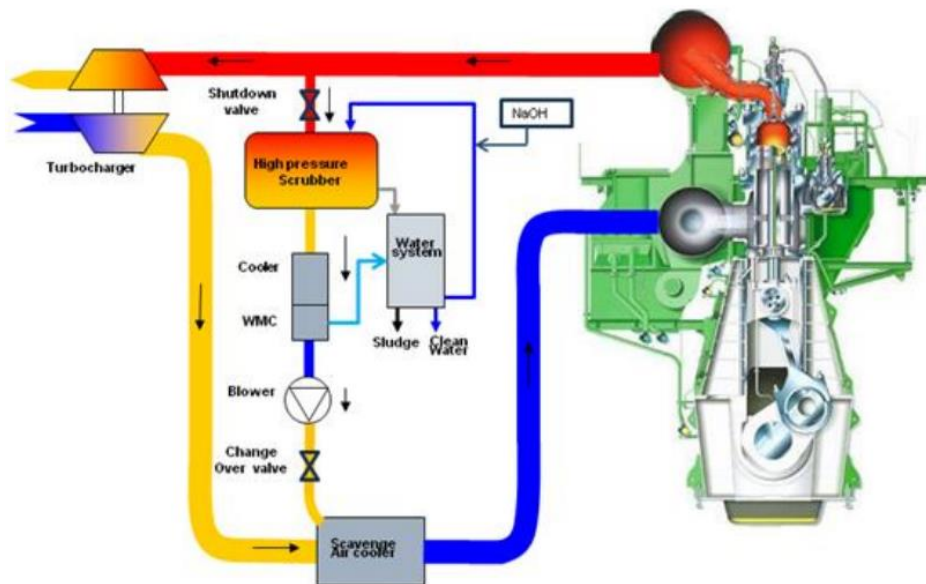


Рисунок 4.6 – Схема системи рециркуляції вихлопних газів від MAN B&W

Схема підсистеми рециркуляції води та нейтралізації сірчаної кислоти у неї представлена на рисунку 4.7.

Ефект застосування системи EGR полягає в тому, що деяка частина кисню в повітрі, що надувається, буде замінена CO_2 від вихлопних газів. Теплоємність надувного повітря трохи збільшиться, а температурні піки при згорянні зменшаться. Відповідно кількість NO_x , що утворюється в камері згоряння, зменшується, але це призводить незначної додаткової витрати палива. Зменшення NO_x залежить від кількості рециркуляційного газу.

EGR, окрім значного зменшення викидів NO_x , призводить до збільшення питомої витрати палива. Досліджено, що збільшення EGR на 10 % призводить до 20 % зниження викидів NO_x зі збільшенням питомої витрати палива на 0,5 г/(кВт×год) [12].

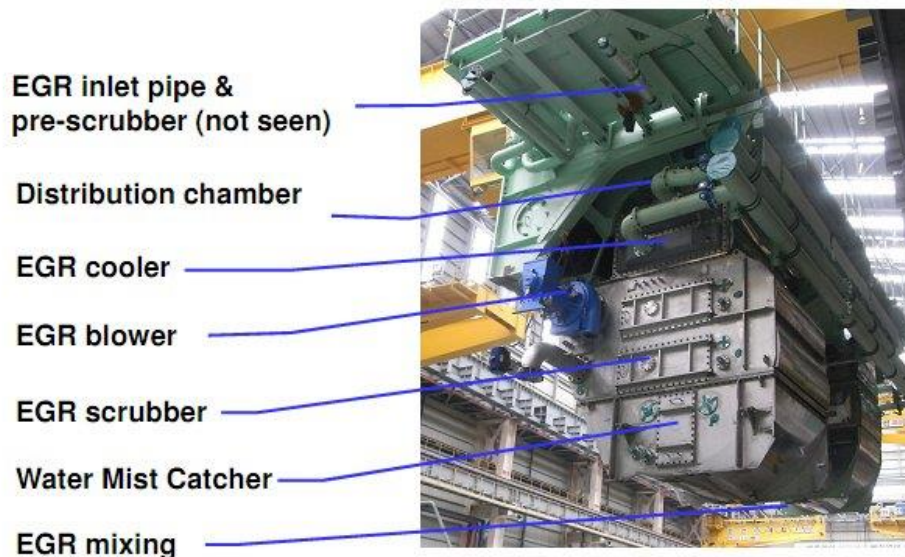


Рисунок 4.9 – Інтегрована конструкція системи EGR для двигуна MAN B&W 6S80ME-C9.2

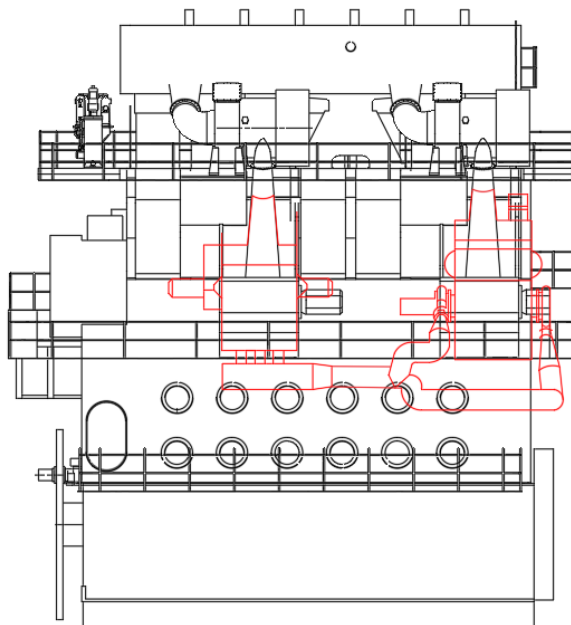


Рисунок 4.10 – Система EGR на двигуні MAN 6S50ME-C8.5 балкера GREEN SAPPHIRE

Якщо на судні планується використовувати паливо з високим вмістом сірки, система EGR може бути об'єднана зі скрубберною системою для зменшення викидів SO_2 . Це дозволить досягти повної відповідності вимогам МАРПОЛа.

Застосування системи EGR у складі СЕУ призводить до змін параметрів їхньої роботи, перерозподілу потоків теплоти в СЕУ, збільшенню споживання

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		55

електричної енергії. У таблицях 4.3 і 4.4 та на рисунках 4.11 і 4.12 наведені результати розрахунку параметрів роботи системи EGR для обраного двигуна в залежності від його потужності та виконання вимог щодо викидів Tier II або Tier III [12].

Таблиця 4.3 – Потужність та витрата рідин при використанні системи EGR для виконання вимог Tier II

Потужність %	Потужність кВт	$N_{в.EGR}$ кВт	$G_{вод}$ кг/год	G_{NaOH} літр/год
100	9480	33	136	28,2
95	9006	34	132	27,5
90	8532	35	128	26,7
85	8058	35	124	25,9
80	7584	39	122	26,4
75	7110	42	121	26,5
70	6636	39	123	24,1
65	6162	36	122	21,9
60	5688	33	119	29,9
55	5214	30	114	17,8
50	4740	26	108	15,8
45	4266	27	110	16
40	3792	26	110	15,6
35	3318	20	108	16,7
30	2844	18	107	15,6
25	2370	14	105	14,2

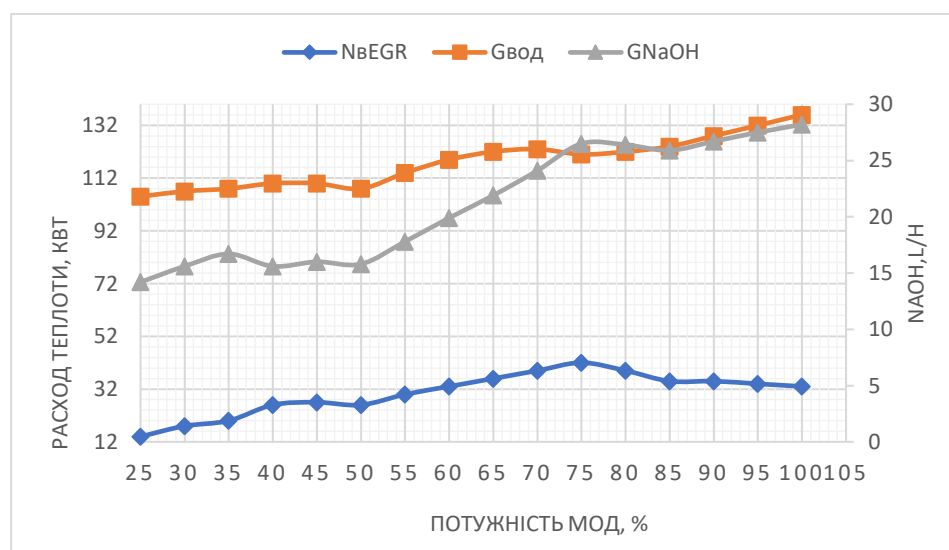


Рисунок 4.11 – Потужність та витрата рідин при використанні системи EGR для виконання вимог Tier II

Таблиця 4.4 – Потужність та витрата рідин при використанні системи EGR для виконання вимог Tier III

Потужність	Потужність	$N_{в.ЕGR}$	$G_{вод}$	G_{NaOH}
%	кВт	кВт	кг/год	літр/год
100	9480	82	0	60
95	9006	81	0	60
90	8532	80	0	55
85	8058	78	0	55
80	7584	79	0	55
75	7110	78	0	55
70	6636	80	0	48,6
65	6162	82	0	45,6
60	5688	81	25	42,4
55	5214	78	55	39,1
50	4740	73	85	35,7
45	4266	63	115	32,4
40	3792	51	141	29
35	3318	77	100	29
30	2844	57	120	25,5
25	2370	41	127	22

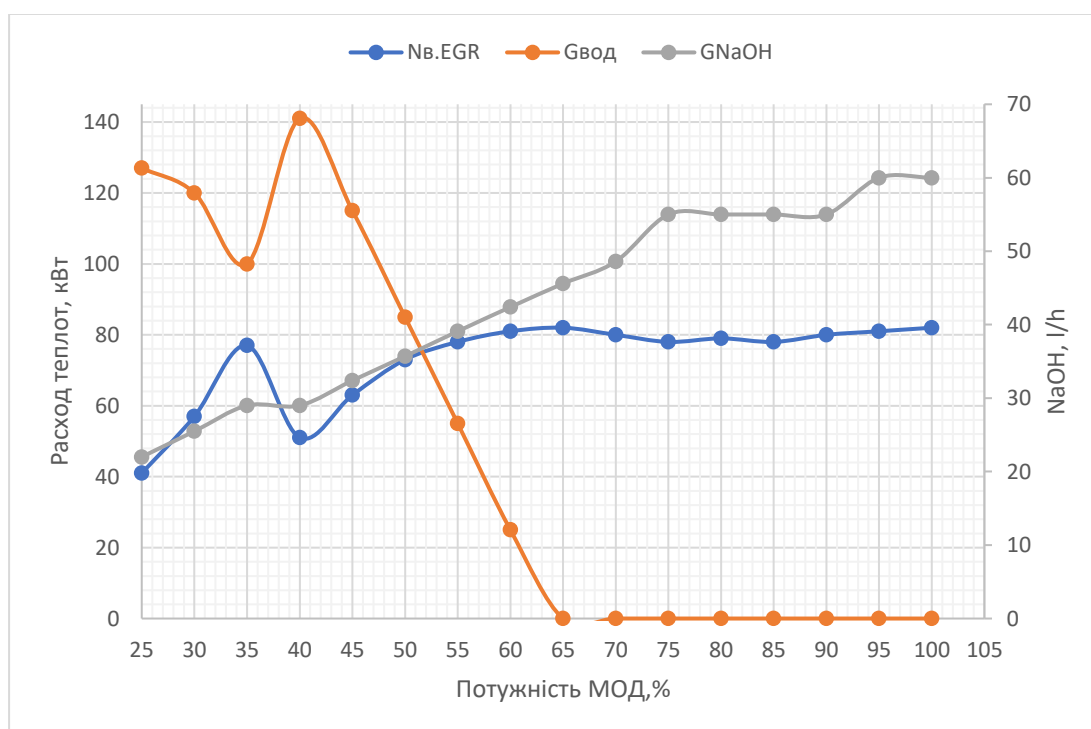


Рисунок 4.12 – Потужність та витрата рідин при використанні системи EGR для виконання вимог Tier III

4.3.2 Скруберна система для досягнення лімітів викидів SO_x

Виконання вимог щодо лімітів викидів SO_x від може здійснюватися за двома основними варіантами: використання палива з низьким вмістом сірки або встановлення скрубберної системи уловлювання SO_x, якщо це дозволено. Вибір здійснюється на основі техніко-економічного обґрунтування та залежить від наступних факторів: вартість палива з низьким вмістом сірки, капітальних витрат, операційних витрат, інтенсивності експлуатації судна.

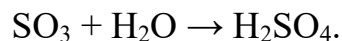
Існують два основних метода уловлювання SO_x з використання скрубберів:

- мокрі скрубери, вони використовують воду (морську або прісну) для уловлювання SO_x;

- сухі скрубери, які використовують сухі хімікати уловлювання SO_x.

На суднах в основному використовуються мокрі скрубберні системи.

Очищення відхідних газів від оксидів сірки у мокрому скрубері відбувається оскільки вона реагує з водою з утворенням сірчаної кислоти:



Утворена сірчана кислота розчинена у промивній воді та з нею видаляється зі скрубера.

Така технологія дозволяє отримати рівень видалення SO_x близько 98%, тобто викиди від палива з вмістом сірки 3,50 % після очищення будуть еквівалентні викидам від палива з вмістом сірки 0,10 %.

Застосування такої системи збільшує споживання палива для виробництва електроенергії, головним чином для роботи циркуляційних насосів (приблизно 3 % за даними фірми Альфа Лаваль).

Системи з використанням води за організацією циклу можна поділити на:

- системи з «відкритим циклом», які використовують забортну воду для уловлювання, а потім повертають її назад у зовнішнє середовище;

- системи з «замкнутим циклом», які використовують прісну воду, для цього судно містить спеціальну цистерну, а якість води підтримується з додаванням лужних хімікатів;

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
						58
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– «гібридні» системи, які можуть працювати як у режимі відкритого циклу, так і в режимі замкнутого циклу.

