

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики

«Допущений до захисту»

В.О. завідувача кафедри, доцент

 Б.М. Личко

“ ” 2024 р.

Пояснювальна записка

до магістерської кваліфікаційної роботи

Модернізація енергетичної установки танкера Brasil Knutsen

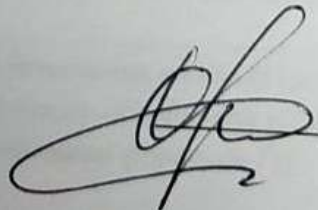
Галузь знань	13 МЕХАНІЧНА ІНЖЕНЕРІЯ
Спеціальність	135 Суднобудування
Освітньо-професійна програма	Суднові енергетичні установки та устаткування

Виконав:



студент групи 6211м
Калічин А.В.

Керівник проєкту:



доктор техн. наук,
доцент, Коробко В.В.

Миколаїв – 2024

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

Галузь знань 13 «Механічна інженерія»,
спеціальність 135 «Суднобудування»,
ОПП «Суднові енергетичні установки та устаткування»

ЗАТВЕРДЖУЮ
В.О. завідувача кафедри, доцент

 Б.М. Личко.

“ ” 2024 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

Калічин Андрій Васильович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема: «Модернізація енергетичної установки танкера Brasil Knutsen»

Керівник проекту: Коробко В.В., д.т.н., доцент

затверджені наказом НУК від " " 2024 року № .

2. Строк подання студентом проекту "01" грудня 2024 року.

3. Вихідні дані до проекту

3. Дата видачі завдання: 27.10.2024

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 .
5. Розробка системи заходів для забезпечення надійної експлуатації обладнання СЕУ.
6. Розробка розташування енергетичного обладнання на судні.
7. Технологічна розробка ремонту паливної форсунки ГД.

Висновки.

Список використаних джерел інформації.

Додатки.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КР.135.6211М.08

Аркуш

2

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

6. Доповідь здійснюється у вигляді слайд - презентації.

7. Обсяг розрахунково-пояснювальної записки (РПЗ) : 90 - 120, формат аркушів А4. До РПЗ додаються один або більше примірників презентації доповіді, формат аркушів А4 або А3 (графічний матеріал форматується при друкуванні). Презентація доповіді, містить титульний лист з підписами, анотацію, графічні матеріали, висновки.

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

Перелік графічного матеріалу

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи (на розсуд керівника)	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

Консультанти розділів проекту.

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	"Завдання видав"		"Завдання прийняв"	
		Підпис	Дата	Підпис	Дата
7.					

Студент

Каліч
(підпис)

Калічин А.В.
(прізвище та ініціали)

Керівник КР
Д.Т.Н., доцент

[Підпис]
(підпис)

Коробко В.В.
(прізвище та ініціали)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КР.135.6211М.08

Аркуш

3

Анотація

Випускний проект складається з пояснювальної записки обсягом 92 с., додатків, _____креслень та плакатів на аркушах формату А4.

У першому розділі наведена загальна характеристика танкеру «Brasil Knutsen», клас проекту за IACS, вимоги IMO, SOLAS-74, MARPOL 73/78.

У другому розділі проведено аналіз пропульсивного комплексу. Проведено аналіз параметрів ЕУ базового судна. Проаналізовано вибір ГД.

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

У четвертому розділі виконано проектування системи. Розроблено принципову схему паливної системи СЕУ. Проведено гідравлічний розрахунок. Обрано комплектуюче обладнання. Визначені запаси робочих речовин.

В п'ятому розділі проведено аналіз розміщення енергетичного обладнання у машинному відділенні. Проаналізовано вимоги розміщення обладнання в МКВ судна. Розроблено креслення розміщення обладнання в МКВ судна. Запропоновано заходи моніторингу стану корпусу судна, та систему вимірювання потужності морських валів.

У шостому розділі розроблено розташування енергетичного обладнання на судні.

У сьомому розділі проведено технологічну розробку монтажу або ремонту елемента СЕУ: «Форсунки головного двигуна». Підсумок роботи складається з висновку та списку використаних джерел інформації.

Ключові слова: танкер, суднова енергетична установка, скруббер, паливна та мастильна система валопровід, крутний момент.

					КР.135.6211М.08	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Summary

The final project consists of an explanatory note of 93 seconds. on A4 sheets and three A3 posters.

The first section presents the general characteristics of the tanker " Brasil Knutsen ", project class according to IACS, IMO requirements, SOLAS-74, MAR-POL 73/78.

In the second section the analysis of the propulsive complex is carried out. The analysis of EU parameters of the base vessel is carried out. The choice of GD is analyzed.

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

In the fourth section, the system is designed. A schematic diagram of the SEU fuel system has been developed. Hydraulic calculation was performed. Completing equipment is selected. Determined stocks of working substances.

The fifth section analyzes the location of power equipment in the engine room. The requirements for placing equipment in the vessel's MKV are analyzed. The drawing of placement of the equipment in MKV of the vessel is developed. Measures to monitor the condition of the hull and a system for measuring the power of sea shafts are proposed.

In the sixth section, the location of power equipment on the ship is developed.

In the seventh section the technological development of installation or repair of the element of SEU is carried out: "Nozzles of the main engine". The result of the work consists of a conclusion and a list of used sources of information.

Keywords: tanker, ship power plant, scrubber, oil and lubricating system. shaft, torque.

					KP.135.6211M.08	Архив
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		5

ЗМІСТ

Завдання на виконання.....	
Анотація.....	
Зміст	
Вступ.....	
1. Аналіз характеристик базового судна та його ЕУ, на відповідність діючим вимогам ІМО. Обґрунтування шляхів модернізації.....	
1.1 Загальна характеристика та призначення судна.....	
1.2 Склад енергетичної установки (СЕУ) та показники основного енергетичного обладнання.....	
1.3 Міжнародні вимоги до танкерів.....	
2. Вибір і обґрунтування основних проектних рішень.....	
2.1 Аналіз параметрів ЕУ базового судна. Специфічні вимоги що до пропульсивного комплексу (ІМО, та інші).....	
2.2 Вибір та обґрунтування типу ГД, розгляд альтернативних варіантів комплектації. Вибір типу та схеми передачі потужності, вибір елементів суднової передачі, розрахунок елементів суднового валопроводу.....	
3. Розробка теплової схеми ЕУ. Проектування енергетичних комплексів	
3.1 Розробка та розрахунок теплової схеми та схеми утилізації скидної теплоти.	
3.2 Аналіз головних споживачів електричної та теплової енергії на судні та вибір можливих схем вироблення електричної та теплової енергії.....	
3.3 Вибір комплектуючого обладнання СЕС.....	
4. Визначення основних параметрів систем СЕУ. Проектування та комплектація системи палива подачі.....	
4.1 Модернізація паливної системи	
4.2 Визначення добової витрати палива.....	
4.3 Модернізація системи рециркуляції вихлопних газів.....	

5. Розробка системи заходів для забезпечення надійної експлуатації обладнання СЕУ.....	
5.1 Система моніторингу стану корпусу судна	
5.2 Модернізація баластної системи у відповідності до діючих вимог ІМО	
6. Розробка розташування енергетичного обладнання на судні.....	
6.1 Вимоги до розміщення обладнання в МКВ судна.....	
6.2 Розробити креслення розміщення обладнання СЕУ в МКВ.....	
7. Технологічна розробка монтажу або ремонту елемента СЕУ: «Форсунки головного двигуна».....	
7.1 Загальні відомості судової форсунки.....	
7.2 Перевірка паливної форсунки.....	
7.3 Встановлення форсунок	
7.4 Демонтаж форсунки.....	
7.5 Тестування форсунки перед встановленням над двигун	
Висновки.....	
Список використаних джерел інформації.....	
Додатки	

Умовні позначення

ЗКВ – зони контролю викидів, ECA – Emission Control Areas

ЗПГ – зріджений природний газ, LNG – Liquefied Natural Gas

MGO – Marine Gas Oil

MDO – Marine Diesel Oil

HFO – Heavy Fuel Oil

TTS – Truck-to-Ship

STS – Ship-to-Ship

УПЗГ – установка повторного зрідження газу

EEDI – Energy Efficiency Design Index

МОД – мало обертовий двигун

СЕУ – суднова енергетична установка

ГД – головний двигун

ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння

ЕУ – енергетична установка

ВЕР – вторинні енергоресурси

					КР.135.6211М.08	Аркуш
						8
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Вступ

Завданням дипломного проекту є модернізація судна для зменшення емісії парникових газів. Для вирішення цієї задачі пропонується зміна головного двигуна, встановлення систем рециркуляції відхідних газів та скрубберної системи для того щоб судно відповідало стандартам Tier III.

В роботі визначені показники ефективності та провести аналіз параметрів судового двигуна та установок для зменшення шкідливих речовин у відхідних газах, провести аналіз відповідності судна вимогам конвенцій ІМО та розглянути системи автоматизації обладнання ЕУ.

До складу СЕУ входять головний та допоміжний енергетичні комплекси. Головна енергетична установка забезпечує рух судна. На танкері Brasil Knutsen встановлено один головний дизельний двигун, без валогенератора та з прямою передачею. Допоміжний комплекс задовольняє потреби в енергії будь-якого виду та забезпечує задане функціонування головного комплексу і загально суднових споживачів. На даному судні встановлена водоопріснювальна установка, 1 допоміжний котел та 3 дизель-генератори. Система СЕУ – комплекс трубопроводів, механізмів, апаратів, пристроїв, призначений для забезпечення тих чи інших функцій. На даному судні встановлені системи контролю баласту, виявлення та гасіння пожежі, осушувальна система, та система МКВ судна.

Метою даного науково-прикладного дослідження – є приведення характеристик судна приведення до відповідності діючим вимогам ІМО шляхом зменшення викидів SOx та NOx. за допомогою скрубберної системи та системи Exhaust Gas Recirculation (EGR).

Задачі дослідження:

- проведення аналізу відповідності характеристик СЕУ базового судна
- аналіз можливих методів зменшення емісії SOx та NOx в СЕУ ;
- виконати та обґрунтувати вибір технічних рішень що до модернізації СЕУ базового судна ;
- оцінити зростання навантаження на СЕС ;
- розробити схемні рішення систем очистки відхідних газів двигунів СЕУ;
- провести оцінку ефективності запропонованих технічних рішень.

Об'єктом дослідження є системи очистки відхідних газів двигунів СЕУ.

Предметом дослідження є параметри процесів в системи очистки відхідних газів двигунів СЕУ та теплофізичні процеси в системи регазифікації скраплених палив СЕУ.

Методи дослідження: системний аналіз, математичне моделювання та синтез нових технічних рішень.

					КР.135.6211М.08	Аркуш 9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ДР.135.6211м.08.ПЗ.01			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Аналіз характеристик базового судна та його ЕУ, на відповідність діючим вимогам ІМО	Літ.	Аркуш	Аркушів
Студент	Калічин А.В.							
Керівник	Коробко В.В.							
Заф.каф.	Личко Б.М.							

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

1.1 Загальна характеристика та призначення судна

У зв'язку з розробкою нафтових родовищ Бразилії, зростання кількості судів, побудованих для роботи з географічними Розміщення родовищ розпочато в 2013 році. Американська компанія Chevron розмістила замовлення на одноразовий судно Brasil Knutsen, доставлене в травні працюють на родовищі Папа Терра в Бразилії. Судно оптимізовано для відповідності вимогам працює в бразильських водах, а також має великий вантажопідйомність. Brasil Knutsen перевозить високо в'язкість нафти з родовищ на шельфі Бразилії до Багамская нафтопереробна компанія (BORCO). Для того, щоб судно могло виконувати операції в локація Brasil Knutsen була спеціально розроблений з поліпшеною формою корпусу і обладнаний з технологією динамічного позиціонування (DP2). Щоб створити більш тонку форму корпусу, яку Samsung використовував Дизайн корпусу Green Future для динамічного позиціонування на робочому місці, судно обладнане одним висувним типом азимутальное підрулюючий пристрій і два тунельних підрулюючих пристрою в переднє і одне азимутальное підрулюючий пристрій висувного типу та одна тунельний підрулюючий пристрій в кормовій частині. Також повна лопата з закрилками високого підйому керма напряду, яке було розроблено компанії Becker marine systems, застосовується разом з гвинт регульованого кроку. Щоб збільшити ефективність пропульсивной установки Технологія Saver-Fin був застосований.