Мокрі скрубберні системи SO_x складаються з таких компонентів [12]:

- скруббер – це обладнання, де здійснюється інтенсивне перемішування води з вихлопними газами одного або кількох ДВЗ для уловлювання SO_x , а потім сепарація цієї води від газів для подальшої її нейтралізації та очищення;
- устаткування для очищення промивної води перед скиданням за борт;
- установка для обробки осаду, що відділено від промивної води;
- система контролю за роботою скрубберної установки та екологічного моніторингу за викидами.

Скруббер зазвичай встановлюється доволі високо на судні.

У мокрих системах уловлювання SO_x з відкритим циклом забортна вода подається насосами до скрубберу, контактує з потоком відхідних газів, збирається у нижній частині скрубберу, потім надходить на очищення, після чого скидається за борт. Схема такої системи представлена на рисунку 4.13. Умови скидання такої води встановлені нормативами ІМО.

Витрата забортної води в системах з відкритим циклом приблизно становить $45 \text{ м}^3/(\text{МВт} \cdot \text{год})$. У процесі проектування системи з відкритим циклом слід враховувати температуру забортної води, оскільки розчинність SO_x зменшується при підвищенні температури забортної води [12].

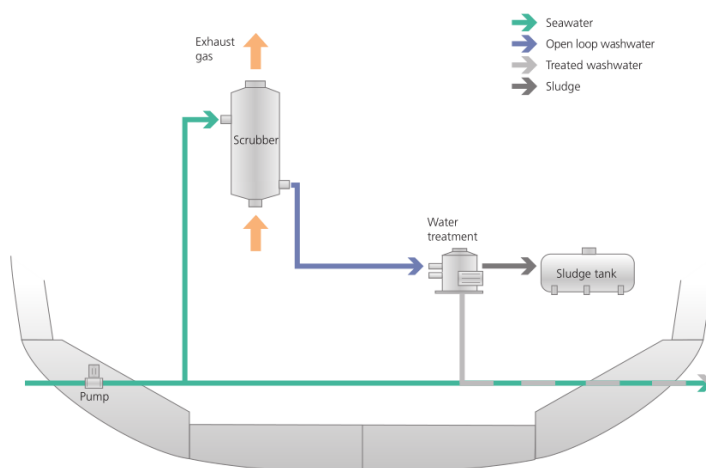
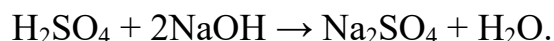
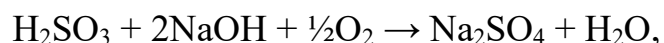


Рисунок 4.13 – Система вологого уловлення SO_x з відкритим циклом

Усі морські скрубберні системи із замкнутим циклом використовують у циклі прісну воду, яка обробляється гідроксидом натрію ($NaOH$) для

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		59

нейтралізації розчиненої в неї сірчаної кислоти. Це призводить до утворення сульфату натрію, реакції при цьому наступні:



У такій системі промивна вода постійно циркулює між скруббером та технологічним резервуаром, де очищається. Схема такої системи представлена на рисунку 4.14.

Оскільки здійснюється контроль рН за допомогою дозування гідроксиду натрію, це дозволяє зменшити витрату циркуляційної промивної води, приблизно до $20 \text{ м}^3/(\text{МВт}\cdot\text{год})$. Тобто споживання електроенергії на циркуляцію буде приблизно вдвічі менше, ніж у системі з відкритим контуром. Потужність циркуляційного насосу приблизно становить 0,5...1 % від потужності двигуна, на який працює система.

Системи із замкнутим контуром також можуть працювати у районах, де скидання неможливе за екологічними умовами.

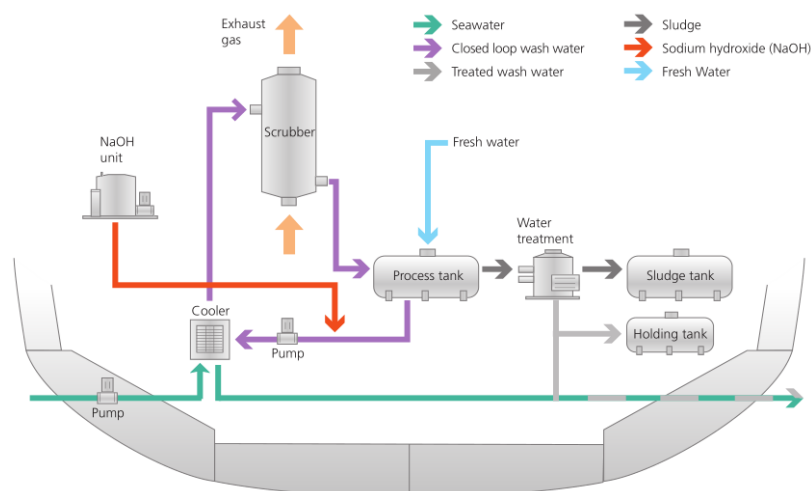


Рисунок 4.14 – Замкнута система вологого уловлення SO_x

Системи замкнутого циклу повинні скидати невелику кількість очищеної промивної води для зниження концентрації сульфату натрію, щоб не відбувалося його накопичення, утворення кристалів, що призведе до деградації системи промивної води. Витрата промивної води на ці цілі становить приблизно $0,1 \text{ м}^3/(\text{МВт}\cdot\text{год})$ [12].

Прісну води в закритій системі необхідно поповнювати оскільки вона витрачається не тільки на скид у море, але й випаровується при контакті з відхідними газами. Швидкість випаровування залежить від температури відхідних газів та промивної води, які, у свою чергу, залежать від навантаження двигуна та температури заборотної води, що подається до охолоджувачів системи. Частина водяної пари, що міститься у вихлопі, може бути захоплена після скрубера та повторно використана для зменшення споживання свіжої води.

Системи із замкнутим циклом зазвичай використовують для нейтралізації гідроксид натрію у 50% водному розчині. Норма дозування становить приблизно 15 літрів/(МВт·год) потужності двигуна, який використовує паливо з вмістом сірки 2,70 % та очистка відбувається до еквівалента палива з вмістом сірки 0,10%.

Густина 50% водного розчину гідроксиду натрію становить 1530 кг/м³ при 15 °С. Він є корозійним для алюмінію, латуні, бронзи, олова, цинку (включаючи оцинковане покриття) та скла. М'яка сталь може зазнати корозійного розтріскування при температурі понад 50 °С, нержавіюча сталь стійка до високих температур.

Також при роботі закритої системи у промивній воді накопичуються тверді частки та осад, що не випаровується. Їх потрібно видаляти з промивної води. Низька витрата у системах замкнутого циклу (0,1 м³/(МВт·год)) дозволяє використовувати для цього відцентрові сепаратори (подібні до тих, що використовуються для паливно-мастильних масел) або багатоступеневі сепаратори для забрудненої нафтою води. Якщо скрубер видаляє 70% твердих частинок, то можна очікувати приблизно 500 кг осаду на кожні 100 тонн використаного дизельним двигуном палива. Виробники мокрих скруберних систем SO_x рекомендують резервуар для мулу приблизно 0,5 м³/МВт потужності двигуна.

Залишки, видалені з промивної води скрубера SO_x, повинні зберігатися на борту, здаватися на берег і утилізуватися належним чином, не дозволяється їх спалювати або скидати у море.

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		61

Системи із замкнутим контуром вимагають більше обладнання, трубопроводів, автоматизації та резервуарів, ніж системи з відкритим контуром. У системі циркуляції очисної води необхідний технологічний або буферний резервуар, для режиму нульового скидання необхідний накопичувальний резервуар, а для гідроксиду натрію необхідні засоби завантаження, резервуари для зберігання та обладнання для дозування.

Гібридні системи можуть працювати як у режимі відкритого циклу, так і в режимі замкнутого циклу (див. рис. 4.15). Це зменшує споживання ресурсів системою.

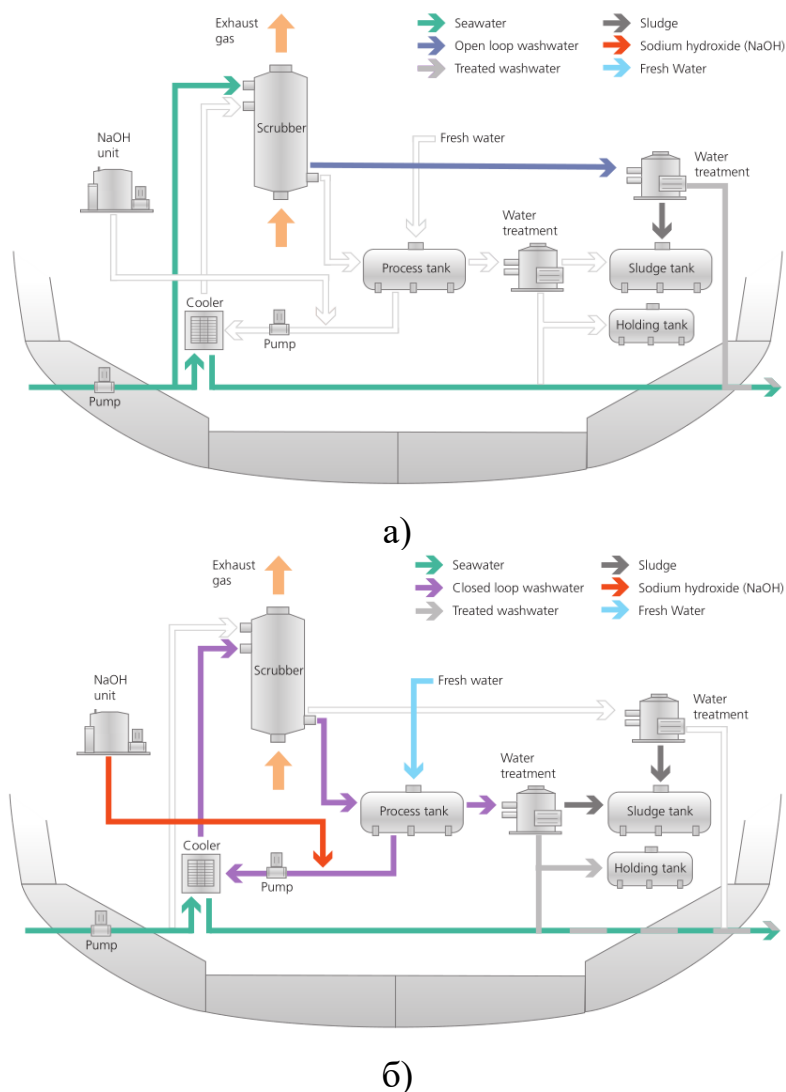


Рисунок 4.15– Гібридна система уловлювання SO_x
 а) робота у режимі відкритого циклу;
 б) робота у режимі закритого циклу

Для виконання вимог ІМО щодо викидів SO_x при використанні важких палив з вмістом сірки до 3,5% пропонується обладнати балкера GREEN SAPPHIRE гібридною скрубберною системою.

На рисунку 4.16 показано компонування машинного відділення з гібридної скрубберною системою для уловлювання SO_x , яка може працювати як у відкритому циклі, так і в режимі замкнутого циклу.

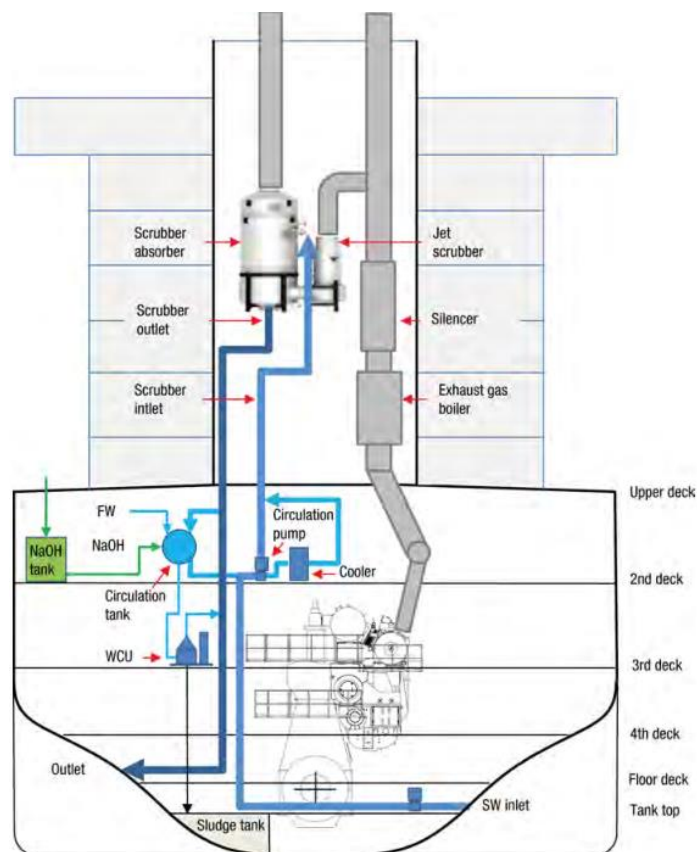


Рисунок 4.16 – Компонування машинного відділення з гібридної скрубберною системою SO_x

					КР. 135. 6211м. 04. ПЗ. 05			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розробка заходів для забезпечення надійної експлуатації обладнання СЕУ та судна	Літ.	Аркуш	Аркушів
Студент		Шандренко С.В						
Керівник		Коробко В.В.						

Розділ 5. Розробка заходів для забезпечення надійної експлуатації обладнання СЕУ та судна

5.1. Система моніторингу стану енергетичної установки фірми Kongsberg K-Chief

Сучасні суднові енергетичні установки мають бути економічними, екологічними та надійними. Щоб забезпечити мінімальні витрати на експлуатацію, обслуговування та ремонт. Сучасна автоматизація дозволяє зменшити витрати, покращити роботу механізмів і зменшити ймовірність людських помилок і, отже, нещасних випадків.

На модернізованому балкері для забезпечення надійної експлуатації обладнання СЕУ та судна застосовуємо інтегровану морську систему керування K-Chief700 фірми Kongsberg. Ця система є універсальною для всіх типів торговельних суден та дозволяє контролювати багато параметрів роботи сучасної СЕУ та систем судна.

Інтегрована морська система керування Kongsberg K-Chief700 — це розподілена система моніторингу та керування, створена для морських застосувань. Гнучка унікальна архітектура системи дозволяє використовувати її для широкого спектру завдань у керуванні суднами.

K-Chief 700 – це в першу чергу окрема система, яка охоплює усі важливі функції на борту судна, такі як:

- управління живленням;
- керування допоміжними машинами;
- моніторинг і контроль баласту/бункера;
- моніторинг і контроль вантажів.

Система K-Chief 700 складається з модульних апаратних компонентів і модульного програмного забезпечення. Будь-яку кількість цих модулів можна комбінувати, щоб забезпечити оптимальне рішення для вимог і специфікацій конкретного судна.

У K-Chief 700 застосована розширена система сигналізації для суден.

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		72

Система контролює вантаж, механізми двигуна та навігаційну сигналізацію. Завдяки цій системі можна залишити кімнату керування двигуном безлюдною під час нормальної роботи. Спеціальні панелі тривоги, які можуть бути розташовані в різних місцях по всьому судну, відображають інформацію про виникнення особливих ситуацій.

Ця система складається з кількох автономних настінних інформаційних панелей та пультів. Вони встановлені у вибраних місцях на судні. Ці пульти подають сигналізацію вахтовому та черговому персоналу.

Система розширення сигналізації відповідає вимогам класифікаційних товариств щодо роботи машинного відділення без постійного нагляду.

Система керування електроенергією забезпечує функції моніторингу, контролю та безпеки для систем виробництва електроенергії. Вона охоплює конфігурації від одного комутатора до чотирьох спліт-щитів із шістнадцятьма генераторами.

Зображення процесу керування живленням візуалізує всю електростанцію, генератори та споживачів. З цього зображення ви можете контролювати електромережу та керувати генераторами, розподільними щитами та автоматичними вимикачами. Основні споживачі електроенергії також показані на графічному зображенні електричної мережі.

Залежно від конфігурації можна налаштовувати та переглядати одне або кілька зображень процесу, а доступ до них здійснюється за допомогою навігації або гарячих точок, по одному для кожного процесу системи.

Образ процесу візуалізує підсистему керування живленням, доступ до якого здійснюється через образ процесу керування живленням.

Типове зображення процесу керування живленням показано на рисунку 5.1. Програма керування живленням містить наступні основні функції:

- управління дизель-генератором;
- управління турбінним генератором;
- управління завантаження генератора;
- щитове управління

– запобігання перевантажень і контроль споживачів.

Коли розподільні щити з'єднані між собою, вони працюватимуть як єдина система з розподілом навантаження, автоматичним пуском/зупинкою та керуванням споживачем.

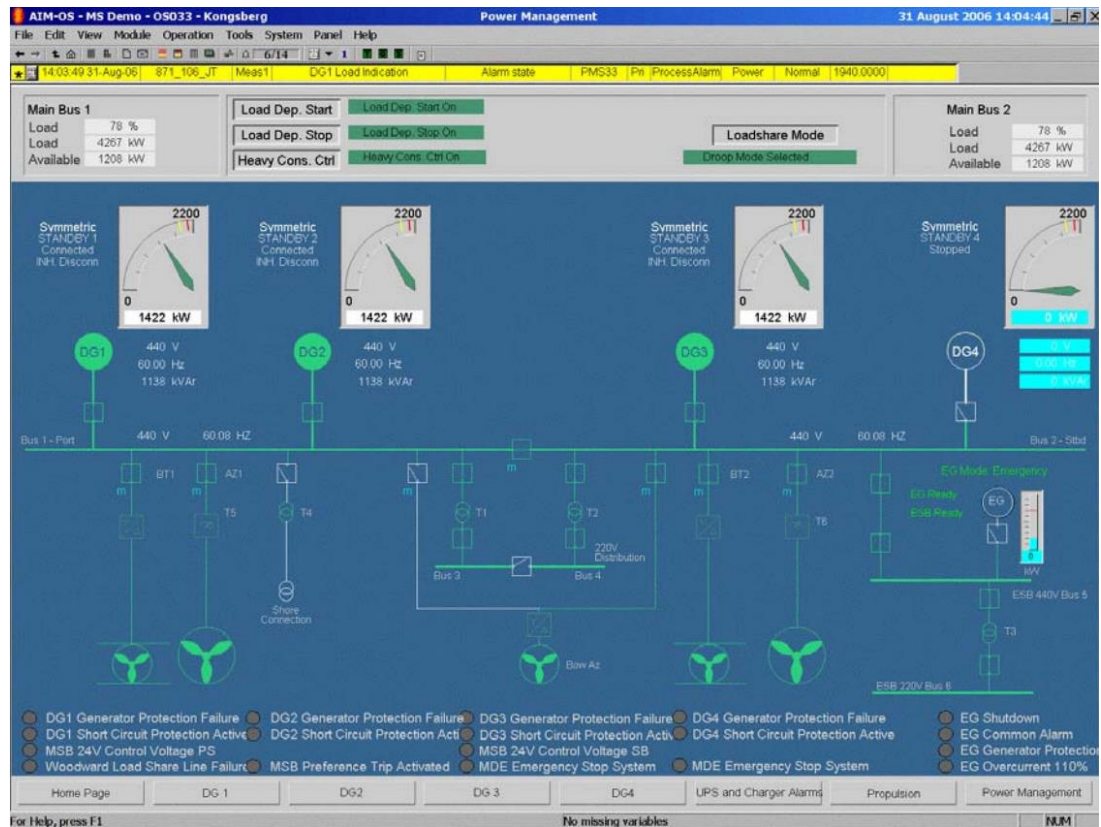


Рисунок 5.1 – Процес керування живленням у K-Chief 700

Основні вхідні сигнали системи керування живленням відстежуються на наявність помилок. Крім того, для запобігання небажаних умов можна використовувати зовнішні сигнали помилок від інших систем.

Якщо під час вимірювання навантаження генератора буде виявлено помилку, автоматичний контроль навантаження на цьому генераторі буде вимкнено, та він не буде використовуватиметься у функціях автоматичного запуску/зупинки та обмеження навантаження. Якщо відхилення між вимірним і бажаним навантаженням занадто велике протягом попередньо визначеного часу, може виникнути помилка, і автоматичний контроль навантаження буде вимкнено.

Щоб запобігти помилкам, спричиненим неточними вимірюваннями сумарної частоти, для контролю частоти вимірювання здійснюються на всіх з'єднаних разом генераторах. Якщо законні вимірювання частоти недоступні, контроль частоти буде вимкнено.

Управління дизель-генератором охоплює наступне:

- функції ручного керування;
- функції автоматичного керування;
- функції безпеки;
- моніторинг вихлопних газів;
- відключення тривоги.

Типове керування дизель-генератором показано на рисунку 5.2.

Наступні функції керування доступні, коли функція керування дизель-генератором знаходиться в ручному режимі:

- дизельний старт/стоп;
- підключення/відключення генератора;
- ручний розподіл навантаження.

Коли функція керування дизель-генератором знаходиться в автоматичному режимі, доступні наступні функції керування:

- автоматичне регулювання частоти;
- фіксоване навантаження;
- симетричний розподіл навантаження;
- асиметричний розподіл навантаження;
- пуск/зупинка залежно від навантаження;
- обмеження навантаження;
- перезапуск з відключенням.

Для моніторингу температури вихлопних газів доступні наступні функції, які можна використовувати як для основного, так і для допоміжних двигунів:

- вимірювання вихлопних газів з кожного циліндра двигуна;
- розрахунок середнього значення;

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		75

– сигнал відхилення, якщо температура одного циліндра занадто сильно відхиляється від середнього значення.

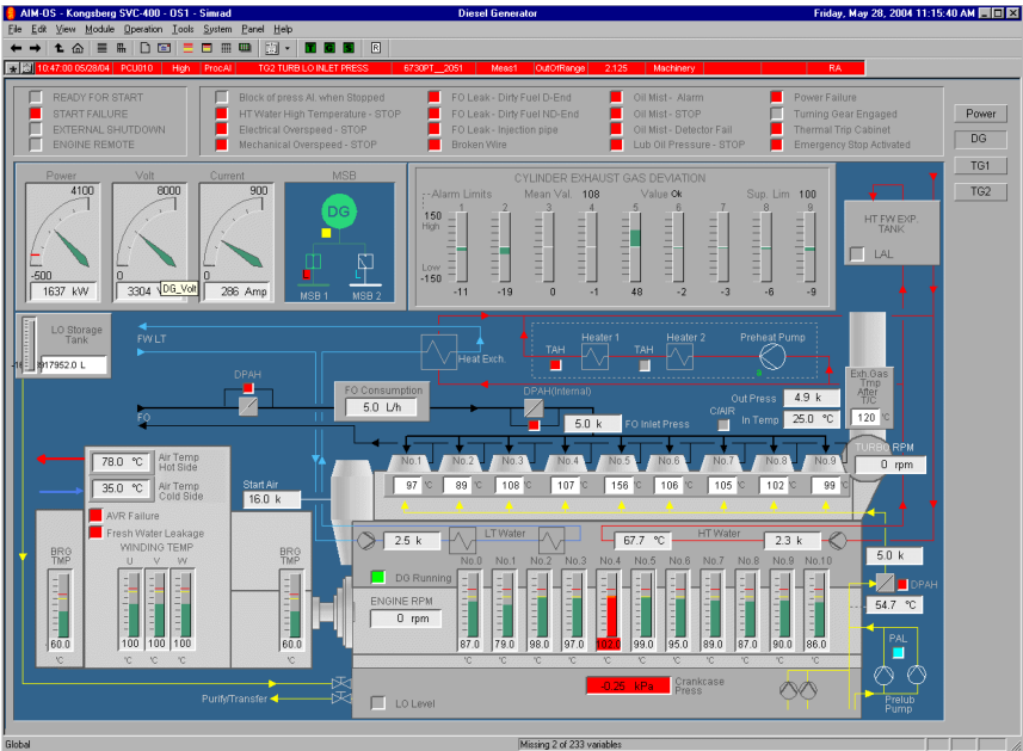


Рисунок 5.2 – Керування дизель-генератором у K-Chief 700

Типове зображення контролю відхилення температури вихлопних газів представлено на рисунку 5.3.

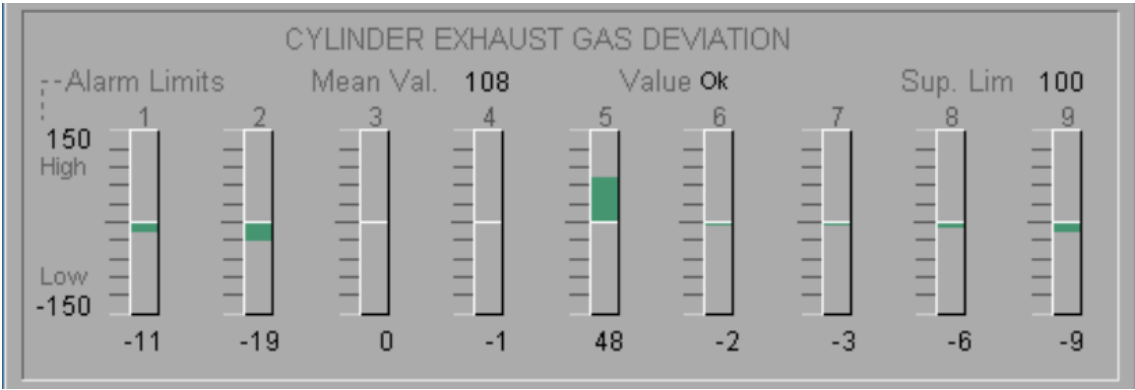


Рисунок 5.3 – Контроль відхилення температури вихлопних газів

Система Machinery Control забезпечує контроль і моніторинг насосів, компресорів, клапанів, резервуарів і баків, які складають різні допоміжні підсистеми на борту судна.

Оскільки ці підсистеми залежать від відповідного судна, K-Chief 700 Machinery Control розділено на функціональні зони, які можна налаштувати відповідно до вимог більшості суден.

K-Chief 700 Machinery Control має таке застосування:

- контроль паливної системи;
- контроль масляної системи;
- контроль системи охолоджувальної води;
- контроль системи питної та прісної води;
- контроль системи стисненого повітря;
- контроль системи льяльних вод;
- контроль/моніторинг котла.

Також K-Chief 700 забезпечує контроль стану головного двигуна.

На рисунку 5.4 представлено вигляд панелі монітору системи контролю стану головного двигуна від фірми KONGSBERG K-Chief, а на рисунку 5.5 – розташування датчиків і сенсорів моніторингу у головному двигуні.