Brasil Knutsen оснащений дизельним двигуном MAN. Турбіна 6S70ME-CB.2 виробництва Doosan, яка 24 має вихідну потужність 19620 кВт і дає судно зі швидкістю обслуговування 16 вузлів при 90% MCR з запасом моря 15%. Для поліпшення завантаження і розвантаження Судно Samsung оснастили його носовою вантажним (BLS) система, призначена для швартування судно на морський термінал або термінал відвантаження сирої нафти. Також система управління вантажними операціями в Кімната управління вантажами доступна в ру-

					КР.135.6211М.08	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

льовій рубці через систему ICMS. Щоб надалі познайомитися з останніми екологічними нормами а Samsung Purimar система очищення баластових вод з електролізом (непрямий) з продуктивністю 5 500 м³ / год має був встановлений. Головний двигун MAN B&W 6S70ME-CB.2, потужність якого становить 16900 кВт. з максимальною швидкістю 15,13 вузлів.



Рис. 1.1- танкер Brasil Knutsen

Судно повністю відповідає вимогам ІМО Tier II для шкідливих викидів NOx. З акцентом на енергозбереження, зниження викидів в навколишнє середовище.

					КР.135.6211М.08	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

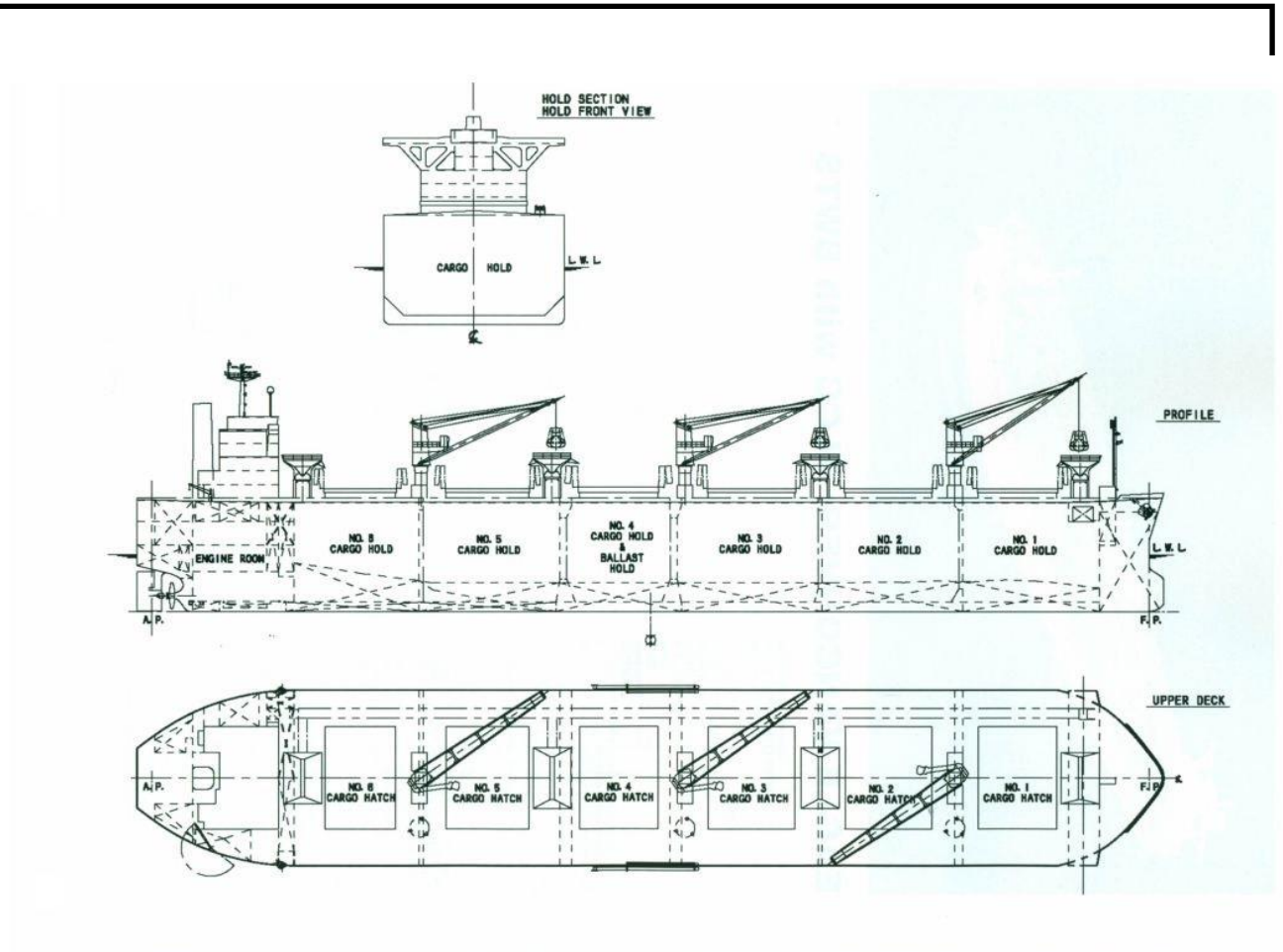


Рис. 1.2 - Вид лівий борт та план палуби танкеру Brasil Knutsen

Таблиця 1.1 Основні характеристики Brasil Knutsen

Назва характеристики	Значення, примітки
Повна довжина, м	209
Максимальна ширина судна, м	37
Висота судна:	
- до головної палуби, м	22.85
- до верхньої палуби, м	22.85
Осадка:	
- повна, м	11.9
Дедвейт:	
- dwt	63415
Вантажомісткість	
- насипного вантажу, м ³	121605
Об'єм паливних цистерн:	
- дизельне паливо, м ³	210
Швидкість	
- експлуатаційна, вуз	14,6
Щоденне споживання палива	
- тільки головний двигун, т/добу	37,5
Рушій:	
Матеріал	Нікель-алюміній-бронза
Кількість	1
Тип	Фіксованого кроку

продовження табл. 1.1

Назва характеристики	Значення, примітки
Швидкість, об/хв	127
Обладнання для швартування:	
Кількість	8
Виробник	Kawasaki Heavy Industries
Тип	Електрогідравлічні
Система контролю баласту:	
Виробник	Nakakita Seisakusho Co., Ltd
Склад команди	
Команда, чол	18
Система пожежної сигналізації:	
Виробник	Nohmi Bosai Ltd
Система пожежогасіння:	
Машинне відділення	CO ₂
Каюти / Місця загального користування	Переносний вогнегасник/морська вода

1. Аналіз параметрів EY Brazil Knutsen. Специфічні вимоги що до пропульсивного комплексу (ІМО, та інші).

- Малообертовий головний двигун MAN B&W 6S70ME-C8.2 з максимальною потужністю 19620 кВт при 86,6 об/хв. Виробник: MAN B&W. Двигун працює на важкому паливі. Двотактний, крейскопфний, нереверсивний. Має сталеву цілісну сервісну фундаментну раму.

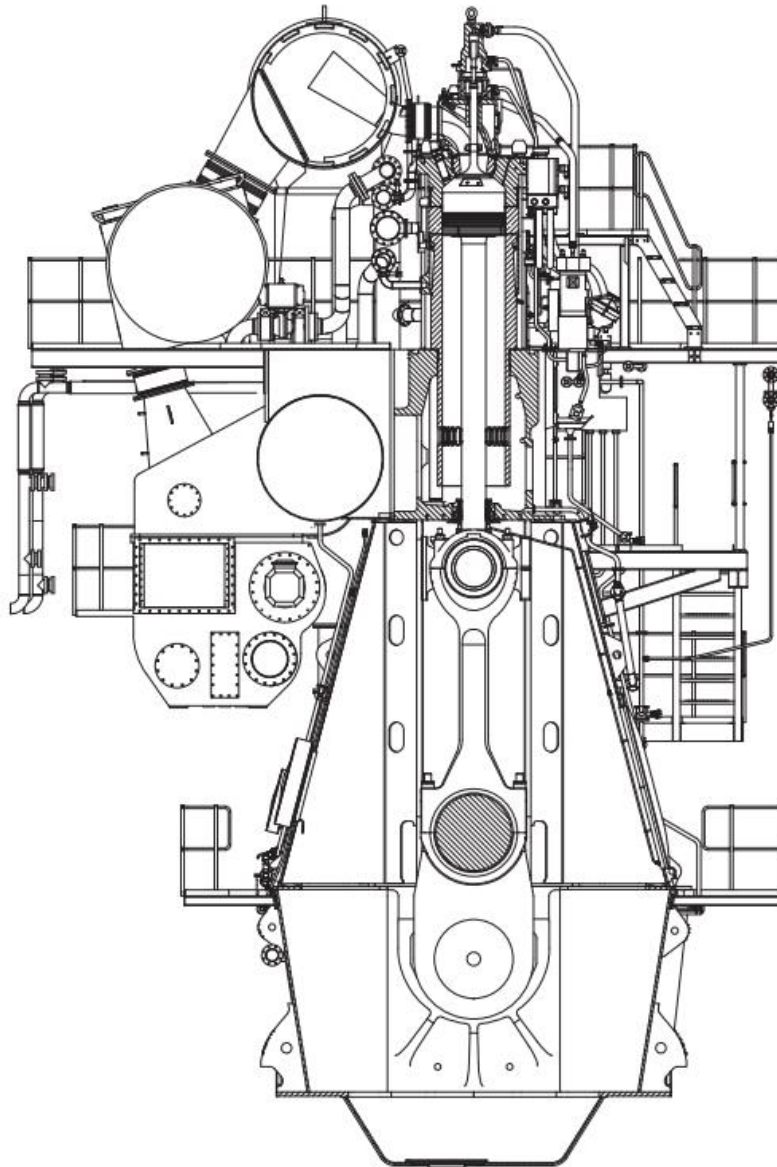


Рис. 2.1 - MAN B&W 6S70ME-C8.2

- Два допоміжні котли типу Alfa Laval - Aalborg. паропроодуктивність кожного котла : 40 tonnes/h x 1.8MPa .

					КР.135.6211М.08	Аркуш 16
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- Опріснювальна установка Aalborg AQUA Blue freshwater C100 продуктивність $D_{Oy} = 40$ т/добу. Температура живильної води $t_{ж.в.} = 60^{\circ}\text{C}$.

1.2 Склад енергетичної установки (СЕУ) та показники основного енергетичного обладнання

Судова енергетична установка складається з 1 головного мало обертового двигуна MAN B&W 6S70ME-C8.2, 3 дизель-генераторів Alfa Laval - Aalborg та два допоміжного котла Aalborg AQUA Blue freshwater C100.

Регламенти ІМО рівня ІІІ вимагають скорочення викидів оксиду азоту (NO_x) приблизно на 76% порівняно з двигуном першого рівня. Ліміти викидів NO_x застосовуються до всіх двигунів і залежать від максимальної робочої швидкості двигуна (n , об / хв). Рівень І та ІІ рівень - глобальні вимоги, тоді як стандарти рівня ІІІ застосовуються лише до існуючих діючих областей контролю викидів (ЕСА) для NO_x .