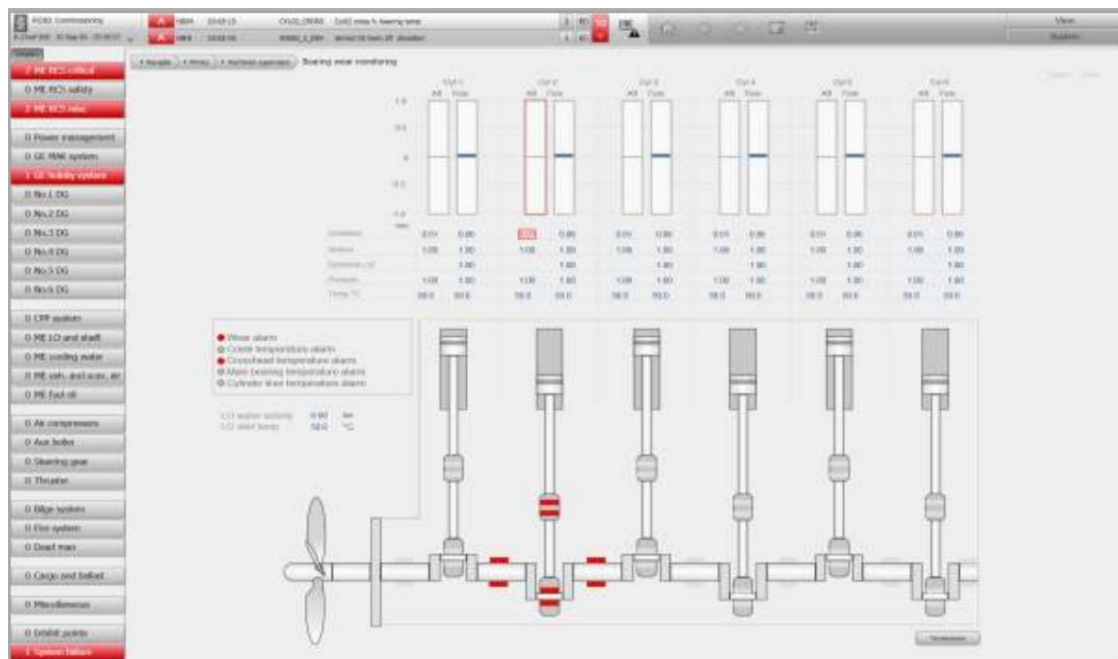


Рисунок 5.4 – Панель монітору системи контролю стану головного двигуна від фірми KONGSBERG K-Chief

У даній системі контроль стану кривошипно-шатунного механізму здійснюється шляхом вимірювання температури верхньої частини циліндрової

втулки. У наслідок тертя поршня об втулку може виникнути надмірна температура, що є вихідним параметром на який опрацьовує сенсор. Як наслідок це може стати причиною надмірної деформації стінок втулки або деформації поршневих кілець та їх подальшого виходу з ладу. При такої системі моніторингу головного двигуна потреба проводити інспекції не відпадає, але становиться значно меншою.

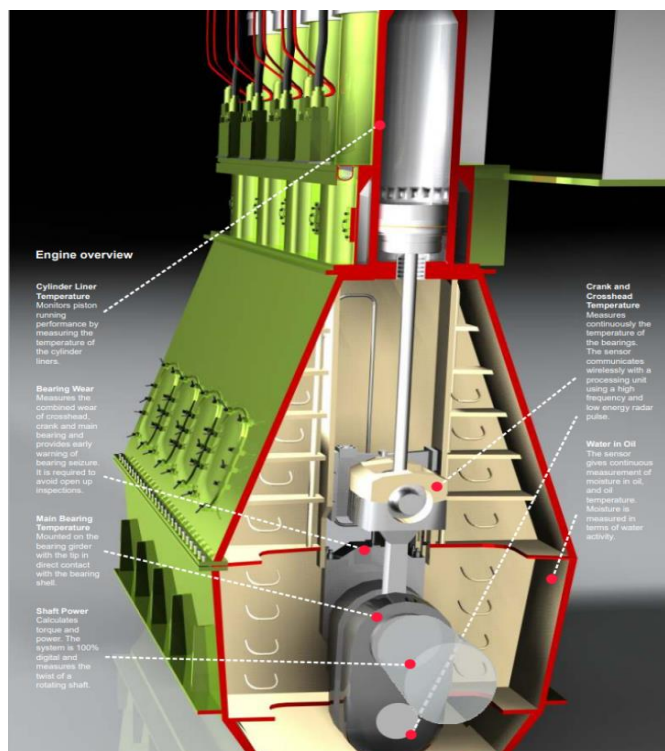


Рисунок 5.5 – Розташування датчиків і сенсорів моніторингу у головному двигуні

Враховуючи місця розташування більшість датчиків та сенсорів системи мають бути бездротовими, але де можливо застосовуються і дротові сенсори.

5.2. Контроль крутного моменту на валопроводі та його заземлення

Сучасні суднові системи автоматизації, контролю та діагностування надають багато різної інформації, яка дозволяє контролювати споживання палива та планувати обслуговування обладнання СЕУ. Однак вимірювання крутного моменту, що передається валом, може надати додаткові можливості. Загальний вигляд встановленої на валу системи представлено на рисунку 5.6.

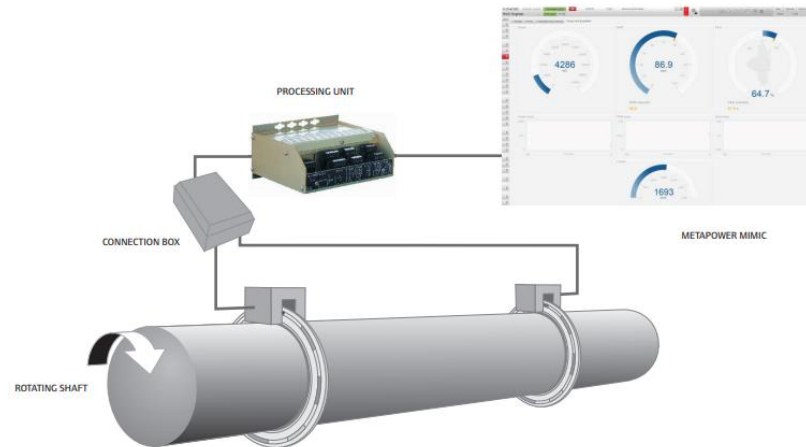


Рисунок 5.6 – Загальний вигляд встановленої на валу системи контролю крутного моменту

Потужність на валу це важлива інформація яка використовується системою контролю за ефективністю головного двигуна. Дані щодо фактичних рівнів потужності забезпечують точну контрольну точку, яка необхідна для:

- оцінки ефективності руху судна;
- оцінки питомої витрати палива двигуном;
- моніторингу роботи двигуна;
- оцінки стану корпусу судна;
- оцінки стану гвинта;
- планування операційної ефективності;
- контролю змін у стані судна.

Вимірювач крутного моменту на валу точно вимірює крутний момент, що передається валом, це дозволяє визначати фактичну потужність, яку двигун подає на гвинт. Датчик вимірювання крутного моменту представлено на рисунку 5.7



Рисунок 5.7 – Датчик вимірювання крутного моменту

5.3 Розробка заходів з моніторингу стану корпусу судна (Hull stress monitoring system).

Система моніторингу стану корпусу судна призначена для вимірювання впливу динамічних сил на корпус і конструкцію судна, щоб надати дані, необхідні для прийняття рішень капітаном та штурманом, для забезпечення безпечної роботи судна практично в будь-яких умовах.

Для даного судна пропонується застосувати таку систему від компанії «HULLMOS». Система HSM включає датчики вимірювання глобальних моментів. У стандартних правилах проектування наведені граничні значення для вертикального згинального моменту, горизонтального згинального моменту і крутного моменту. Напруги від цих моментів є максимальними посередині судна для режиму вібрації найнижчого порядку. Режим другого порядку має найбільші значення на чвертях довжини судина. Таким чином, основні прилади моніторингу стану корпусу, визнані всіма основними класифікаційними товариствами, та включають два датчики на рівні головної палуби по міделю, додаткові датчики на кожній чверті довжини та одного акселерометра у носовій частині судна. Всі датчики пов'язані з центральною панеллю управління розташованої на містку. Система легко інтегрується з іншими системами моніторингу.

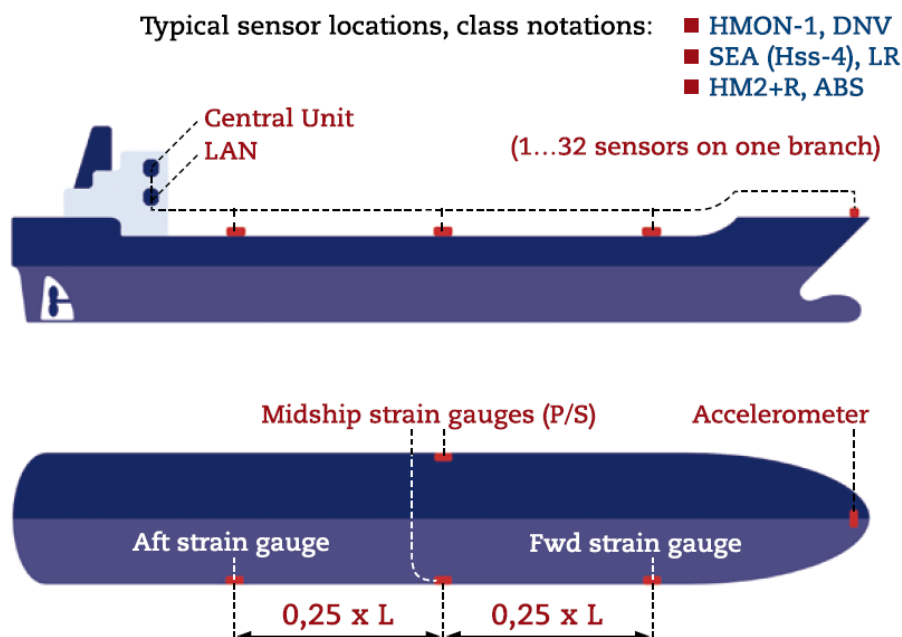


Рис. 5.8 Система моніторингу стану корпусу судна

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		80

Нижче наведено характеристики обладнання та датчиків які входять до складу системи. Кількість, точне положення датчиків приймає компанія «HULLMOS».

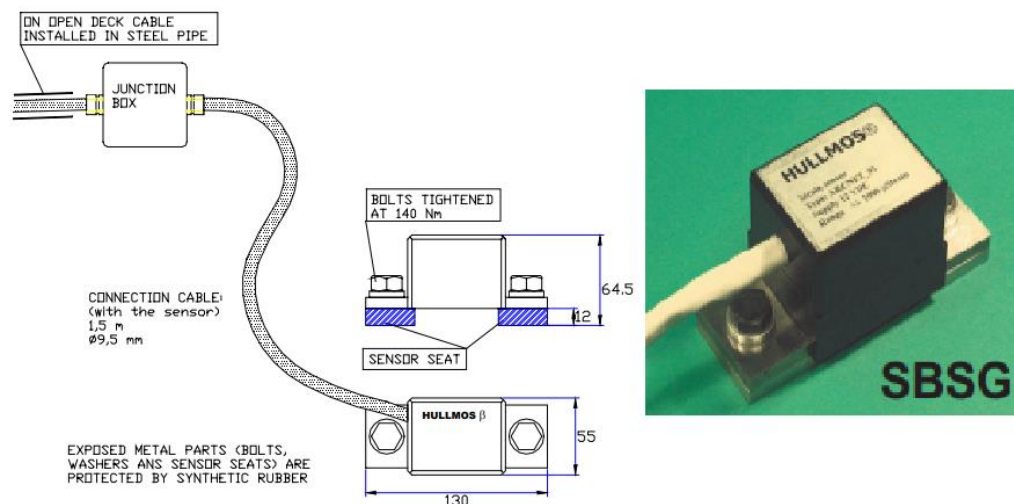


Рис. 5.9 Датчик «SBSG» для вимірювання деформації
вздовж центральної лінії судна

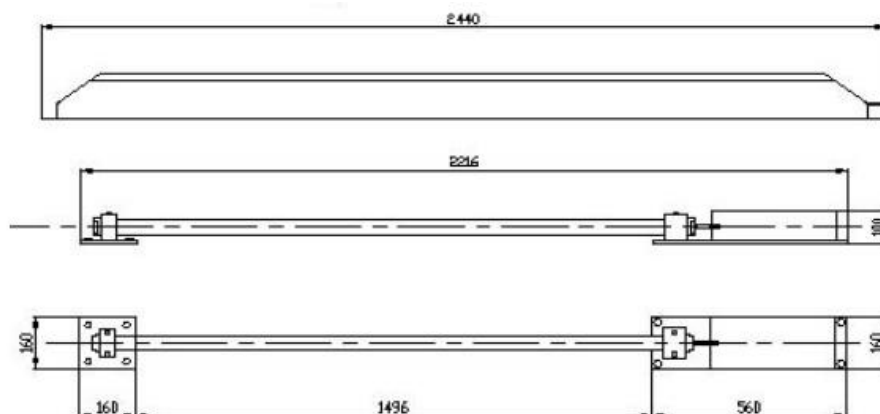


Рис. 5.10 Датчик «LBSG» для вимірювання деформації
вздовж центральної лінії судна [32]

					КР.135.6211м.04.ПЗ.06			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розробка розташування енергетичного обладнання на судні			
Студент		Шандренко С.В						
Керівник		Коробко В.В.						

Розділ 6. Розробка розташування енергетичного обладнання на судні

6.1. Вимоги до розміщення обладнання в МКВ судна

Для суден з малообертовими двигунами при їх розташуванні у машинному відділенні рекомендується застосовувати короткий валопровід між двигуном та гвинтом. Це можливо тільки при зміщенні головного двигуна та машинного відділення у корму судна. При цьому повинні бути виконані вимоги виробника двигуна щодо вільних площ для демонтажу, розміщення та виконання ремонту деталей головного двигуна. Над дизелем повинен бути простір для розміщення підйомних механізмів, а відстань між гаком та дизелем повинна бути достатньою для підйому поршнів зі штоками або шатунами.

Оскільки на балкері GREEN SAPPHIRE застосовано один головний двигун, відповідно він та валопровід розміщаються у діаметральній площині судна в трюмі машинного відділення. Двигун встановлюється на фундаментах які зв'язані з днищевим набором корпусу судна.

У відповідності з нормативними вимогами розміщення обладнання у машинному відділенні здійснюється таким чином, щоб від постів обслуговування обладнання та між виступаючими частинами механізмів були вільні проходи до вихідних шляхів з шириною не менше 0,6 м при висоті проходів у світлі не менш 1,85...1,90 м.

Між механізмами повинно бути передбачено простір для їх обслуговування, демонтажу та ремонту.

Ширина дверей та ширина трапів повинна становити не менше 0,6 м.

Для кожного машинного відділення повинно бути передбачено не менш двох виходів на палубу і до рятувальних засобів, та шляхів до них. Ці виходи необхідно розташовувати у протилежних кінцях машинного відділення. Ліфти не враховуються як вихідні шляхи.

Обладнання та агрегати у машинному відділенні СЕУ розташовуються за наступним правилом – вони розміщуються у тих місцях, де ефективність їхньої роботи буде найкращою, обслуговування доступним та зручним, витрати на

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		83

розміщення – мінімальні. Обладнання, яке потребує постійного нагляду, розміщують якомога ближче до постів керування.

Допоміжне обладнання, за можливістю, повинно встановлюватися якомога ближче до агрегатів, які вони обслуговують, або з якими вони пов'язані загальним робочим тілом.

Згідно з нормативними документами прокладання трубопроводів може здійснюватися тільки у трьох взаємно перпендикулярних напрямках: паралельно діаметральній площині судна, перпендикулярно до неї та перпендикулярно до основної площини. Також необхідно передбачати простори для обслуговування та монтажу-демонтажу трубопроводів та арматури.

Дизель-генератори суднової електростанції розміщуються на платформі машинного відділення. Аварійний дизель-генератор, його щит керування та інше споріднене обладнання повинні встановлюватися в окремому приміщенні. Воно повинне бути розташовано вище лінії рівня аварійного граничного занурення судна та мати окремий вихід на верхню палубу.

Головний розподільний щит розташовують якомога ближче до дизель-генераторів на платформі. По можливості він повинен встановлюватися у площині яка перпендикулярна до діаметральної. Якщо на судні передбачено центральний пульт управління, то розташування в ньому головного розподільного щита обов'язково.

Утилізаційний паровий котел розташовують у верхній частині шахти димоходів від головного двигуна та допоміжних дизель-генераторів.

Насоси, фільтри, підігрівачі та сепаратори паливних систем необхідно розміщувати у спеціальних приміщеннях, які обладнані витяжною вентиляцією.

Компресори стисненого повітря необхідно встановлювати у місцях, де усмоктуване повітря буде мінімально забруднене парами рідин.

Розташування насосів повинне забезпечувати надійне усмоктування в найбільш несприятливих умовах.

Місця та настили для обслуговування механізмів та обладнання необхідно розміщувати у кілька ярусів якщо висота приміщення це дозволяє.

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		84

Суднові фундаменти повинні забезпечувати надійне кріплення встановленого обладнання. Їх конструкція повинна враховувати необхідність підвода трубопроводів і кабелів до обладнання, а також зручність обслуговування при експлуатації та ремонті.

6.2. Розробка розміщення обладнання СЕУ в МКВ

Розташування обладнання у машинному відділенні балкера GREEN SAPPHIRE виконано згідно вимог, які коротко викладені у розділі 6.1. Воно виконано у відповідності з вимогами міжнародних норм та класифікаційних товариств.

Розташування обладнання виконано з урахуванням його габаритно-вагових характеристик та з урахуванням їх впливу на остійність судна.

Основні прийняті рішення щодо розміщення обладнання у машинному відділенні балкера GREEN SAPPHIRE наступні:

- головний двигун розташовано у центрі машинного відділення на 0 рівні. До гвинта крутний момент від головного двигуна передається проміжним та гребним валом через дейдвудний пристрій;
- три допоміжних дизель-генератори розміщені на другій платформі машинного відділення зі зміщенням у корму відносно головного двигуна;
- центральний пост управління розташовано на другій платформі машинного відділення, у ніс від головного двигуна;
- комбінований утилізаційно-допоміжний котел розміщений над машинним відділенням на рівні верхньої палуби, у корму від головного двигуна;
- система рециркуляції відхідних газів приєднана до корпусу головного двигуна на рівні 3 платформи по правому борту;
- скрубер SO_x розташований у окремому приміщенні, над машинним відділенням у фальш трубі, на рівні шлюпочної палуби;
- сепаратори палива та масла розташовані на 3 платформі машинного відділення, у корму від головного двигуна;
- майстерня знаходиться під центральним постом управління.

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		85

					КР.135.6211м.04.ПЗ.07							
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Студент		Шандренко С.В			Технологічна розробка монтажу проміжного валу			Літ.		Аркуш	Аркушів	
Керівник		Коробко В.В.										

Розділ 7. Технологічна розробка монтажу проміжного валу валопровода

7.1. Призначення і опис проміжного валу

Валопровід призначений для передачі крутного моменту від головного двигуна до гвинта, сприймання упору від гвинта (осьового зусилля) та передачі його на упорний підшипник і далі до корпусу судна з метою забезпечення його руху судна.

Проміжний валопровід складається з:

- проміжного вала;
- опорного підшипника;
- монтажного підшипника.

Проміжний вал виготовлений з вуглецевої сталі КМ-23 ($\sigma_b = 440$ МПа). В необхідних місцях здійснюється його зміцнення поверхневою обкаткою роликів. Вал виконується кованим, з внутрішнім отвором для зменшення ваги вала та усунення можливих дефектів металу, а також для кращих умов термообробки. Внутрішні поверхні валу фарбуються двома шарами сурику та встановлюються заглушки. У торцях валу виготовляють спеціальні виточки, у яких при механічній обробці та збиранні лінії валопроводу вставляють спеціальні центруючі кільця. Центруючі кільця в радіальному напрямку підганяють по поверхні виточки двох суміжних фланців на фарбу.

Проміжний вал з'єднується з гребним валом та валом головного двигуна з застосуванням болтів.

Для підтримки проміжного валу передбачено один опорний самовстановлюючий підшипник. На час монтажу тимчасово встановлюється додатково так званий, монтажний підшипник. Для опорного та монтажного підшипників на валу передбачені шейки, які оброблені з великою точністю.

Основою опорного підшипника є литий сталевий корпус, який має горизонтальний роз'єм. Нижня половина корпусу має лапи для кріплення до фундаменту. По постелі нижньої половини корпусу підшипника і кришки закатуються по спеціальним направляючим вкладиші, які заливаються білим металом. Так як кришка підшипника не сприймає навантаження при роботі

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КР.135.6211м.11.ПЗ

Аркуш

88

валопроводу, її для зменшення ваги виготовляють з легких сплавів. З торців підшипника у місцях виходу вала передбачаються спеціальні ущільнення, які запобігають витoku масла по шийці вала з підшипника. Ці ущільнення виконуються у вигляді звичайного сальника з нажимною втулкою на шпильках.

Основу фундаменту підшипника створюють дві повздовжні балки, які є продовженням дніщевих стрингерів. В горизонтальній площині фундамент складається з двох зварних сталевих листів. Поперечні листи, які являються продовженням флорів, а також бокові бракети забезпечують надійну пов'язь між верхніми опорними плитами фундаменту, повздовжніми балками та набором другого дна. Це сприяє більш рівномірному розподілу упорного тиску. Бокові бракети з'єднані між собою за допомогою горизонтальних планок.

Змащення опорного підшипника є індивідуальним, рідким маслом, що заливається в корпус підшипника.

7.2. Вибір кріплення опорного підшипника до суднового фундаменту

Однією з вимог, що пред'являються до монтажу валопроводу, є висока якість, точність і надійність з'єднань. Виходячи з цього, застосування при монтажу неметалевих і гумовометалевих компенсуючих прокладок не рекомендується. Застосовуємо металеві компенсуючі прокладки.

Металеві прокладки у відмінності від пластмас зберігають геометричні розміри і властивості при зміні температурних умов на судні. Проте, для виключення деформацій механізмів при затягуванні фундаментних болтів необхідно забезпечити їх повне прилягання до опорних поверхонь, що досягається трудомістким ручним пригоном клинів і ретельною обробкою фундаменту.

7.3. Аналіз способу та методів монтажу валопроводу

Найбільш застосованим методом монтажу валової лінії є паралельний метод ведення монтажу валопроводу і головного двигуна, тобто з носа в корму.

Цей спосіб монтажу застосовують при серійному будівництві суден. Монтажні роботи починають з центрування головного двигуна і розмітки опор

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		89

гребного валу оптичним методом. Потім паралельно з виконанням робіт по монтажу головного двигуна проводять розточування опор гребного валу, що подовжує загальний цикл монтажних робіт, монтаж дейдвудного пристрою, гребного валу і гвинта.

Сьогодні застосовуються два методи монтажу проміжного валопроводу: монтаж проміжного валопроводу по навантаженнях на підшипники і монтаж із центруванням по зламах та зсувах.

Оскільки монтаж проміжного валопроводу по навантаженнях на підшипники використовується в основному для монтажу валопроводів невеликої довжини, то для нашого випадку він є непридатним. Приймаємо метод монтажу з центруванням по зламах і зсувах.

7.4. Монтаж проміжного валу із центруванням по зламах і зсувах

Гребний вал при монтажу встановлюють так, щоб зазор між яблуком ахтерштевня і гребним гвинтом відповідав розміру по кресленню. Решта частин валопроводу завантажують у коридор вала краном і укладають на штатні монтажні підшипники. Штатні підшипники заздалегідь розташовують на віджимних болтах, які дозволяють переміщати підшипник в двох площинах.

Після укладання валів на підшипники, приступають до центрування валопроводів по фланцях. Воно здійснюється так, щоб їх геометричні осі співпадали з теоретичною віссю валопроводу в межах допустимих відхилень. При цьому за базу беруть гребний вал.

Звичайно злам і зсув центрованих валів в загальному випадку може розташовуватися в різних площинах, проте для спрощення, їх центрування проводять в двох взаємно перпендикулярних площинах – вертикальній і горизонтальній. Залежно від конструктивної схеми валопроводу, серійності будування та підготовленості заводу вибирають технологічний варіант монтажу на стапелі і відповідний йому спосіб розрахунку допусків і контролю якості центрування валів.

Якщо розрахунки не виконуються, то центрування валів ведуть на плаву в допусках по зсуву 0,20 мм/м.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КР.135.6211м.11.ПЗ

Аркуш

90

Вимір фактичних зламів і зсувів в з'єднаннях валів проводиться двома способами: за допомогою лекальної лінійки або косинця і щупа.

При centruванні валів за допомогою лінійки і щупа вал, що центрується, посовують до базового таким чином, щоб зазор між їх фланцями складав 0,5...1,0 мм. Потім до поверхні одного з фланців зверху, знизу, з правого та лівого бортів прикладають лінійку, заміряючи кожний раз щупом зазори між площиною лінійки і поверхнею другого фланця.

7.5. Основні типи металевих прокладок

Клинові регульовані прокладки складаються з двох дисків, які сполучаються плоскими поверхнями, виконаними з ухилом 1:20. Прокладки виготовляють в остаточний розмір. Регулювання їх положення проводять за рахунок зсуву і повороту верхнього диска по нижньому. При зсуві змінюється висота прокладок, а при повороті – уклін. В основному вони застосовуються для монтажу центрованих механізмів на судах, що мають опорні поверхні складної конфігурації.

Клинові прокладки, що припасовуються, виготовляють за результатами вимірювань висоти, виконаних у чотирьох точках. Після механічної обробки клин має припуск 0,10 мм для припасовування по місцю, яке виконують вручну слюсарі-монтажники високої кваліфікації.

Сферичні прокладки складаються з двох дисків, які сполучаються сферичними поверхнями, завдяки чому верхня половина прокладки може встановлюватися по нижній відповідно ухилу фундаменту. Конструкція виключає необхідність припасування прокладок по місцю, що призвело до їх широкого застосування при монтажі центрованих механізмів. Висоту прокладки визначають по місцю. Верхня половина має припуск 10...20 мм, на величину якого її підрізають на верстаті. Необхідність отримання сфери і обробки фундаменту знижує технологічність сферичних прокладок в порівнянні з пластмасовими.

Проаналізувавши переваги і недоліки вище перелічених типів прокладок, обираємо для монтажу валопроводу сферичні прокладки.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КР.135.6211м.11.ПЗ

Аркуш

91

7.6. Інструмент, пристосування, устаткування і прилади для монтажу

Для монтажу використовується наступний інструмент:

- набір гайкових ключів;
- універсальна втулка для підрізування фундаментів під головки болтів;
- пневматичний шабер.

Для монтажу використовуються наступні пристосування:

- віджимні пристосування;
- пневмодрель;
- гідравлічні пристосування для затягування різьбових з'єднань;
- вантажні пристрої.

Для монтажу використовуються наступне устаткування і прилади:

- кранове обладнання для завантаження механізмів;
- прилад для вимірювання висот сферичних прокладок (див. рис. 7.1).

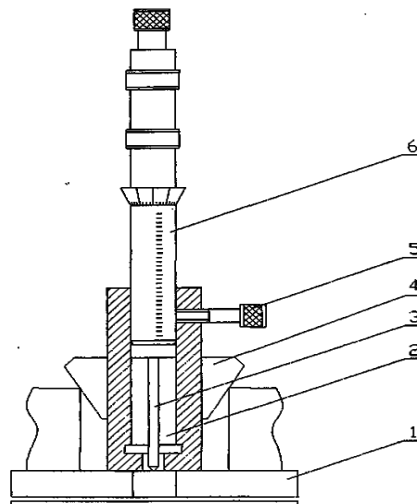


Рисунок 7.1 – Прилад для вимірювання висот сферичних прокладок

Прилад для вимірювання висот сферичних прокладок складається з головки 6 із змінними вимірювальними стержнями 4 для вимірювання товщини прокладок від 25 до 50 мм, з точністю 0,1 мм, сталеві загартовані втулки 2, запресовані на поясок мікрометричної головки, затискного гвинта 5 для фіксації положення вимірювального стержня при знятті вимірювання, змінних втулок 3, закріплюючих прилад по центру отвору і магніту 1, що розташовується з нижньої сторони лапи механізму, верхня площина якого є базою для вимірювань.

7.7. Технологічна карта на монтаж проміжного валу

Технологічна карта на монтаж проміжного валу представлена у таблиці

7.1.

Таблиця 7.1 – Технологічна карта монтажних робіт. Монтаж проміжного валу.