В даний час існує обмеження на концентрацію сірки в паливі, обумовлену в Міжнародній конвенції щодо запобігання забрудненню вод з суден (МАР-ПОЛ). Нещодавно Міжнародна морська організація (ІМО) посилила вимоги щодо вмісту сірки в паливі, зменшивши ліміт в 10 разів.

Дані обмеження вступили в силу з 1 січня 2015 року: при заході суден в Зону контролю викидів вміст сірки в корабельному паливі не повинно перевищувати 0,10% (раніше 1%).

1.3 Міжнародні вимоги ІМО для танкерів

1) Управління безпечною експлуатацією суден була прийнята на конференції по СОЛАС 24 травня 1994 року в Лондоні. Вона передбачає впровадження і застосування Міжнародного кодексу з управління безпечною експлуатацією суден і запобігання забрудненню (МКУБ), або International Safety Management Code (ISM Code), Резолюція А. 741. Цей Кодекс є одним з найбільш важливих

					КР.135.6211М.08	Аркуш 17
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

нормативних документів з управління безпекою мореплавства, прийнятих ІМО. МКУБ почав діяти з 1 липня 1998 роки всіх пасажирських суден, нафтових балкерів, газовозів, балкерів-хімовозів, балкерів і вантажних високошвидкісних суден водотоннажністю (більше 500 grt). Для всіх інших судів положення МКУБ обов'язкові з 1 липня 2002 року. [1]

Починаючи з цієї дати всі компанії, що управляють суднами, повинні мати документ про відповідність (Document of Compliance), і копія цього документа повинна бути на борту кожного судна, керованого цією компанією. Кожне судно повинно мати Сертифікат безпечного управління (Safety Management Certificate).

Компанія-оператор і судно повинні повністю відповідати вимогам МКУБ. Вищевказані свідоцтва підтверджують, що дії компанії і її методи управління на судні здійснюються відповідно до схваленої державою прапора системою управління безпекою компанії (СУБ компанії). ІМО визначає компанію як судновласника або особа, яка приймає на себе відповідальність за експлуатацію судна. ІМО заявляє, що МКУБ є попереджувачим документом, спрямованим на те, щоб невідповідності, які можуть так чи інакше вплинути на безпеку на морі, повинні бути заздалегідь виявлені і зроблені дії, що попереджають їх розвиток.

Сертифікацію компаній і видачу документів про відповідність кодексу проводять урядові або неурядові організації, визнані державами, наприклад, кваліфікаційні суспільства.

Наявність документа про відповідність МКУБ дозволяє компанії заявити про себе як про відповідну високим міжнародним стандартам, що відбивається на фрахтових ставках і значно підвищує авторитет у страхових компаній.

МКУБ націлений на забезпечення безпеки на морі, запобігання людського травматизму або жертв, щоб уникнути шкоди навколишньому середовищу, особливо морському, та майну.

Кодекс наказує: «Кожна компанія повинна розробляти, втілювати в життя і підтримувати системи управління безпекою (СУБ)». У той же час кодекс не

диктує компаніям, як справлятися зі своїм бізнесом, це їхня справа - розписати свою діяльність відповідно до кодексу. «Пишіть, що робите, і робіть, що пише-те» - проста істина.

У МКУБ (ISM Code) зазначено: компанія повинна забезпечити, щоб капітан мав належну кваліфікацію, щоб судно було повністю укомплектовано кваліфікованими, що мають відповідні сертифікати і придатними у медичному відношенні моряками, відповідно до національних та міжнародних вимог.

В Системі безпечного управління, яка застосовується на судні, має бути зазначено, що капітан має надзвичайні повноваження, відповідальність і свободу дій щодо рішень, які він вважає найкращими в інтересах безпеки пасажирів, екіпажу, судна, вантажу та попередження забруднення навколишнього середовища. Важливо, щоб компанія призначала капітанів, які мають необхідний рівень підготовки, визнаний міжнародний диплом, компетентних в командуванні відповідними типами судів.

Застосування МКУБ безумовно знизить кількість екстрених ситуацій на морі. Відсутність сертифікації по МКУБ автоматично переводить судноплавну компанію в розряд аутсайдерів. Вона випаде з міжнародного судноплавства, не підтвердивши якість своїх послуг і відповідність стандартам безпеки. Гасло «No code - no trade» стає дійсністю.

Таким чином, МКУБ є не тільки переліком вимог щодо вимірювання морським судам і їх екіпажам, а й передбачає оцінку готовності їх до виконання функціональних обов'язків як в повсякденних умовах, так і в екстремальних ситуаціях.

МКУБ служить для:

- встановлення міжнародного стандарту управління експлуатацією суден;
- забезпечення безпеки на морі;
- запобігання нещасним випадкам або загибелі людей;
- запобігання забрудненню навколишнього середовища.

Мета МКУБ полягають у забезпеченні безпеки на морі, запобігання нещасним випадкам або загибелі людей і уникнення шкоди навколишньому середовищу, зокрема морському середовищі і майну.

Цілями обов'язкового виконання вимог МКУБ є забезпечення:

- відповідності обов'язковим нормам і правилам, що стосуються управління безпекою суден і охороною навколишнього середовища;
- Ефективного впровадження та контролю за їх дотриманням з боку Держави прапора.

Цілі Компанії з управління безпекою повинні, серед іншого:

- забезпечувати безпечну практику при експлуатації суден і безпечні для людини умови праці;
- забезпечити захист від усіх виявлених ризиків;
- постійно покращувати навички берегового і суднового персоналу з управління безпекою, включаючи готовність до аварійних ситуацій. [3]

2) Спеціальні заходи щодо підвищення безпеки на морі.

Необхідність включення в СОЛАС XI і XII глав викликана наступними обставинами. В останні десятиліття XX століття серйозну тривогу морської громадськості викликали численні аварії суден, що супроводжуються людськими жертвами. Так, за даними Британського Ллойда за період 1960-1996 рр. на суднах сталося 1079 великих аварій, загинуло 273 судна різних розмірів. Щорічно світовий флот втрачає 12-15 суден цього типу, жертвами моря стають десятки моряків. В результаті виконаних досліджень, експертиз, аналізу аварій ІМО розробила додаткові вимоги до підвищення безпеки балкерів, які склали зміст XI і XII глав.

Ці глави включають в себе:

розширені огляду (навалочні нафтоналивні судна підлягають перевіркам за розширеною програмою відповідно до Резолюції А.744 (18);

присвоєння кожному судну ідентифікаційного (розпізнавального) номера ІМО. Цей номер буде присвоюватися судну, з моменту спорудження і не буде змінюватися, незалежно від зміни назви або прапора. Ідентифікаційний номер

					КР.135.6211М.08	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

діючих судів збігається з номером Регістру Ллойда, його можна дізнатися, надіславши запит класифікаційне товариство, під наглядом якого перебуває судно. Правило вступило в силу з 1 січня 1996 роки;

контроль держави порту за виконанням експлуатаційних вимог відповідно до Резолюції А.787 (19) - "Процедури контролю суден державою порту".

Основна відповідальність за відповідність судна міжнародним стандартам безпеки лежить на державі, де це судно зареєстровано, тобто державі прапора. Саме воно є відповідальним за стан судна, кваліфікацію його екіпажу. Але найчастіше держава прапора не в змозі проконтролювати свої судна, у зв'язку з рідкісними заходами в порти приписки судна, і тут на допомогу приходить контроль з боку держав порту заходу судна. Особливу важливість такий контроль набув у зв'язку з частими великими аваріями в прибережних водах. Подібні аварії завдають величезної шкоди державам, в чийх водах стався інцидент.

Як мінімум, при контролі судна повинно бути перевірено відповідність таких документів: Міжнародної конвенції про вантажну марку 1966 року і Протоколу 1988 року, СОЛАС-74, МАРПОЛ-73/78, ПДНВ-78/95, МППСС-72, журналу нафтових операцій, свідченням про мінімальний склад екіпажу.

Перевіряються також свідоцтво про безпеку по конструкції, обладнання та постачання, вантажна книга, сертифікати компетенції екіпажу (робочі дипломи, свідоцтва). Інспектування складається з перевірки відповідних документів, сертифікатів і огляду судна, перевірки умов життя і роботи екіпажу. Згідно з рішенням ІМО увійшли в силу Резолюція А.787 (19) «Процедури контролю суден державою порту» і правило 4 глави XI СОЛАС «Контроль держави порту за виконанням експлуатаційних вимог». Інспектори PSC можуть перевіряти компетенцію членів екіпажу щодо безпеки мореплавства та запобігання забрудненню. Ця перевірка може полягати в демонстрації членами екіпажу вміння виконувати свої службові обов'язки, діяти в критичних ситуаціях. Керівництво по проведенню контролю передбачає перевірки по різних видах діяльності суднового екіпажу - боротьбі за живучість судна, несення вахти на містку і в ма-

					КР.135.6211М.08	Аркуш 21
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

шині, вантажних операцій, перевезення небезпечних вантажів, надання медичної допомоги.

Відповідно до цих вимог, якщо рівень експлуатаційної придатності судна і екіпажу не є достатнім для забезпечення безпеки і захисту навколишнього середовища, інспектор PSC вправі затримати судно до усунення недоліків. Якщо буде доведено, що затримання і відстрочка відходу судна невиправдані, воно має право на компенсацію втрат або шкоди відповідно до законів держави порту.

					КР.135.6211М.08	Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ДР.135.6211м.08.ПЗ.02							
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Студент		Калічин А.В.			Вибір і обґрунтування основних про- ектних рішень				Літ.		Аркуш	Аркушів
Керівник		Коробко В.В.										
Заф.каф.		Личко Б. М..										

2. Вибір і обґрунтування основних проектних рішень

2.1. Аналіз параметрів ЕУ базового судна. Специфічні вимоги що до пропульсивного комплексу (ІМО, та інші).

На судно запропоновано варіант головного двигуна фірми MAN B&W 6S70ME-C8.2.

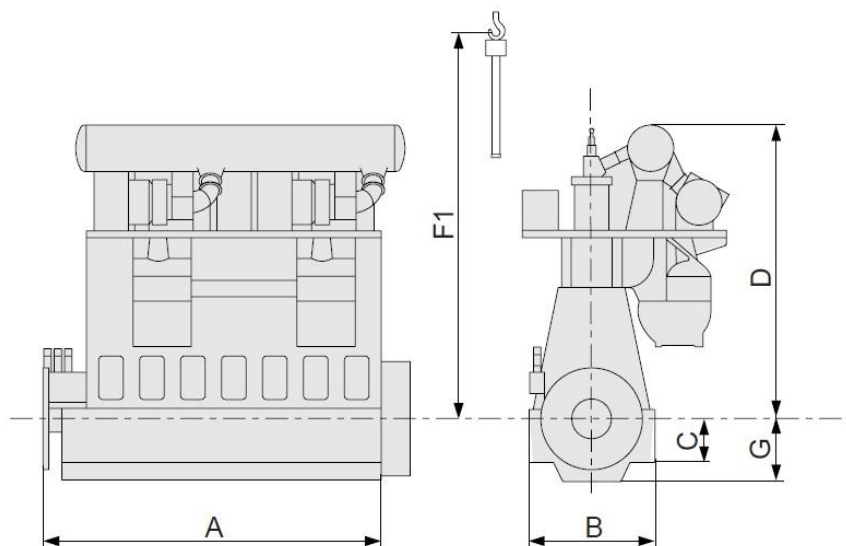


Рис. 2.4 - Двигун MAN B&W 6S70ME-C10.5-EcoEGR

Таблиця 2.2 Розміри двигуна MAN B&W 6S70ME-C8.2

A	9,498 mm
B	4,390 mm
C	1,520 mm
D	11,475 mm
F1	12,550 mm
G	2100 mm

Маса двигуна розраховується відповідно до номінальних розмірів креслень, в т.ч. турбокомпресори та охолоджуючі повітроохолоджувачі (вказані для R1), трубопроводи і платформи, але без масла / води.

Розміри приведені в мм для двигунів номінальної шкали R1 без системи підвищення ефективності та допуску $\pm 10\text{мм}$.

Стандартну висоту демонтажу поршня, як показано на ескізі, можна зменшити за допомогою спеціальних інструментів та / або нахилоного підйому поршня.

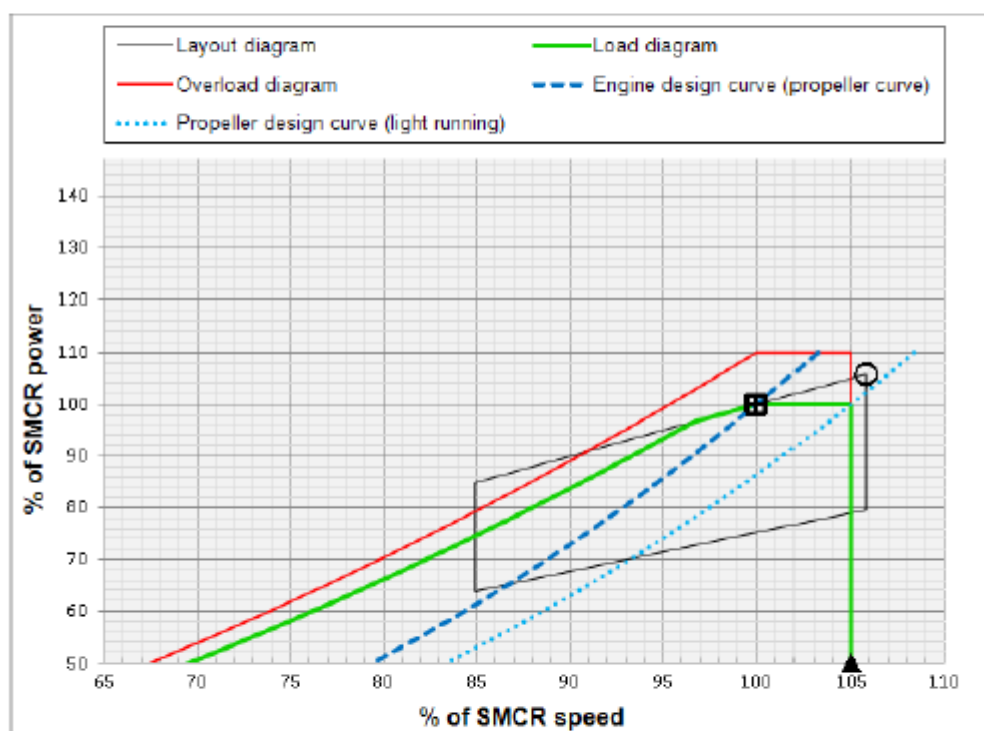
Таблиця 2.3 Розгорнуті данні МОД 6S70ME-C10.5-EcoEGR та його систем

Тип	Дизельний двигун
Кількість	1
Фірма-будівник	MAN B&W
Марка двигуна	6S70ME-C10.5
Ефективна потужність	19.400 кВт
Частота обертання вала	86 об/хв.
Діаметр циліндра	0,70 м
Турбокомпресор	1 x MHI MET66-MB
Охолоджувач повітря	1 x SAC-B82-SD
Відповідність викидів NOx	IMO Tier II
Параметри	SCR
Відповідність викидів NOx	IMO Tier III
Тип гвинта	Фіксований крок
Система резервуарів	
Розширювальний бак для прісної води	0.60 m ³
Основний луб. резервуар для зливу масла	2 x 34 m ³
Луб. масловідділювач	4,460 l/h
Сепаратор мазуту	2,800 l/h
HFO-нагрівач	190 kW
Відхідний газ та повітряний потік	
Відхідний газ, масовий потік	55.4 kg/s
Відхідний газ, температура	240 °C
Щільність відхідних газів	0.635 kg/m ³
Очищають повітря, масовий потік	54.2 kg/s
Система охолодження	
Центральний охолоджувач, тепло-віддача	14,730 kW
SAC, тепловіддача	10,430 kW
Охолоджувач циліндра, тепловіддача	3,100 kW
Луб. охолоджувач масла, відведення тепла	2,340 kW
Запуск повітряної системи	
Кількість стартів	12

Відн. вказана інерція вала (J-tot / J-Eng)	2.00	
Інерція двигуна (J-Eng)	412900 kgm²	
Повітряний компресор (30 бар)	2 x 480 m³/h	
Повітряний ресивер (30 бар)	2 x 8 m³	
Ємності призначені лише для двигуна і без карданного валу. Інерція двигуна задана для двигуна без демпфера і передньої частини диску на колінчастому валу, але включає найменший маховик.		
Споживання масла		
Система споживання масла на цилиндр і на добу	10.0 kg	
Насоси		
Насоси	Мінімальна потужність	Подача
Пальне, мазут циркуляція	8.5 m³/h	6,0 bar
Розхідне паливо, мазут	5.1 m³/h	4,0 bar
Контур прісної води охолодження	135 m³/h	3,0 bar
Масило	420 m³/h	4,1 bar
Морська вода	760 m³/h	2.0 bar
Різниця тиску в насосі (кінцева головка подачі) повинна відповідати фактичній схемі трубопроводів. Інші потужності не враховують інших компоненти, ніж сам двигун.		
Система LO, за винятком тепла та потоку масла для демпфера. Припускається втрата тиску в системі 2,4 бар.		

					КР.135.6211М.08	Аркуш
						25
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

CEAS Engine Data report
6S70ME-C10.5-EcoEGR
Project name: Raspitin Yuriy
Report made by: Raspitin Yuriy 6211M



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 (94.5% of NMCR)	19,446	86.0	21.0
□ NCR: Normal Continuous Rating (100.00% of SMCR)	19,446	86.0	21.0
Maximum over load (110% of SMCR)	21,391	-	-
▲ Maximum speed limit (105% of SMCR)	-	90.3	-
○ L1, NMCR: Nominal Maximum Continuous Rating	20,580	91.0	21.0

Further reading: [Basic principles of ship propulsion](#)

Fuel Consumption and Exhaust Gas Data

Fuel Oil, Tier II mode

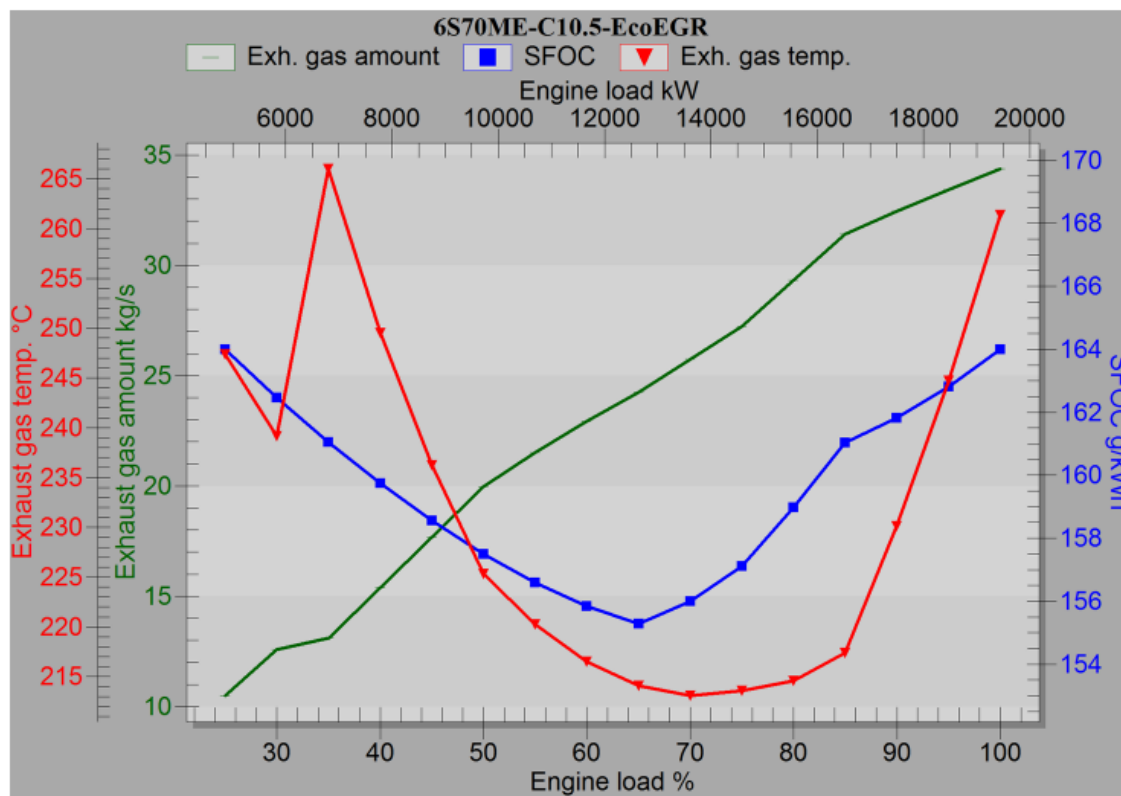


Рис. 2.3 - Витрата палива і вихлопних газів, палива, масла.

При використанні важкого палива з високим складом сірки (3.5%) за вимогами ІМО необхідно забезпечити наявність скруберної системи, та системи рециркуляції вихлопних газів у СЕУ.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КР.135.6211М.08

Архив

27

2.2 Вибір та обґрунтування типу ГД, елементів суднової передачі.

На танкері Brasil Knutsen пряма передача потужності від головного двигуна на гвинт фіксованого кроку. Валопровід підводить потужність до рушія, сприймає упор, створений гребним гвинтом, і передає його через головний упорний підшипник корпусу судна, забезпечуючи його рух. Встановлений гребний гвинт фіксованого кроку виготовлений зі сплаву нікелю-алюмінію та бронзи діаметром 8300 мм. Частота обертання 86 об/хв., співпадає з частотою обертання головного двигуна, тому застосовується пряма передача. [6]

На судні змонтований валопровід у складі гребного вала, проміжного вала, дейдвудного пристрою, опорних підшипників.

Вали з'єднуються між собою та з валом двигуна за допомогою фланців і щільно пригнаних болтів. Проміжний вал виготовлений з вуглецевої сталі, гребний вал – зі сталі категорії міцності КМ-25 ($\sigma_b = 480$ МПа), проміжний вал – КМ-23 ($\sigma_b = 440$ МПа).

Початковими даними для визначення діаметрів валів є:

- експлуатаційна потужність ГД, $P = N_e^{ДЕМ} = 19400$ кВт;
- розрахункова частота обертання валів, $n = 86$ хв⁻¹,

Найменший допустимий діаметр проміжного валу:

$$d_{np} = F * \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 100 * \sqrt[3]{\frac{26900}{70}} = 727 \text{ мм}$$

де F – коефіцієнт; для ДУ з прямою передачею потужності $F = 100$.

З урахуванням категорії льодового підсилення $d_{np} = 1,08$ найменший допустимий діаметр проміжного вала:

$$d_{np} = 1,08 * 727 = 785 \text{ мм}$$

Мінімальний розрахунковий діаметр гребного вала:

$$d_{gp} = F * k * \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 100 * 1,22 * \sqrt[3]{\frac{26900}{70}} = 887 \text{ мм}$$

де $k = 1,22$ – коефіцієнт для безпечної роботи з гребним гвинтом.