№ опер.	Зміст операцій	Інструмент і пристосування	Робоча сила	
			Склад бригади, чол/розр	Норма часу, год
	Підготовка фундаменту			
05	Очистити фундамент.	Стисле повітря, мітла і т.п.	1/2	0,1
010	Перевірити геометричні розміри.	Рівень, лінійка, рейка, струни, рулетка	2/3	0,15
015	Перевірити орієнтацію фундаменту.	Візуально	2/3	0,1
020	Перевірити конструктивність фундаменту.	Візуально	2/1	0,4
025	Обробити поверхні фундаменту під прокладки.	Фрезерний станок	2/3	0,2
030	Приварити фундамент на судні, перевірити стан оброблених поверхонь.	Щуп, лінійка	1/3	0,1
035	Перевірити положення фундаменту по кресленню.	Креслення	1/2, 2/3	2,0
040	Законсервувати фундамент.	Консервувальні масла, ганчір'я,	2/1	0,2
	Завантаження і установка опорного підшипника.			
045	Законсервувати і погрузити на дерев'яні опори.	Талі, стропи.	2/3, 1/5	0,2
050	Встановити підшипник на фундамент	Талі, стропи.	2/3, 1/5	1,5
055	Закріпити на підшипнику віджимні болти.	Набір ключів	2/3	1,0
	Завантаження і укладання проміжного валу.			
060	Закріпити хомути на валу для транспортування на судно.	Набір ключів	2/3, 1/5	1,5
065	Зняти кришки з опорного підшипника	Талі, стропи, набір ключів.	1/2, 2/3	0,6

Продовження табл. 7.1

070	Виставити монтажний підшипник та встановити стріли.	Талі, стропи, набір ключів.	2/3	2,0
075	Укласти вал в підшипник, встановити і закріпити кришки підшипника.	Талі, стропи, набір ключів.	1/2, 2/3	2,0
080	Сполучити отвори на фланці проміжного валу з отворами на фланці гребного валу.	Валоповоротний пристрій	1/2	0,5
085	Обробити отвори під болти та з'єднати вали за допомогою болтів.	Набір ключів	1/2	0,6
	Перевірка масляних зазорів вкладишів опорних підшипників.			
090	Відвернути гайки і зняти кришки підшипника.	Набір ключів	1/2, 2/3	0,6
095	Підвести вал за допомогою пристосувань.	Талі, стропи	1/2, 2/3	1,0
100	Вставити картонний лист товщиною 1,5% від товщини масляного клина.	Кисті	1/2	0,5
115	Встановити кришки, закрутити гайки і закріпити кришки.	Набір ключів	2/3	1,5
	Центрування валопроводу по зламам і зсуву.			
120	Перевірити зсуви і злами за допомогою щупа і лінійки.	Щуп, лінійка.	2/3, 1/5	1,5
125	Провести послідовно всі необхідні вимірювання зсувів і зламів.	Щуп, лінійка, валоповоротний пристрій	2/3, 1/5	1,5
130	Усунути за допомогою віджимних болтів виявлені злами і зсуви. Зафіксувати положення валопроводу.	Набір ключів, валоповоротний пристрій	2/3, 1/5	1,7
	Монтаж опорних підшипників.			
135	Заміряти відстань між опорною поверхнею фундаменту і лапами підшипника для виготовлення сферичних прокладок.	Пристрій для вимірювання сферичних прокладок	1/3	0,5
140	Занести дані вимірів в бланк-ескіз і відправити його до майстерні для отримання прокладок.		1/4	0,5

Продовження табл. 7.1

145	Отримати сферичні прокладки і встановити їх по місцю з перевіркою якості пригону.	Щуп	2/3, 1/5	0,5
150	Прихватити прокладки до фундаменту і між собою.	Електрозварювальний апарат	1/2	0,2
155	Просвердлити отвори в прокладках і у фундаменті через отвори в лапах підшипника.	Пневмодрель, свердла	2/3, 1/5	1,3
160	Встановити болти, закрутити і законсервувати гайки	Набір ключів	2/3, 1/5	1,0
165	Відвернути гайки і зняти кришки підшипника, видалити прокладку з картону	Набір ключів	1/2, 2/3	0,6
170	Встановити і закріпити кришки підшипника	Набір ключів	2/3	1,0
175	Здати монтаж підшипників ОТК			
180	Закриття монтажних актів і посвідчень			
185	Перевірити комплектність згідно кресленням і вимогам			
190	Пред'явити ОТК			
195	Пред'явити монтаж валопроводу представнику Регістра			

Висновок

В кваліфікаційній роботі розроблені рекомендації з модернізації енергетичної установки балкера GREEN SAPPHIRE з урахуванням діючих та запланованих вимог ІМО. У роботі виконано аналіз існуючого пропульсивного комплексу балкера та його енергетичної установки. Проаналізовані діючі міжнародні вимоги до енергетичних установок таких суден та відповідність існуючої установки вимогам ІМО.

Обґрунтована доцільність модернізації енергетичної установки зі встановленням нового двигуна. Розрахунок характеристик обраного двигуна виконано за допомогою програми CEAS від MAN B&W.

Для зменшення викидів оксидів азоту та сірки від головного двигуна у навколишнє середовище виконано аналіз можливих рішень щодо застосування на судні спеціальних систем для зменшення цих викидів. Обґрунтовано застосування скрубберної системи та рециркуляції вихлопних газів. Визначено склад обладнання цих систем.

Обґрунтовано склад допоміжного обладнання енергетичної установки та надані їх технічні характеристики.

Виконана розробка паливної системи головного двигуна для роботи на важкому паливі. Визначено об'єм важкого палива, який необхідно балкеру для виконання рейсу тривалістю 24 доби.

Надійність експлуатації ГД забезпечує ком'ютерна системи моніторингу та діагностики технічного стану ГД. Система контролю деформацій корпусу судна допомагає уникнути руйнування корпусних конструкцій.

Розроблена технологія монтажу проміжного валу. Наведені необхідні процедури та послідовність монтажу.

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		96

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

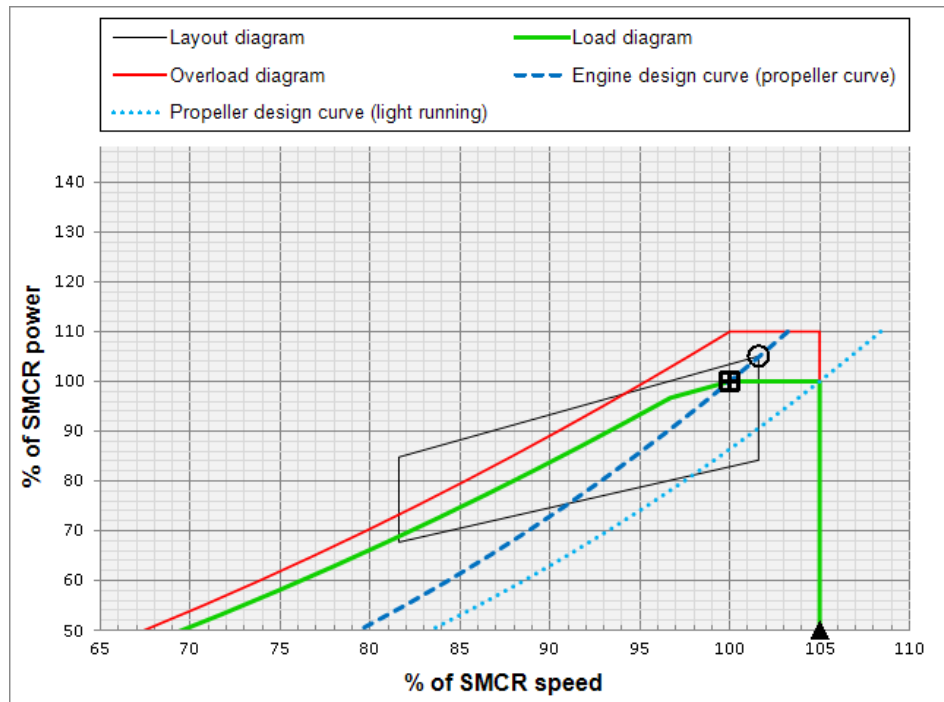
1. Čampara, Leo & Hasanspahić, Nermin & Vujicic, Srdjan. (2018). Overview of MARPOL ANNEX VI regulations for prevention of air pollution from marine diesel engines. SHS Web of Conferences. 58. 01004. 10.1051/shsconf/20185801004.
2. Consolidated text of the 1974 SOLAS convention. 2018.
3. Flex separation systems, S separators 921–987. Alfa Laval. 2020.
4. Global Maritime Engineering Co.,Ltd.; HULL STRESS MONITORING SYSTEM; Global Maritime Engineering; Global Maritime Engineering; Sandan 7-ro, Jeonggan-eup, Gijang-gun, Busan, Korea.
5. Gorbov V. M., Mitienkova V. S., Serbin S. I. Alternative Fuels in Ship Power Plants: Monograph. – Mykolaiv: publisher Torubara V. V., 2017. – 120 p.
6. Guidelines for application of exhaust gas recirculation (EGR) systems onboard ships. China classification society. 2020.
7. IMO (2016). Train the Trainer (TTT) Course on Energy Efficient Ship Operation. Module 2 – Ship Energy Efficiency Regulations and Related Guidelines.
8. MAN B&W S50ME-C8-TII. Project Guide. 1st Edition. April 2010.
9. Man energy solutions; CEAS Engine Data report; 6S50ME-C8.2coEGR.
10. SIGNIFICANT SHIPS OF 2013 © 2014. The Royal Institution of Naval Architects.
11. Tier III NO_x Compliance: Introduction of SCR On Engine (iSCR). Winterthur Gas & Diesel Ltd. 2019.
12. Understanding exhaust gas treatment systems. Guidance for shipowners and operators. June 2012.
13. Артемов Г.А., Волошин В.П. и др., «Судовые энергетические установки», 1987.
14. Горбов В.М. Основы судовой энергетики: збірник практичних завдань/В.М. Горбов, І.П. Єсін, В.С. Мітенкова. – Миколаїв: НУК, 2018.– 244 с.
15. Международный кодекс по управлению безопасной эксплуатацией судов и предотвращением загрязнения. РЕЗОЛЮЦИЯ А.741(18). 2013.
16. Шостак В.П. Проектирование пропульсивной установки судов с прямой передачей мощности на винт/ Под ред. Шостака В.П. - Николаев: НКИ, 2003. – 500 с.
17. Yanmar. Products Guide. Diesel Engine Generator Set. Yanmar Energy System Co., Ltd. 2019.

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		97

MAN Energy Solutions



CEAS Engine Data report 6S50ME-C8.5-EcoEGR with scrubber



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

Point	Power kW	Speed r/min	MEP bar
+ SMCR: Specified Maximum Continuous Rating (95.2% of NMCR)	9,480	125.0	19.3
□ NCR: Normal Continuous Rating (100.00% of SMCR)	9,480	125.0	19.3
Maximum over load (110% of SMCR)	10,428	-	-
▲ Maximum speed limit (105% of SMCR)	-	131.3	-
○ L1, NMCR: Nominal Maximum Continuous Rating	9,960	127.0	20.0

Further reading: [Basic principles of ship propulsion](#)
Specified Main Engine and Other Parameters

					КР.135.6211м.11.ПЗ	Архив
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		98

Specified parameters	
Type of propeller	Fixed pitch propeller
Cooling system	Central water cooling system
Hydraulic control oil system test	Common (system oil)
Hydraulic power supply	Mechanical
Cylinder oil lubricator type	Alpha lubricator
Fuel sulphur content for engine design	High sulphur
Sulphur in fuel (Tier II)	max 3.5% sulphur
Sulphur in fuel (Tier III)	max 3.5% sulphur
NOx emission compliance	Tier II / Tier III

Turbocharger specifications	
Turbocharger efficiency	High efficiency
Exhaust gas bypass	With EGB*)
Number of turbochargers and make/type	1 x MAN TCT40-ML
Turbocharger lubricating	Common (system oil)
Exhaust gas scrubber for high sulphur	Standard
Exhaust back pressure (Tier II)	60 mbar
Exhaust back pressure (Tier III)	60 mbar

This engine can be equipped with Economizer Energy Control (EEC) for increasing exhaust gas temperatures.

Fuel Consumption and Gas Figures

	Tier II		Tier III	
	SMCR	NCR	SMCR	NCR
	g/kWh	g/kWh	g/kWh	g/kWh
ISO	167.0	167.0	171.0	171.0
Tropical	168.8	168.8	172.8	172.8
Specified	165.0	165.0	168.9	168.9

SFOC: Specific Fuel Oil Consumption (LCV: 42,700 kJ/kg)

	Tier II		Tier III	
	SMCR	NCR	SMCR	NCR
	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s
ISO	17.9	17.9	17.7	17.7
Tropical	16.8	16.8	16.5	16.5
Specified	18.3	18.3	17.9	17.9

	Tier II		Tier III	
	SMCR	NCR	SMCR	NCR
	°C	°C	°C	°C
ISO	262	262	237	237
Tropical	312	312	285	285
Specified	236	236	213	213

	Tier II		Tier III	
	SMCR	NCR	SMCR	NCR
	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s
ISO	17.5	17.5	17.4	17.4
Tropical	16.8	16.8	16.5	16.5
Specified	17.9	17.9	17.6	17.6

ISO, tropical and specified conditions are listed in the References and tolerances section.

Expected lubricating oil consumption

Fuel sulphur	Cylinder oil consumption	Lubricating oil consumption
2.1%-3.5%	typically 0.63-1.05 g/kWh*	from negligible to 0.1 g/kWh

*) Using 100 BN cylinder oil.

Capacities of Pumps and Coolers

Pump	Flow capacity m ³ /h	Pump head bar
Fuel oil circulation	4.6	6.0
Fuel oil supply	2.5	4.0
Jacket cooling water	70	3.0
Lubricating oil	200	3.8
Central fresh water	315	2.5
Sea water for central cooling	390	2.0

The pump heads stated are for guidance only, and depend on the actual pressure drop across coolers, filters, etc. in the systems. The capacities do not account for any components other than the engine itself.

Flow capacities of cooler(s) on engine <i>ISO condition</i>		Central water flow m ³ /h
Scavenge air cooler(s)	No. of coolers x flow per cooler	1 x 115
EGR cooler(s)	No. of coolers x flow per cooler	1 x 115
Total flow capacity to engine		230

Capacities of auxiliary heat exchangers		m ³ /h	Central water flow m ³ /h	Heat dissipation kW
Central cooler	Sea water flow	390	315	7,970
Jacket water cooler	Jacket water flow	70	85	1,300
Lubricating oil cooler	Oil flow	200	85	780

All flows are stated as minimum required flows.