					КР.135.6211М.08	Аркуш
						28
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

З урахуванням категорії льодового підсилення цей діаметр визначається як:

$$d_{zp} = 1,15 \cdot 887 = 1020 \text{ мм}$$

За результатами розрахунків прийняті такі значення діаметрів валів:

проміжних – 785 мм;

гребного – 1020 мм.



Рис. 2.5 - Схема кормової частини валопроводу

Пряма передача:

Даний тип передачі не забезпечує трансформацію крутного моменту і частоти обертання ГД, а також не дозволяє пристосувати ГЕУ до мінливих умов плавання (в разі застосування ВФШ). Ці особливості зумовлюють недоліки СДУ з прямою передачею:

- відхилення частоти обертання ГД від оптимальної для гвинта знижує Пропульсивний ККД $\eta_{пр}$; так, наприклад, на великотоннажних судах з прямою передачею частота обертання МОД може на 20 ... 30 хв-1 перевищувати оптимальне значення частоти обертання гвинта ($n_{гд} = 105 \dots 110$ при $n_{ворт} = 80 \dots 85$ хв-1), що знижує $\eta_{пр}$ на 4 ... 7%;
- при використанні МОД ГЕУ з прямою передачею мають місце несприятливі малогабаритні показники;
- складність приводу допоміжних механізмів - валогенератора, насосів та ін. Від ГД.

Перевагою ГЕУ з прямою передачею є:

- конструктивна простота і висока надійність передачі;
- високий ККД передачі (0,98 ... 0,99), частково компенсує можливе зниження пропульсивного ККД;
- можливість роботи ГД на високов'язких сортах палива;
- невелика витрата масла ГД;
- великий ресурс ГД.

До складу прямої передачі входять муфти, підшипники і валопровод. За конструктивним виконанням муфти можуть бути жорсткими і пружними. За призначенням розрізняють наступні муфти: з'єднувальні, сполучно-роз'єднувальні, вмикати і вимикати під час роботи і на стоянці; комбіновані, що мають пружні з'єднувальні елементи і сполучно-роз'єднувальний ланка.

Потужні крейцкопфні дизелі зазвичай з'єднуються з валопроводом за допомогою жорстких фланцевих муфт. Установка пружних муфт в прямих передачах визначається наступними причинами - це:

- з'єднання валопроводу з ГД, встановленим на амортизаторах;
- зменшення навантажень на елементи валопроводу і колінчастий вал при деформаціях корпусу судна;
- полегшення центрівці двигуна і валопроводу;

					КР.135.6211М.08	Аркуш
						30
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ДР.135.6211м.08.ПЗ.03			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Аналіз характеристик базового судна та його ЕУ, на відповідність діючим вимогам ІМО. Обґрунтування шляхів модернізації	Літ.	Аркуш	Аркушів
Студент		Калічин А.В.						
Керівник		Коробко В.В.						
Заф.каф.		Личко Б.М..						

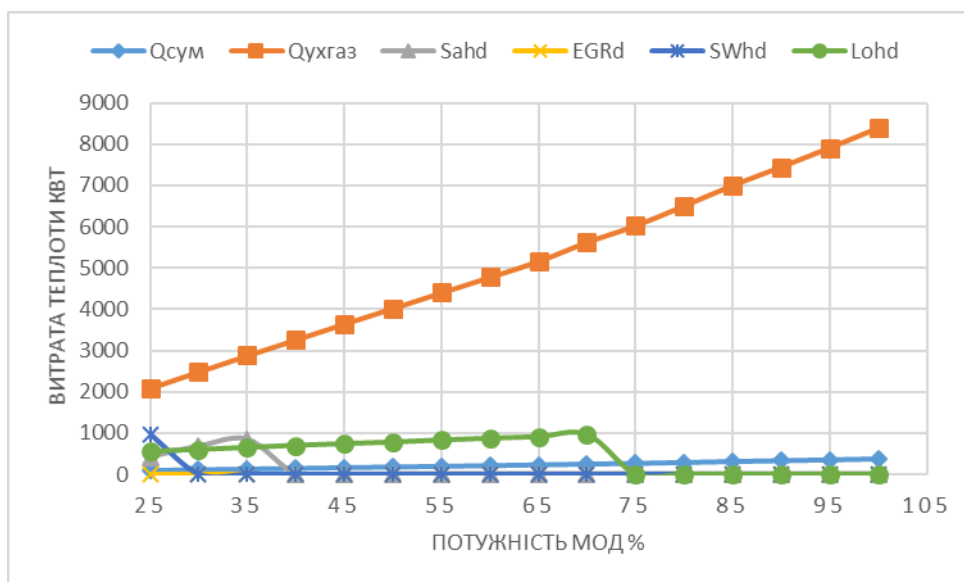


Рис.3.2 Теплові потоки ГД в залежності від навантаження для Tier II

%	Power	Q_{Σ}	$Q_{yx.г}$	$Q_{н.п.}$	Q_{EGR}	$Q_{пр.в.}$	Q_m
	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW
100	19400	377	8382	6,39	2,42	2,19	1,25
95	18430	355	7905	6,04	2,31	2,11	1,2
90	17460	335	7443	5,69	2,21	2,03	1,15
85	16490	314	6994	5,34	2,1	1,94	1,1
80	15520	292	6501	4,66	2,11	1,86	1,05
75	14550	271	6022	4,02	2,1	1,78	1
70	13580	253	5620	3,58	1,88	1,7	960
65	12610	232	5159	3,16	1,69	1,62	910
60	11640	215	4778	2,81	1,52	1,54	870
55	10670	198	4402	2,46	1,36	1,46	830
50	9700	181	4025	2,11	1,2	1,38	780
45	8730	164	3647	1,63	1,22	1,3	740
40	7760	146	3265	1,21	1,2	1,21	700
35	6790	129	2882	840	1,13	1,13	650
30	5820	112	2491	680	1,22	1,05	600
25	4850	94	2095	420	1,1	970	560

Таблиця 3.1 Потоки енергії ГД для Tier II

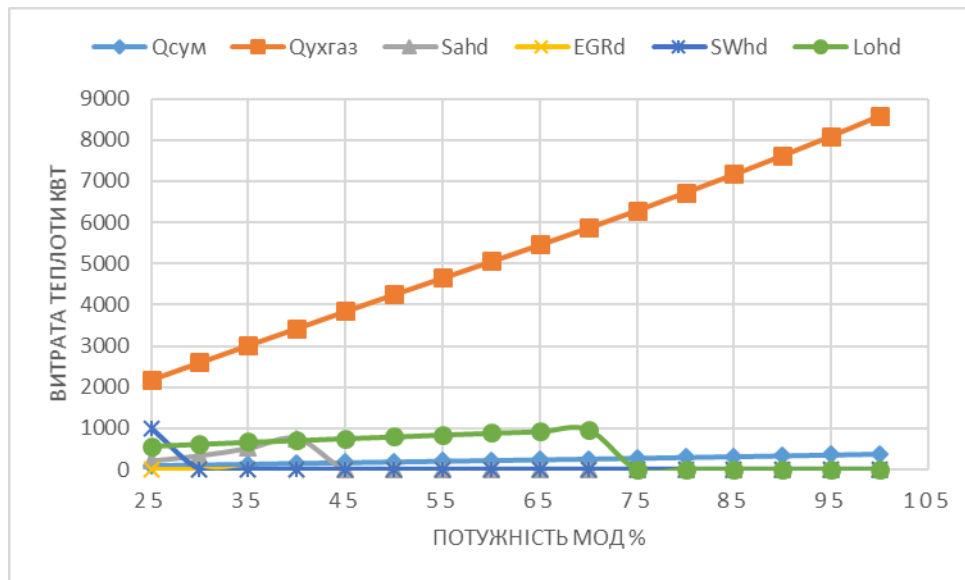


Рис.3.3 Теплові потоки ГД в залежності від навантаження для Tier III

%	Power	Q_{Σ}	$Q_{ух.г}$	$Q_{н.п.}$	Q_{EGR}	$Q_{пр.в.}$	Q_M
	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW
100	19400	386	8587	5,13	6,06	2,24	1,28
95	18430	364	8099	4,65	5,76	2,16	1,22
90	17460	343	7627	4,19	5,46	2,08	1,17
85	16490	322	7168	3,76	5,17	1,99	1,12
80	15520	302	6726	3,28	5,13	1,91	1,07
75	14550	283	6290	2,84	5,05	1,83	1,03
70	13580	264	5867	2,52	4,72	1,74	980
65	12610	245	5458	2,2	4,39	1,66	930
60	11640	227	5054	1,9	4,06	1,58	890
55	10670	209	4655	1,61	3,72	1,49	850
50	9700	191	4255	1,32	3,37	1,41	800
45	8730	173	3845	1,03	3,06	1,33	760
40	7760	154	3432	760	2,73	1,24	710
35	6790	136	3021	520	2,78	1,16	670
30	5820	117	2605	340	2,43	1,08	620
25	4850	98	2185	210	2,09	990	570

Таблиця. 3.2 – Данні двигуна Tier III

3.2 Аналіз головних споживачів електричної енергії на судні та вибір можливих схем вироблення електричної та теплової енергії

Головним джерелом електроенергії на судні є 2 дизель-генератора MAN 7L28/32S. Потужність кожного двигуна 1344 кВт та частотою обертання 750 об/хв.

Для керування та контролю роботи дизель-генераторів та розподілу електроенергії на судні передбачений головний розподільчий щит з пристроями автоматизації електростанції та системи керування.

Коли судно перебуває в ходовому режимі працює два дизель-генератора, а під час стоянкового режиму використовується один дизель-генератор.

3.3. Вибір комплектуючого обладнання СЕС

В якості дизеля-генератора обираємо MAN 7L28/32S

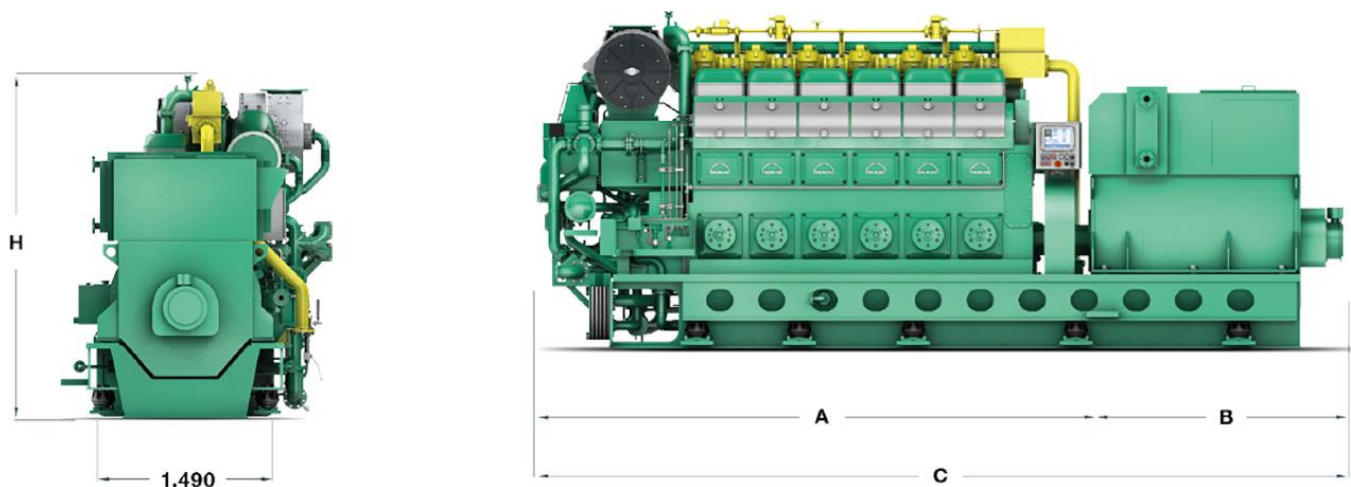


Рис 3.4 - Дизель-генератор MAN 7L28/32S

Таблиця 3.1 Характеристика дизель-генераторів:

MAN 7L28/32S-DF	
Кількість	i = 2
Ефективна потужність	1344 кВт
Питома витрата палива	190 г / кВт / год
Хід поршня	280 мм

Вихід циліндра	340 кВт / цил
Швидкість	1344 кВт об / хв
Середній ефективний тиск	26 бар
Швидкість поршня	12,2 м / с
Загальний барометричний тиск	110 kPa

В якості допоміжних котлів обираємо котел фірми Alfa Laval – Aalborg, що показаний на малюнку 3.5.



Мал. 3.5 – Допоміжний котел

Aalborg D - це допоміжний котел. Продуктивність роботи на паливній секції становить 40 т / год, а робочий тиск - 18 бар.

Aalborg D - це стандартний вертикальний двобарабанний котел. Топка побудована з мембранних стінок і містить мінімум небезпечних матеріалів. Конвекційна секція складається з прямих штифтових трубок із зігнутими штифтами, які забезпечують високий коефіцієнт тепловіддачі та низькі втрати тиску. Циркуляція забезпечується стоками, розташованими за межами печі.

Потік частинок палива стає оптимальним, що забезпечує ефективне згорання, навіть при використанні самого низькосортного палива.

Таблиця 3.2 Характеристика допоміжного котла

Кількість	i =2
Пара, що вироблюється	насичена
Тиск пари	1,8 МПа
Температура живленої води	60° С
Паропроодуктивність кг/год.	40 т/год.

Опріснювальна установка:



Рис. 3.6 - Опріснювальна установка Aalborg AQUA Blue freshwater C100

Опреснительные установки AQUA Blue с небольшой площадью основания, трубопроводами меньшего размера и без наружного кожуха обеспечивают вакуумную дистилляцию при минимальном занимаемом пространстве. Поскольку используемая в установках AQUA пластинчатая технология сокращает потребление морской воды наполовину по сравнению с этим показателем для обычных опреснительных установок, на них можно устанавливать менее мощные насосы подачи морской воды, которые расходуют в 2 раза меньше электроэнергии. В настоящее время выпускается три версии этой опреснительной установки: все они производят пресную воду высокого качества и не требуют практически никакого вмешательства со стороны экипажа.

Таблиця 3.3 Характеристика опреснювальної установки

Кількість	i=1
Тип	Одоступенева
Продуктивність	40 т/добу
Температура живильної води	60°C

					ДР.135.6211м.08.ПЗ.04						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
Студент		Калічин А.В.			Аналіз характеристик базового судна та його ЕУ, на відповідність діючим вимогам ІМО. Обґрунтування шляхів модернізації			Літ.	Аркуш	Аркушів	
Керівник		Коробко В.В.									
Заф.каф.		Личко Б.М.									

4. Визначення основних параметрів систем СЕУ. Проектування та комплектація системи паливо подачі.

4.1. Модернізація паливної системи

На судні, з новим типом двигуна система влаштована таким чином, що можна використовувати як дизельне паливо, так і важке паливо, (див. рис. 4.1) З сервісного бака паливо підводиться до живильного насоса з електроприводом, за допомогою якого в частині низького тиску системи циркуляції палива може підтримуватися тиск приблизно 6 бар, що дозволяє уникнути газифікації палива у вентиляційній камері в застосовуваних температурних діапазонах.

Вентиляційна коробка з'єднана з сервісним баком через автоматичний деаераційний клапан, який випускає всі присутні гази, але утримує рідини. З частини низького тиску паливної системи мазут підводиться до циркуляційного насоса з електричним приводом який перекачує мазут через нагрівач і фільтр повного потоку, розташований безпосередньо перед входом в двигун.

Впорскування палива здійснюється за допомогою електронно керованого підсилювача тиску, розташованого на блоці гідроциліндрів (HCU), по одному на циліндр, який також містить привід для включення електронного випускного клапана.

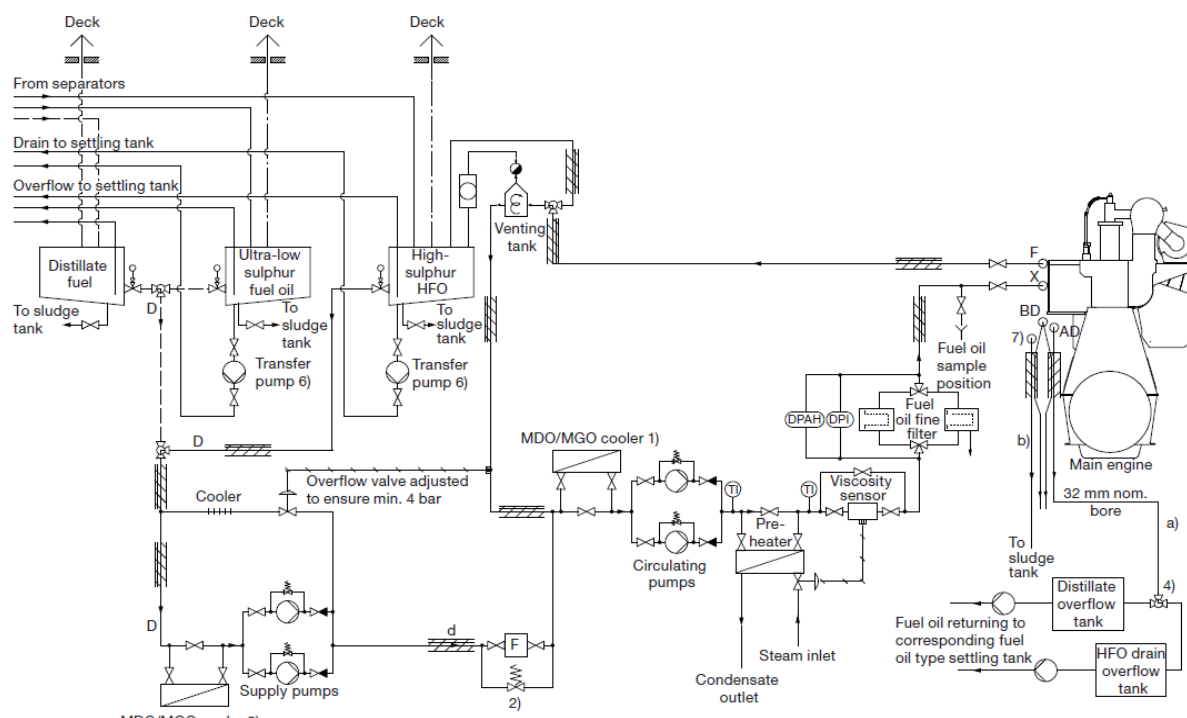
Для забезпечення постійного тиску палива в паливних насосах високого тиску під час всіх навантажень двигуна в систему подачі мазуту на двигуні вставляється підпружинений переливний клапан.

Щоб забезпечити достатнє заповнення ЦКУ, потужність циркуляційного насоса з електричним приводом вище, ніж кількість палива, споживаного дизельним двигуном. Надлишки мазуту рециркулюються з двигуна через вентиляційну коробку.

Блоки управління циліндрами (ККУ) системи управління двигуном розраховують час уприскування палива і спрацьовування випускного клапа-

					КР.135.6211М.08	Аркуш
						38
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Fuel Oil System



Коли двигун зупинений, циркуляційний насос буде продовжувати циркулювати нагріте важке паливо через систему мазуту на двигуні, тим самим зберігаючи паливні насоси нагрітими і паливні клапани деаерованими. Ця автоматична циркуляція попередньо нагрітого палива під час зупинки двигуна є основою для нашої рекомендації: постійна робота на важкому паливі.

Крім того, якщо ця рекомендація не буде дотримана, то виникне прихований ризик того, що дизельне паливо і важкі види палива граничної якості будуть утворювати несумісні суміші при заміні палива або при експлуатації в районах з обмеженнями на вміст сірки в мазуті через обмеження викидів вихлопних газів.

В особливих випадках може знадобитися перехід на дизельне паливо-і це може бути зроблено в будь-який час, навіть коли двигун не працює. Така заміна може стати необхідною, якщо, наприклад, передбачається, що судно

					КР.135.6211М.08	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

буде перебувати в бездіяльності протягом тривалого періоду часу з холодним двигуном.

Вбудовані перепускні клапани, якщо такі є, на живлять насосах повинні бути відрегульовані до 5 бар, в той час як зовнішній перепускний клапан регулюється до 4 бар. Труби між резервуарами і живлять насосами повинні мати як мінімум на 50% більшу прохідну площу, ніж труби між живильним насосом і циркуляційним насосом.

Якщо паливопровід на вході в двигун виконаний у вигляді прямої лінії безпосередньо в кінці двигуна, то необхідно буде встановити компенсатор. Якщо з'єднання виконано так, як зазначено, з вигином безпосередньо в кінці двигуна, то ніякого компенсатора не потрібно.

Система мащення та охолодження

Масло перекачується з нижнього бака за допомогою головного масляного насоса до охолоджувач мастильного масла, термостатичний клапан і через повно потоковий фільтр до входу двигуна.

Потім змащує корінні підшипники, упорні, осьові гаситель вібрації, охолодження поршня, підшипники хрестовини, підшипники кривошипа. Він також постачає нафту гідравлічний блок живлення, компенсатор моменту, демпфер крутильних коливань, випускний клапан і гідравлічний циліндровий блок.

З двигуна масло збирається в масляному піддоні, звідки він зливається в нижній резервуар та коффердам. За вимогою класу, коффердам повинен розміщувати під баком для масла.

Змащування турбокомпресорів

Турбокомпресори з підшипниками ковзання бувають, як правило, змащені від системи головного двигуна.

Гідравлічно-механічна система активації вприскування палива та випускний клапан забезпечується гідравлічною силою живлення (ГСЖ). У гідравлічному середовищі звичайне мастило використовується, як правило, взяте з основного двигуна системи мастила і фільтрується в агрегаті ГСЖ.

					КР.135.6211М.08	Аркуш 40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Гідравлічне масло подається в гідравлічний циліндр блоку (ГЦБ), розташований на кожному циліндрі. Звідси гідравлічне масло відводиться в багатоходові клапани, які здійснюють впорскування палива і відкривають випускний клапан відповідно. Електронний вприк палива (ЕВП) і пропорційний привод випускного клапана (ППВК). Випускний клапан закритий звичайною пневматичною пружиною.