The heat capacity of the central cooler (including 5% safety margin) is calculated as the sum of the 100% SMCR heat dissipation from all coolers in the worst case of each of the engine operational modes (fuel type, emission mode and ambient condition).

The heat capacity of the jacket water cooler and lubricating oil cooler (including 10% safety margin) is based on the highest heat dissipation of each of the engine operational modes (fuel type, emission mode and tropical condition).

Pertaining cooling water flow diagram, temperatures, viscosities and pressures for pumps and coolers, see "Engine Project Guide".

					KP.135.6211M.11.ПЗ	Архив
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		100

Capacities of Auxiliary Systems

Air cooler cleaning unit	
Air cooler cleaning tank	0.30 m ³
Capacity of pump	1.0 m ³ /h

Cylinder oil system	
Storage tanks	2 x 16 m ³
Service tanks	1.3 m ³

Fuel oil system	
Distillate marine fuel service tank, 12 h	22.2 m ³
Residual marine fuel settling tanks, 2 x 12 h	2 x 20.8 m ³
Residual marine fuel service tank, 12 h/95 °C	21 m ³
Residual marine fuel separator, 98 °C	2,180 l/h
Distillate marine fuel oil circulation cooler	22 kW
Fuel oil pre-heater	74 kW

Lubricating oil system	
Storage tanks (2 x 3 months)	2 x 3.2 m ³
Separator, 90 °C	1,350 l/h
Recommended lubricating oil bottom tank	12 m ³

Miscellaneous	
Jacket water expansion tank*)	10 %
Recommended engine room ventilation flow**)	31 m ³ /s
Motor rating, auxiliary blowers	2 x 29 kW
EGR blower max power consumption***)	98 kW

*) Jacket water expansion tank volume given in percent of the total jacket water volume.

**) This air flow is given as 200% of the main engine combustion air flow. Besides the combustion air flow (100%), it includes cooling air for main engine radiation heat (50%), an estimate of combustion air for gensets/boilers and cooling air for their radiation heat (25%) and an estimate of radiated heat from other equipment (25%). Please check with ISO 8861:1998(E) for details.

***) Powered by a variable frequency drive, so no margin for starting current is required. Number of EGR blowers must be informed by maker. Nominal power rating for EGR blower may differ significantly from this value.

Starting air system, 30 bar***)	
Receiver volume (12 starts)	2 x 4.5 m ³
Compressors (total)	270 m ³ /h

***) Starting air system capacities do not include air consumption for ventilation of double wall pipe or Tier III air consumers. An assessment is to be performed to determine whether the above needs to be increased.

Various drain tanks	
Stuffing box drain tank	0.30 m ³
Scavenge air drain tank	0.30 m ³

EGR Water Handling System (WHS)	
<i>Pump flows</i>	
EGR treated water supply pump	5.7 m ³ /h
NaOH dosing pump	86 l/h
<i>Pump heads</i>	
EGR treated water supply pump	10 bar
NaOH dosing pump	10 bar

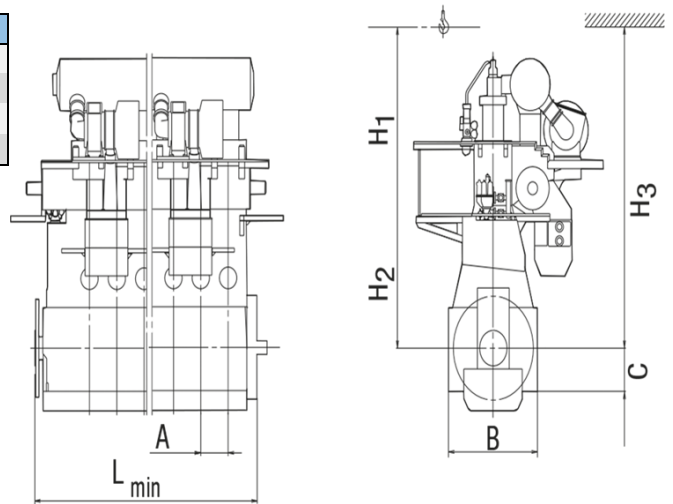
Engine Dimensions, Masses and Overhaul Heights

Dimensions	
A: Cylinder distance	850 mm
B: Width of bedplate	3,150 mm
C: Distance from foot to crankshaft	1,085 mm
L min: Minimum length of engine	6,774 mm

Overhaul heights	
H1: Normal lifting procedure	9,050 mm
H2: Reduced height lifting procedure	8,500 mm
H3: Tilted lifting with double jib crane	8,250 mm

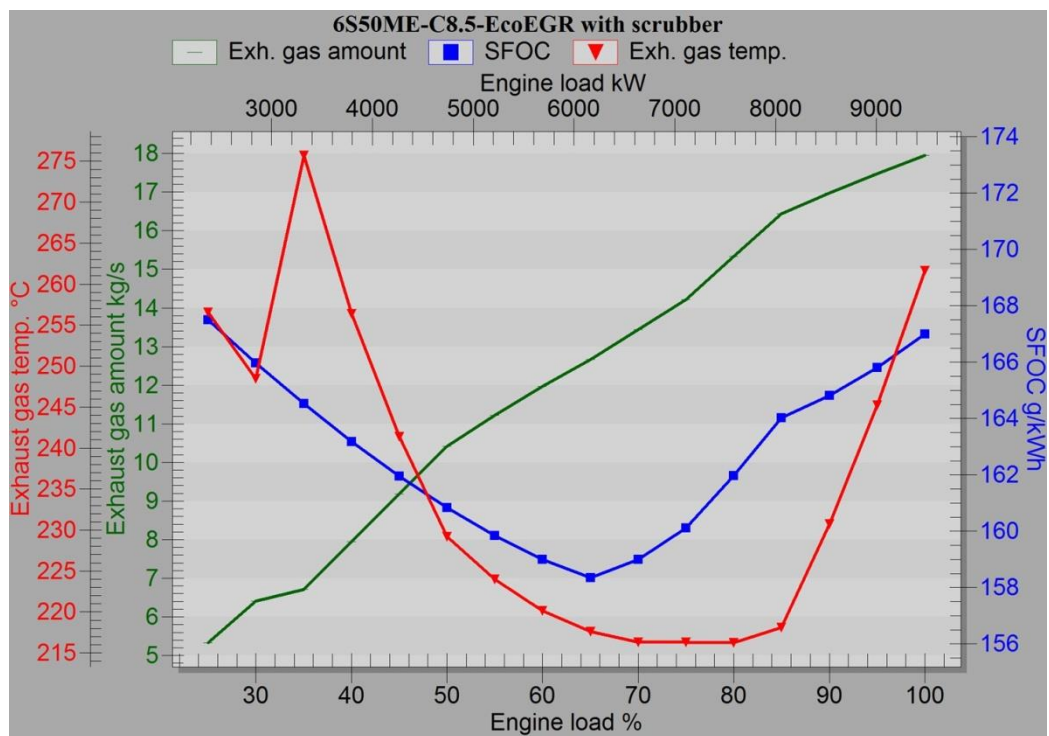
Crane capacities	
Normal lifting procedure	2.0 t
With electrical double jib crane	2 x 1.6 t

Masses	
Mass of main engine, dry	210 t
Added engine dry mass for EcoEGR	12 t
Mass of water and oil in engine	2.0 t



The real engine length at crankshaft centreline level may be larger than the minimum length of the engine, as it depends on the vibration conditions of the main engine and shaft system, i.e. on whether a vibration damper and/or moment compensator needs to be installed. Only EcoEGR related components, that are mounted on the engine, are included in the above added mass. Indicated values are for guidance only and are not binding.

Fuel Consumption and Exhaust Gas Data Fuel Oil, Tier II mode



Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КР.135.6211м.11.ПЗ

Аркуш

102

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

Load %	Power SMCRkW	Speed r/min	SFOC g/kWh	Exh. gas kg/s	Exh. gas*) °C	Steam**) kg/h
100	9,480	125.0	167.0	17.9	262	1,810
95	9,006	122.9	165.8	17.5	245	1,490
90	8,532	120.7	164.8	17.0	231	1,190
85	8,058	118.4	164.0	16.4	218	920
80	7,584	116.0	162.0	15.3	216	840
75	7,110	113.6	160.1	14.2	216	800
70	6,636	111.0	159.0	13.4	216	760
65	6,162	108.3	158.4	12.7	218	750
60	5,688	105.4	159.0	12.0	220	750
55	5,214	102.4	159.8	11.2	224	770
50	4,740	99.2	160.8	10.4	229	790
45	4,266	95.8	161.9	9.2	241	860
40	3,792	92.1	163.2	7.9	256	920
35	3,318	88.1	164.5	6.7	276	980
30	2,844	83.7	166.0	6.4	248	700
25	2,370	78.7	167.5	5.3	257	660

Fuel consumption and Exhaust Gas Data Fuel Oil, Tier II mode

Tropical ambient conditions (ambient air: 45 °C, scavenge air coolant: 36 °C)

Load %	Power SMCRkW	Speed r/min	SFOC g/kWh	Exh. gas kg/s	Exh. gas*) °C	Steam**) kg/h
100	9,480	125.0	168.8	16.8	312	2,520
95	9,006	122.9	167.6	16.4	294	2,220
90	8,532	120.7	166.6	15.9	279	1,940
85	8,058	118.4	165.8	15.5	265	1,680
80	7,584	116.0	163.7	14.4	262	1,560
75	7,110	113.6	161.8	13.4	261	1,470
70	6,636	111.0	160.7	12.7	260	1,400
65	6,162	108.3	160.0	12.0	261	1,350
60	5,688	105.4	160.7	11.4	262	1,320
55	5,214	102.4	161.5	10.8	266	1,300
50	4,740	99.2	162.5	10.0	270	1,290
45	4,266	95.8	163.7	8.9	281	1,290
40	3,792	92.1	164.9	7.8	294	1,300
35	3,318	88.1	166.3	6.7	310	1,290
30	2,844	83.7	167.7	6.6	276	960
25	2,370	78.7	169.3	5.5	282	880

Specified ambient conditions (ambient air: 10 °C, scavenge air coolant: 10 °C)

Load %	Power SMCRkW	Speed r/min	SFOC g/kWh	Exh. gas kg/s	Exh. gas*) °C	Steam**) kg/h
100	9,480	125.0	165.0	18.3	236	1,350
95	9,006	122.9	163.8	17.8	220	1,020
90	8,532	120.7	162.8	17.2	207	740
85	8,058	118.4	162.1	16.7	195	500
80	7,584	116.0	160.0	15.5	193	450
75	7,110	113.6	158.2	14.4	194	430
70	6,636	111.0	157.1	13.6	194	410
65	6,162	108.3	156.5	12.8	195	410
60	5,688	105.4	157.1	12.1	198	430
55	5,214	102.4	157.9	11.3	201	460
50	4,740	99.2	158.9	10.5	206	500
45	4,266	95.8	160.0	9.3	218	590
40	3,792	92.1	161.2	8.0	233	680
35	3,318	88.1	162.6	7.6	212	450
30	2,844	83.7	164.0	6.5	224	490
25	2,370	78.7	165.5	5.4	231	470

Comments / details:

SFOC: Specific Fuel Oil Consumption (LCV: 42,700 kJ/kg)

*) Mixed exhaust gas

temperature after turbocharger.

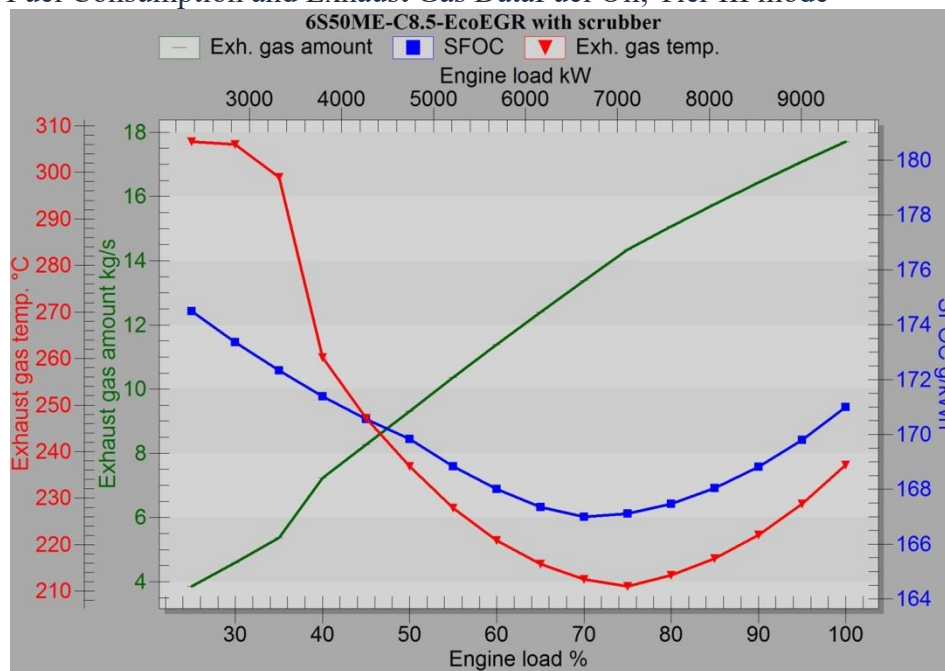
Loads below 50% are associated with larger tolerances.

**) Guiding steam production capacity

at 7.0 bar(a) with variable

pinch point temperature, matched to 15°C at 85% load in Tier II and ISO. Contact boiler maker for actual steam production.