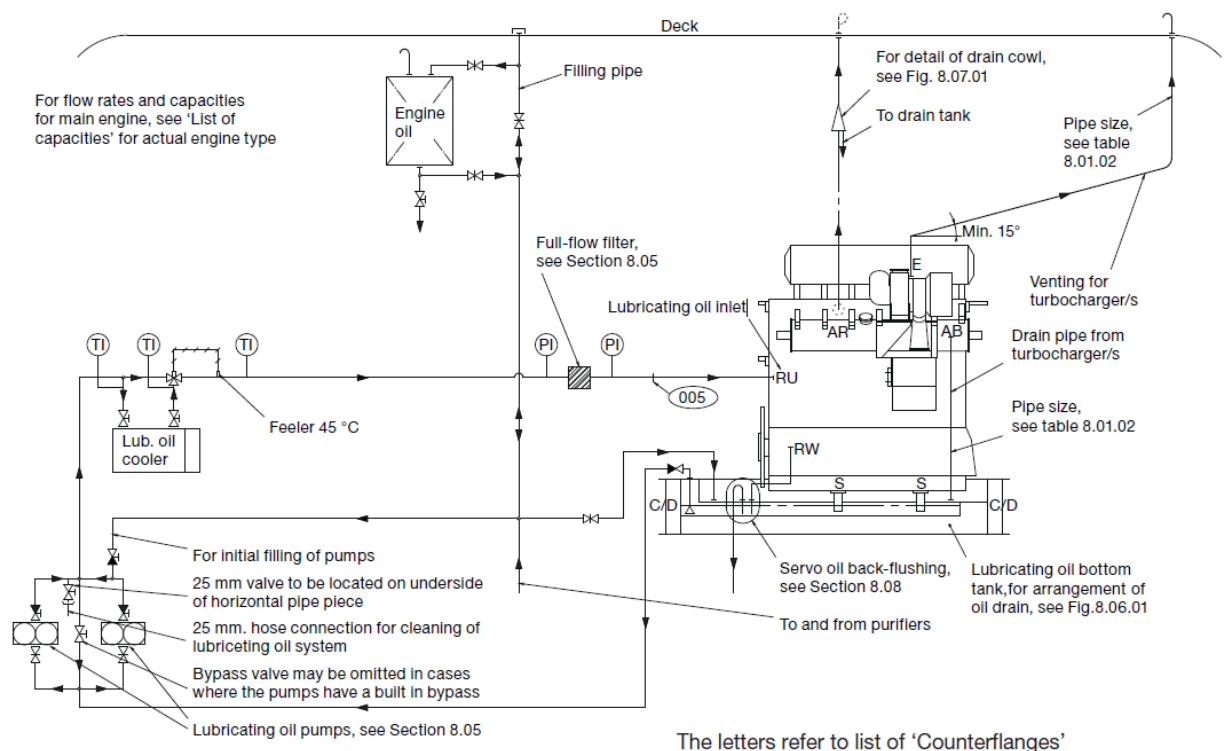


Рис. 4.2 –система змащення ГД танкера Brazil Knutsen

4.2. Визначення добової витрати палива.

Головний двигун, допоміжні та допоміжний дизель-генератор споживають за 1 добу 49 тон палива

Таблиця 4.2 Вихідні дані до розрахунку паливної системи СЕУ [4]

Характеристика	Числове значення
Кількість головних двигунів $i_{ГД}$	1
Тип і фірмова марка головних двигунів	MAN B&W 6S70ME-C10.5
Ефективна потужність ГД $N_e^{ГД}$, кВт	19400
Питома ефективна витрата палива ГД $g_e^{ГД}$, кг/кВт·год	0,178
Кількість дизель-генераторів n	2
Тип і фірмова марка ДД (допоміжних дизель-генераторів)	MAN 7L28/32S
Ефективна потужність ДД $N_e^{ДГ}$, кВт	1344
Питома ефективна витрата палива ДД $g_e^{ДГ}$, кг/кВт·год	0,186
Кількість ДГ, що працюють на ходу n_x	1
Кількість ДГ, що працюють на стоянці з вантажними операціями n_{BO}	2
Кількість ДГ, що працюють на стоянці без вантажних операцій $n_{БВО}$	1
Кількість допоміжних котлів (ДК) k	2
Тип і фірмова марка допоміжних котлів	Aalborg D

Паропроодуктивність ДК $D^{\text{ДК}}$, т/год, тиск пари $p_s^{\text{ДК}}$, МПа, температура $T_s^{\text{ДК}}$, К	40 1,8 380
Витрата палива ДК $G_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДК}}$, кг/год	2230
Кількість ДК, що працюють на ходу k_x	1
Кількість ДК, що працюють на стоянці з вантажними операціями $k_{\text{ВО}}$ Кількість ДК, що працюють на стоянці без вантажними операціями $k_{\text{БВО}}$	2 1
Теплоємність важкого палива $c_{\text{ВП}}=1,68...2,1\text{кДж/кг}\cdot\text{К}$	2
Час рейсу T_p , діб, $24\cdot T_p$, годин	24+6+5

4.2.1. Годинна витрата важкого палива головним двигуном $G_{\text{ПАЛ}}^{\text{ГД}}$, кг/год

$$G_{\text{ПАЛ}}^{\text{ГД}} = g_{\text{с}}^{\text{ГД}} * N_{\text{с}}^{\text{ГД}} = 0,170 * 9480 = 1611$$

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

$$B_{\text{ПАЛ}}^{\text{ГД}} = i * \phi * G_{\text{ПАЛ}}^{\text{ГД}} * T_p * 24 * 10^{-3} = 1 * 0,87 * 0,447 * 24 * 24 * 10^{-3} = 807,$$

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

4.2.3. Годинна витрата палива допоміжним двигуном $G_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДД}}$, кг/год

$$G_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДД}} = g_{\text{с}}^{\text{ДД}} * N_{\text{с}}^{\text{ДД}} = 0,185 * 1344 = 248$$

4.2.4. Витрата важкого палива допоміжними двигунами $B_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДД}}$, т

$$B_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДД}} = G_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДД}} * (n_x * T_p + n_{\text{ВО}} * T_{\text{СТ}}^{\text{ВО}} + n_{\text{БВО}} * T_{\text{СТ}}^{\text{БВО}}) = \\ = 24 * 10^{-3} * 248 * (1 * 24 + 2 * 6 + 1 * 5) = 47$$

4.3.5. Витрата важкого палива допоміжними котлами $B_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДК}}$, т

$$B_{ПАЛ}^{ДК} = G_{ПАЛ}^{ДК} * (k_x * T_p * k_{BO} * T_{CT}^{BO} + n_{БВО} * T_{CT}^{БВО}) =$$

$$= 24 * 10^{-3} * 2230 * (1 * 24 + 1 * 6 + 1 * 5) = 1295$$

4.3.6. Загальна витрата важкого палива на СЕУ, т:

$$B_{ВПАЛ} = B_{ПАЛ}^{ГД} + B_{ПАЛ}^{ДД} + B_{ПАЛ}^{ДК} = 807 + 248 + 1295 = 2149.$$

На судні присутні танки запасу важкого палива на 2500 м3.

4.3. Модернізація системи рециркуляції вихлопних газів

Рециркуляція відпрацьованих газів (EGR) - це спосіб значно зменшити утворення NO_x у суднових дизельних двигунах. Використовуючи цей метод, можна задовольнити вимоги рівня III у NO_x. У системі EGR після процесу охолодження та очищення частина відпрацьованих газів рециркулюється до ресивера очищеного повітря. Таким чином, частина кисню в повітрі, що очищується, замінюється на CO₂ в процесі згоряння. Ця заміна зменшує вміст O₂ і збільшує теплоємність повітря, що очищає, тим самим зменшуючи температурний пік горіння та утворення NO_x. Зниження NO_x майже лінійне відношенню рециркулюючих вихлопних газів.

Система EGR, показана на рис. 4.2. Доступні дві струни, основна струна та струм EGR, щоб направити повітря, що чистить, у ресивер повітря для фільтра:

- Основна колона, здатна проводити все очищене повітря через компресор турбокомпресора та охолоджувач повітря.
- Колонка EGR, здатна направляти до 40% відпрацьованих газів через попередній розпилювач та блок EGR (охолоджувач EGR та WMC) до точки змішування в головній колоні.

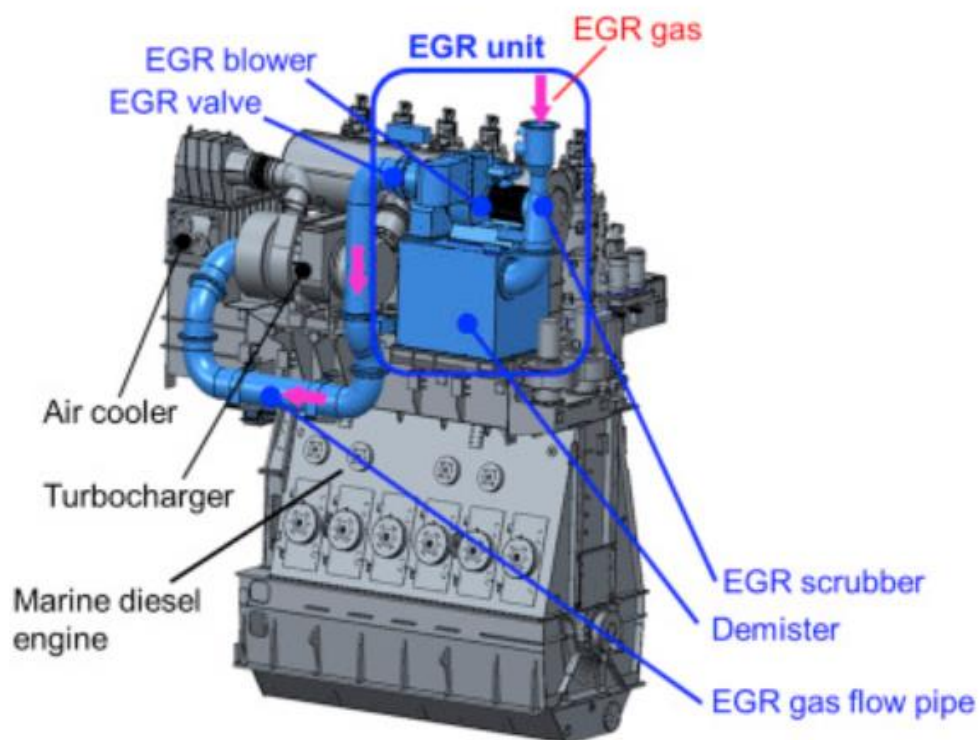
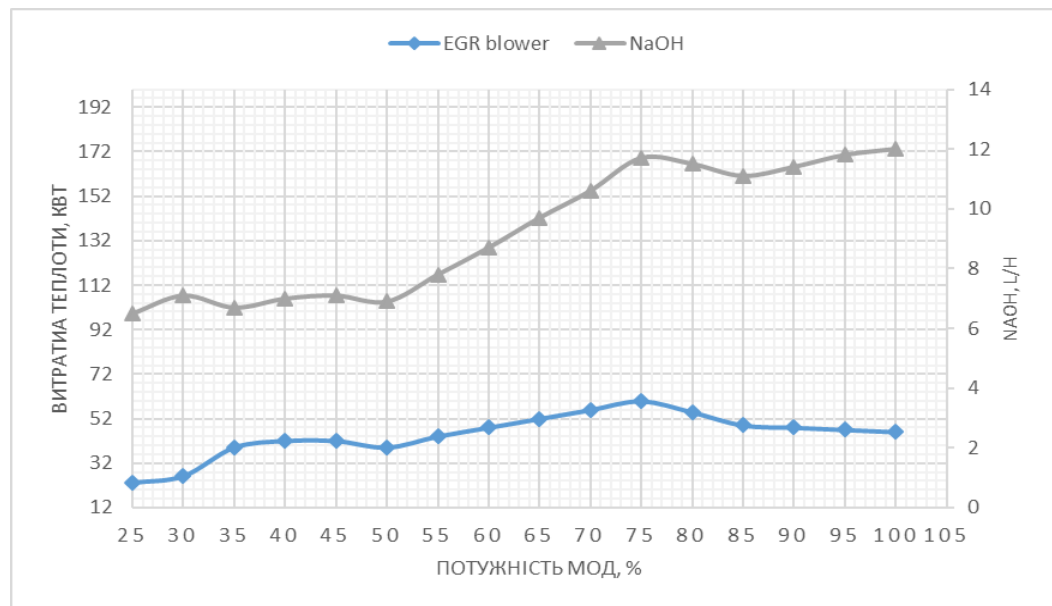


Рис. 4.3 Система EGR

%	Power кВт	N_{EGR} кВт	$G_{вод}$ кг/год	G_{NaOH} літр/год
100	19400	46	0	12
95	18430	47	0	11,8
90	17460	48	0	11,4
85	16490	49	0	11,1
80	15520	55	0	11,5
75	14550	60	0	11,7
70	13580	56	0	10,6
65	12610	52	0	9,7
60	11640	48	0	8,7
55	10670	44	0	7,8
50	9700	39	0	6,9
45	8730	42	0	7,1
40	7760	42	0	7
35	6790	39	0	6,7
30	5820	26	0	7,1
25	4850	23	0	6,5