Fuel Consumption and Exhaust Gas Data Fuel Oil, Tier III mode



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

Load % R	Power SMC kW	Speed r/min	SFOC g/kWh	Exh. gas kg/s	Exh. gas*) °C	Steam**) kg/h
100	9,480	125.0	171.0	17.7	237	1,350
95	9,006	122.9	169.8	17.1	229	1,150
90	8,532	120.7	168.8	16.4	222	1,000
85	8,058	118.4	168.0	15.8	217	880
80	7,584	116.0	167.5	15.1	213	780
75	7,110	113.6	167.1	14.4	211	720
70	6,636	111.0	167.0	13.4	213	700
65	6,162	108.3	167.4	12.4	216	710
60	5,688	105.4	168.0	11.4	221	740
55	5,214	102.4	168.8	10.4	228	770
50	4,740	99.2	169.8	9.3	237	820
45	4,266	95.8	170.5	8.3	247	850
40	3,792	92.1	171.4	7.2	260	890
35	3,318	88.1	172.3	5.4	299	980
30	2,844	83.7	173.4	4.6	306	900
25	2,370	78.7	174.5	3.9	307	780

Tropical ambient conditions (ambient air: 45 °C, scavenge air coolant: 36 °C)

Load % R	Power SMC kW	Speed r/min	SFOC g/kWh	Exh. gas kg/s	Exh. gas*) °C	Steam**) kg/h
100	9,480	125.0	172.8	16.5	285	2,090
95	9,006	122.9	171.6	15.9	276	1,900
90	8,532	120.7	170.6	15.3	268	1,730
85	8,058	118.4	169.8	14.7	262	1,580
80	7,584	116.0	169.2	14.1	257	1,460
75	7,110	113.6	168.9	13.4	254	1,360
70	6,636	111.0	168.8	12.6	255	1,310
65	6,162	108.3	169.1	11.7	258	1,280
60	5,688	105.4	169.8	10.8	262	1,260
55	5,214	102.4	170.6	9.9	269	1,250
50	4,740	99.2	171.6	8.9	277	1,250
45	4,266	95.8	172.4	8.0	286	1,240
40	3,792	92.1	173.2	7.0	298	1,230
35	3,318	88.1	174.2	5.5	323	1,190
30	2,844	83.7	175.2	4.7	329	1,080
25	2,370	78.7	176.3	4.0	329	940

Specified ambient conditions (ambient air: 10 °C, scavenge air coolant: 10 °C)

Load %	Power SMCRkW	Speed r/min	SFOC g/kWh	Exh. gas kg/s	Exh. gas* °C	Steam** kg/h
100	9,480	125.0	168.9	17.9	213	880
95	9,006	122.9	167.8	17.3	205	710
90	8,532	120.7	166.8	16.6	199	570
85	8,058	118.4	166.0	15.9	194	470
80	7,584	116.0	165.5	15.2	191	390
75	7,110	113.6	165.1	14.5	188	340
70	6,636	111.0	165.0	13.5	190	340
65	6,162	108.3	165.3	12.5	193	380
60	5,688	105.4	166.0	11.5	199	430
55	5,214	102.4	166.8	10.4	205	490
50	4,740	99.2	167.8	9.3	214	550
45	4,266	95.8	168.5	8.3	225	610
40	3,792	92.1	169.3	7.2	237	670
35	3,318	88.1	170.3	5.3	276	810
30	2,844	83.7	171.3	4.6	282	740
25	2,370	78.7	172.4	3.8	282	630

Comments / details

SFOC: Specific Fuel Oil Consumption (LCV: 42,700 kJ/kg)
temperature after turbocharger.

*) Mixed exhaust gas

Loads below 50% are associated with larger tolerances.

**) Guiding steam production capacity

at 7.0 bar(a) with variable

pinch point temperature, matched to 15°C at 85% load in Tier II and ISO. Contact boiler maker for actual steam production.

Tables of Capacities - Tier II

1 Engine load (% SMCR)	4	Scavenge air receiver temp. (°C)	7	Jacket water heat diss. (kW) +10/-
2 T/C air consumption (kg/s) +/- 5%	5	Scavenge air heat diss. (kW)	8	15% Lubricating oil heat diss. (kW) +/-10%
3 Scavenge air pressure (bara)	6	EGR heat dissipation (kW)	9	Condensed water (non-EGR) (t/24h)

Loads below 50% are associated with larger tolerances.

1	2	3	4	5	6	7
8	9					

ISO ambient conditions (ambient air: 25.0 °C, scavenge air coolant: 25.0 °C)

100	17.5	3.98	37	3,200	1,300	1,140	680	0.0
95	17.1	3.87	37	3,030	1,240	1,100	650	0.0
90	16.6	3.75	36	2,860	1,190	1,060	630	0.0
85	16.1	3.63	35	2,690	1,130	1,020	600	0.0
80	15.0	3.36	34	2,340	1,140	970	570	0.0
75	13.9	3.10	33	2,010	1,130	930	550	0.0
70	13.2	2.92	33	1,780	1,010	890	520	0.0
65	12.4	2.74	32	1,570	910	850	500	0.0
60	11.7	2.59	31	1,400	820	800	480	0.0
55	11.0	2.43	31	1,220	730	760	450	0.0
50	10.2	2.27	30	1,050	650	720	430	0.0
45	9.0	2.05	30	800	650	680	400	0.0
40	7.8	1.83	29	590	640	630	380	0.0
35	6.6	1.63	29	400	600	590	360	0.0
30	6.3	1.57	36	320	640	550	330	0.0
25	5.2	1.41	36	190	580	510	300	0.0

Tropical ambient conditions (ambient air: 45.0 °C, scavenge air coolant: 36.0 °C)								
100	16.8	3.85	47	3,300	840	1,160	690	33.4
95	16.3	3.75	46	3,130	800	1,110	660	32.6
90	15.9	3.64	46	2,960	770	1,070	630	31.8
85	15.4	3.52	45	2,790	730	1,030	610	30.9
80	14.4	3.27	44	2,440	760	980	580	28.9
75	13.4	3.02	43	2,110	780	940	550	26.7
70	12.7	2.85	42	1,890	680	900	530	24.7
65	12.0	2.68	42	1,680	580	860	500	22.6
60	11.4	2.54	41	1,510	510	810	480	20.8
55	10.7	2.40	41	1,330	430	770	460	18.9
50	10.0	2.25	40	1,160	350	730	430	16.8
45	8.9	2.04	39	910	380	680	410	14.2
40	7.8	1.84	39	690	390	640	380	11.4
35	6.6	1.65	38	500	370	600	360	8.6
30	6.5	1.60	46	420	420	560	330	8.3
25	5.5	1.44	46	280	390	510	310	5.9

Specified ambient conditions (ambient air: 10.0 °C, scavenge air coolant: 10.0 °C)								
100	17.9	3.96	23	3,080	1,430	1,130	670	1.8
95	17.4	3.84	22	2,910	1,370	1,090	650	1.8
90	16.9	3.73	22	2,740	1,310	1,050	620	1.7
85	16.4	3.60	21	2,570	1,250	1,000	590	1.7
80	15.2	3.33	20	2,220	1,250	960	570	1.6
75	14.1	3.07	19	1,900	1,230	920	540	1.5
70	13.3	2.88	18	1,690	1,110	880	520	1.3
65	12.6	2.71	17	1,490	1,000	840	490	1.1
60	11.9	2.56	17	1,330	910	790	470	0.9
55	11.1	2.41	16	1,160	810	750	450	0.7
50	10.3	2.25	15	990	720	710	420	0.5
45	9.1	2.03	15	760	720	670	400	0.3
40	7.9	1.82	14	550	700	630	380	0.1
35	7.5	1.74	21	450	760	580	350	0.0
30	6.4	1.55	21	290	710	540	330	0.0
25	5.3	1.40	21	180	640	500	300	0.0

Tables of Capacities - Tier III

1 Engine load (% SMCR)	4	Scavenge air receiver temp. (°C)	7	Jacket water heat diss. (kW) +10/-15%
2 T/C air consumption (kg/s) +/- 5%	5	Scavenge air heat diss. (kW)	8	Lubricating oil heat diss. (kW) +/-10%
3 Scavenge air pressure (bara)	6	EGR heat dissipation (kW)	9	Condensed water (non-EGR) (t/24h)

Loads below 50% are associated with larger tolerances.

1	2	3	4	5	6	7
8	9					

ISO ambient conditions (ambient air: 25.0 °C, scavenge air coolant: 25.0 °C)								
100	17.4	3.98	36	2,530	3,190	1,170	700	0.2
95	16.8	3.80	35	2,290	3,030	1,130	670	0.1
90	16.2	3.62	35	2,060	2,870	1,080	640	0.0
85	15.5	3.44	34	1,850	2,720	1,040	610	0.0
80	14.8	3.25	34	1,610	2,700	1,000	590	0.0
75	14.1	3.07	34	1,390	2,650	950	560	0.0
70	13.2	2.86	34	1,220	2,470	910	540	0.0
65	12.2	2.65	34	1,070	2,300	870	510	0.0
60	11.2	2.45	34	920	2,130	820	490	0.0
55	10.2	2.26	33	770	1,950	780	460	0.0
50	9.2	2.07	33	630	1,760	740	440	0.0
45	8.1	1.88	33	490	1,590	690	410	0.0
40	7.1	1.71	32	350	1,420	650	390	0.0
35	5.3	1.49	41	230	1,420	610	360	0.0
30	4.5	1.37	40	150	1,240	560	340	0.0
25	3.8	1.27	39	90	1,070	520	310	0.0

					КР.135.6211м.11.ПЗ		Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата			107

Tropical ambient conditions (ambient air: 45.0 °C, scavenge air coolant: 36.0 °C)								
100	16.5	3.83	45	2,620	2,840	1,180	710	37.0
95	15.9	3.66	44	2,380	2,700	1,140	680	35.1
90	15.3	3.49	44	2,150	2,570	1,100	650	33.2
85	14.7	3.31	43	1,930	2,430	1,050	620	31.1
80	14.1	3.14	43	1,690	2,430	1,010	590	29.1
75	13.4	2.97	43	1,460	2,410	960	570	26.9
70	12.5	2.77	43	1,300	2,240	920	540	24.8
65	11.7	2.58	43	1,150	2,080	880	520	22.7
60	10.8	2.40	43	1,000	1,910	830	490	20.4
55	9.8	2.22	42	850	1,740	790	470	18.1
50	8.9	2.04	42	710	1,570	740	440	15.5
45	7.9	1.87	42	560	1,420	700	420	12.7
40	7.0	1.70	41	420	1,260	660	390	9.9
35	5.4	1.51	49	310	1,290	610	370	8.6
30	4.7	1.39	49	220	1,130	570	340	6.2
25	4.0	1.29	48	140	980	520	310	4.3

Specified ambient conditions (ambient air: 10.0 °C, scavenge air coolant: 10.0 °C)								
100	17.6	3.94	21	2,410	3,310	1,160	690	3.2
95	17.0	3.76	21	2,180	3,140	1,110	660	3.1
90	16.4	3.58	20	1,960	2,980	1,070	630	2.9
85	15.7	3.39	20	1,750	2,820	1,030	610	2.6
80	15.0	3.21	19	1,520	2,790	990	580	2.4
75	14.3	3.03	19	1,310	2,730	940	560	2.2
70	13.3	2.82	19	1,150	2,560	900	530	1.9
65	12.3	2.62	19	1,000	2,380	860	510	1.6
60	11.3	2.42	19	860	2,210	810	480	1.2
55	10.3	2.23	19	720	2,020	770	460	0.9
50	9.2	2.04	18	590	1,830	730	430	0.5
45	8.2	1.86	18	450	1,660	680	410	0.2
40	7.1	1.68	17	330	1,480	640	390	0.0
35	5.2	1.47	26	210	1,500	600	360	0.0
30	4.5	1.36	25	140	1,320	560	330	0.0
25	3.8	1.26	24	80	1,140	510	310	0.0

Tables of EGR consumption - Tier II Fuel Oil

1 Engine load (% SMCR)	3	Freshwater consumption (kg/h)	5	Sludge accumulation (l/h)
2 Power, EGR blower (kWe)	4	Processwater bleed off (kg/h)	6	NaOH consumption (l/h)

EGR blower power consumption has a tolerance of 20%. Capacities are based on the WTS discharging directly to the EGC scrubber as described in 5855993-4.

Based on 3.5% fuel sulphur content. Sludge accumulation based on 7% dry matter. Fresh water consumption accounts for water added to the EGR process. WTS water consumption is not included (to be informed by maker).

NaOH consumption is based on a 50% NaOH solution. Minimum tolerance is 0.5 l/MWh, but generally 10%.

1	2	3	4	5
	6			

ISO ambient conditions (ambient air: 25.0 °C, scavenge air coolant: 25.0 °C)					
100	29	0	280	5.1	25.6
95	30	0	270	4.9	25.0
90	30	0	260	4.7	24.3
85	31	0	250	4.5	23.5
80	35	0	250	4.6	24.1
75	38	0	250	4.6	24.4
70	35	0	220	4.1	22.2
65	32	0	200	3.7	20.1
60	30	0	180	3.2	18.2
55	27	0	160	2.8	16.3
50	24	0	140	2.4	14.5
45	25	0	130	2.3	14.8
40	24	0	130	2.1	14.6
35	22	0	120	1.9	13.9
30	16	0	120	1.9	14.7
25	13	0	100	1.6	13.3

Ambient condition	Scavenge air coolant temp. *) °C	Ambient air temp. °C	Rel. air humidity %	Barometric pressure mbar
ISO**)	25	25	30	1,000
Tropical	36	45	60	1,000
Specified	10	10	60	1,000

*) With a central cooling system, the sea water will be 4 °C lower than these temperatures.

**) Refers to ISO 3046-1 2002(E) and ISO 15550:2002(E).

Tolerances	
Specific Fuel Oil Consumption (SFOC) tolerance at SMCR	+/- 5%
Exhaust gas amount tolerance	+/- 5%
Exhaust gas temperature tolerance	+/- 15°C

Guarantee point	
Guarantee point (same as NCR)	100.00% of SMCR
Guarantee point SFOC tolerance	5%

Values for EEDI	
Engine type	6S50ME-C8.5-EcoEGR with scrubber
SMCR power	9,480 kW
SMCR RPM	125.0 r/min
Ambient condition	ISO
Reference LCV of fuel oil	42,700 kJ/kg
Fuel Oil mode	
SFOC at SMCR	167.0 g/kWh
SFOC at 75% SMCR	160.1 g/kWh
SFOC at 75% SMCR incl. 6% tolerance	169.7 g/kWh

					КР.135.6211М.11.ПЗ	Архив
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		109