Рис.4.4 Витрата теплоти та NaOH при використанні EGR системи Tier II



Таблиця. 4.3.1 Кількість теплоти, що виділяється при використанні EGR на Tier II

%	Power	EGR blower	FC	NaOH
100	19400	125	0	6,4
95	18430	125	0	6,2
90	17460	124	0	6
85	16490	121	0	5,8
80	15520	125	0	5,8
75	14550	126	0	5,7
70	13580	131	0	5,4
65	12610	134	0	5
60	11640	136	0	4,7
55	10670	134	0	4,3
50	9700	127	0	3,9
45	8730	113	0	3,6
40	7760	95	0	3,2
35	6790	153	0	3,2
30	5820	116	0	2,8
25	4850	85	0	2,4

Таблиця. 4.3.2 Кількість теплоти, що виділяється при використанні EGR на Tier II

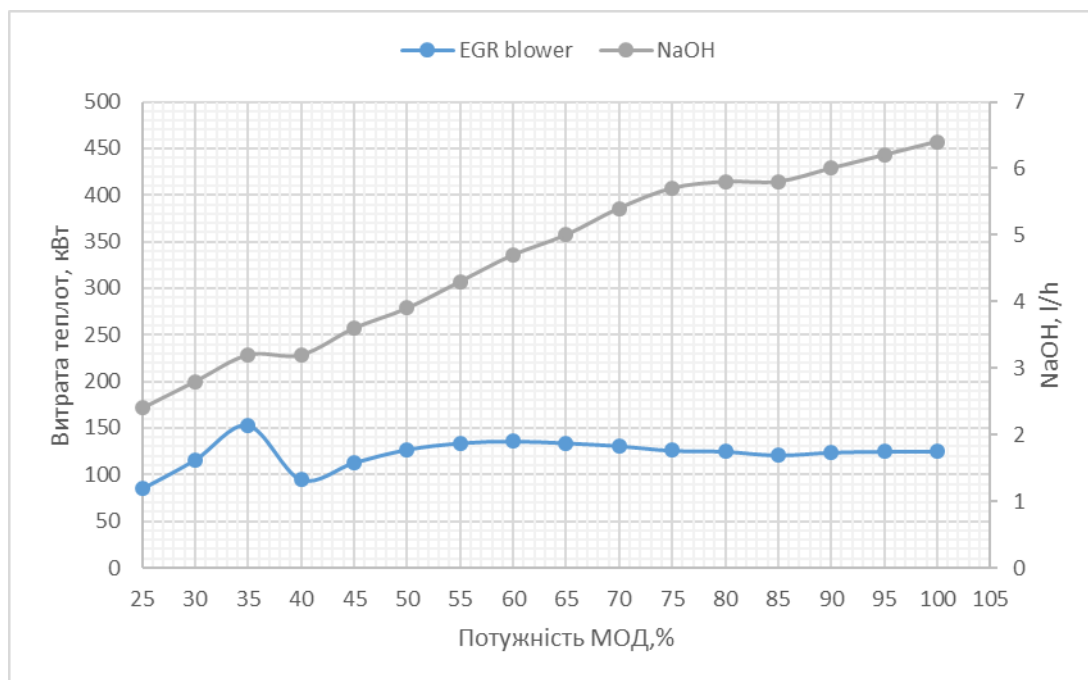


Рис.4.5 Витрата теплоти та NaOH при використанні EGR системи Tier III

4.4 Установка скрубера

На судні, з новим типом двигуна встановлений скруббер Wärtsilä із закритим контуром. Цей судновий пристрій призначений для видалення оксидів сірки з потоку вихлопного газу, що працює на прісній воді та гідрооксиді натрію

Скрубер розрахований на максимальний вміст сірки у паливі 3.5%. Ефективність видалення оксидів сірки - 97,15%, що відповідає зниженню вмісту сірки в паливі з 3.5% до 0.1%. Це типова гарантована вихідна характеристика системи. Паливо з більш високим вмістом сірки може використовуватись за певних умов (наприклад, робота на низьких навантаженнях або знижені вимоги щодо ефективності очищення). У таких випадках ефективність очищення до рівня 0.1% вмісту сірки не може гарантуватися за розрахункових умов

Скруббер із закритим контуром Wärtsilä може поставлятися у двох різних конфігураціях:

- Прямоточний скруббер
- Інтегрований скруббер

Прямоточні системи призначені для встановлення в основному потоці вихлопного газу окремого дизельного двигуна. Це рішення сприятливе для цілого діапазону конфігурації обладнання, наприклад, для одиночних головних двигунів суден, на яких дизель-генератори та дизель-котли працюють на низькосірчистому паливі. Також генераторні двигуни можуть бути обладнані прямоточними газоочисниками. Прямоточні скрубери можуть встановлюватися як із будівництва, так і при модернізації судів.

Інтегровані системи призначені для очищення вихлопних газів від кількох головних та допоміжних двигунів та котлів, встановлених на борту, за допомогою одного скрубера. Він не підвищує протитиск у вихлопній системі, що особливо зручно для роботи з казанами. Інтегрований скруббер підходить для всіх типів суден, і особливо суден з високою витратою палива в європейських портах, наприклад, для круїзних лайнерів і танкерів (особливо при розвантаженні). Інтегровані скрубери можуть встановлюватися як з будівництва, так і при модернізації судів. Базовий принцип роботи є однаковим і для прямоточних, і для

					КР.135.6211М.08	Аркуш 48
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

інтегрованих скрубберів. При порівнянні підсистем основна різниця полягає в системі вихлопного газу, оскільки вбудований скруббер обладнаний блоком вентиляторів по скруббері

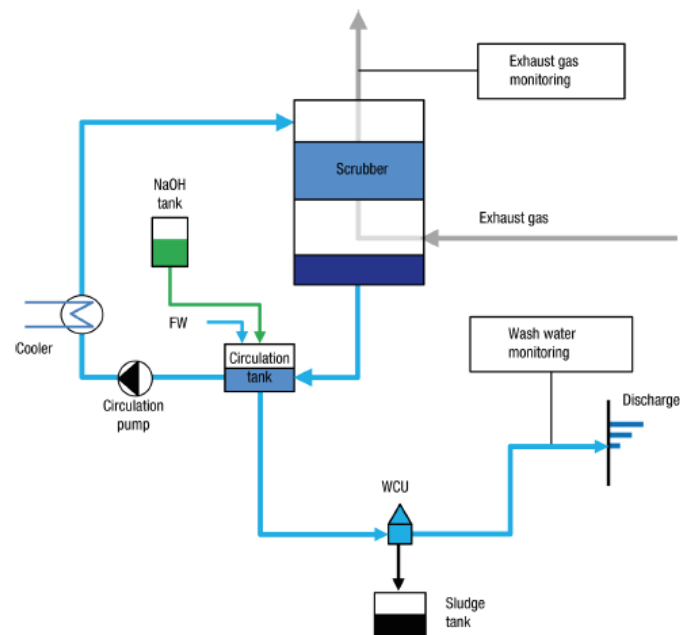


Рис. 4.6 Система скрубера із закритим контуром

Система замкнутого циклу забезпечує високий ступінь маневрування судна, оскільки використання не обмежується місцевими нормами. Однак початкові витрати вищі порівняно з системою відкритого циклу через додаткове обладнання. Крім того, експлуатаційні витрати вищі, головним чином, через постійне додавання хімічних речовин. Швидкість потоку в системі із замкнутим циклом становить приблизно половину від швидкості у відкритому контурі, 30 м³ / МВт-год.

Як правило, робота в замкнутому циклі вимагає постійного розряду зі швидкістю 0,1-0,3 м³ / МВт-год, хоча система може працювати з нульовим розрядом протягом обмежених періодів.

					ДР.135.6211м.08.ПЗ.05			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Аналіз характеристик базового судна та його ЕУ, на відповідність діючим вимогам ІМО. Обґрунтування шляхів модернізації	Літ.	Аркуш	Аркушів
Студент		Калічин А.В.						
Керівник		Коробко В.В.						
Заф.каф.		Личко Б.М.						

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

5.1 Система моніторингу стану корпусу судна.

Ряд втрат танкерів наприкінці 1980-х років спонукав комітет з безпеки вжити різних заходів для підвищити безпеку таких суден, включаючи тимчасові заходи щодо підвищення безпеки танкерів. Комітет з безпеки погодився провести техніко-економічне обґрунтування використання даних про рейс на борту судна, щоб забезпечити запис про стан завантаження суден, рух і глобальні рівні напруження, таким чином дозволяє встановити причину поломки.

Комітет на своїй шістдесят другій сесії (24-28 травня 1993 р.) звернув увагу на думку підкомітету з проектування та обладнання суден, який пристосування до рейсу даних не вважалися життєво важливими, оскільки причину втрати танкерів було встановлено адміністрацією та членами МАКС.

Комітет визнав, що частина вхідних даних, записаних реєстраторами даних про рейс, буде включати глобальні навантаження та рухи судна, як передбачено системою моніторингу напруження корпусу, та враховано, що така система була б корисною як допомога капітану під час навігації та як засіб перевірки глобального навантаження на корпус під час вантажно-розвантажувальних операцій, але не обов'язково як негайний засіб виправити умови, які можуть призвести до втрати танкерів.

Hull Stress Monitoring System (HSMS) — це система для надання інформації в режимі реального часу капітану та офіцерів судна щодо рухів і глобального навантаження, який відчуває корабель під час навігації та під час вантажно-розвантажувальні роботи. HSMS слід розглядати як допомогу для капітана.

Для моніторингу глобальної поздовжньої напруги і руху судна розроблена така система слід використовувати компоненти:

- Манометр для вимірювань деформації розташований на головній палубі на різних позицій уздовж довжини судна, щоб виявити напругу під час навантаження, розвантаження навігація. Наприклад, манометри для

					КР.135.6211М.08	Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

вимірювання деформації повинні розташовуватися на головній палубі в кожному вантажного трюму і, якщо необхідно, в місці, де максимальний корпус. Під час навігації, завантаження та розвантаження можна очікувати хвилеподібне напруження балки.

- Один акселерометр для вимірювання вертикального прискорення в носовій частині.
- Два акселерометра для вимірювання крену та хитання, зручно розташовані по центральній лінії судна.

Мікропроцесори

Мікропроцесор, який може інтерпретувати сигнали датчиків і порівнювати їх з допустимими значеннями. Для перевірки проміжної та кінцевої стадій навантаження і операції розвантаження, HSMS може бути пов'язаний з калькулятором завантаження. Візуальна система і звукові індикації, що вказують на високий рівень навантаження або руху, що наближається до порогових значень.

Графічний дисплей

Графічний дисплей, доповнений цифровим дисплеєм відповідно до вимог подання цензурної інформації з належним урахуванням важливості людини інтерфейсом

Датчики

Тензодатчики на головній палубі, з урахуванням температурного впливу, повинні давати інформацію про рівень напруги під час навігації, навантаження та розвантаження. Вони повинні дати інформацію про хвильові напруги та середнє значення напружень води. Аналізуючи зміщення до середнього значення, також може бути індикація потрапляння води в трюми.

Сигнали від акселерометрів мають описувати вертикальний і поперечний рух корабля. Аналізуючи частотні діапазони сигналів від вертикального датчика, можна також надати інформацію про несправності.

Перевірка системи

Необхідно включити засоби для забезпечення цілісності даних. Перевірки всієї системи повинна проводитися з періодичністю, узгодженою з адміністрацією.

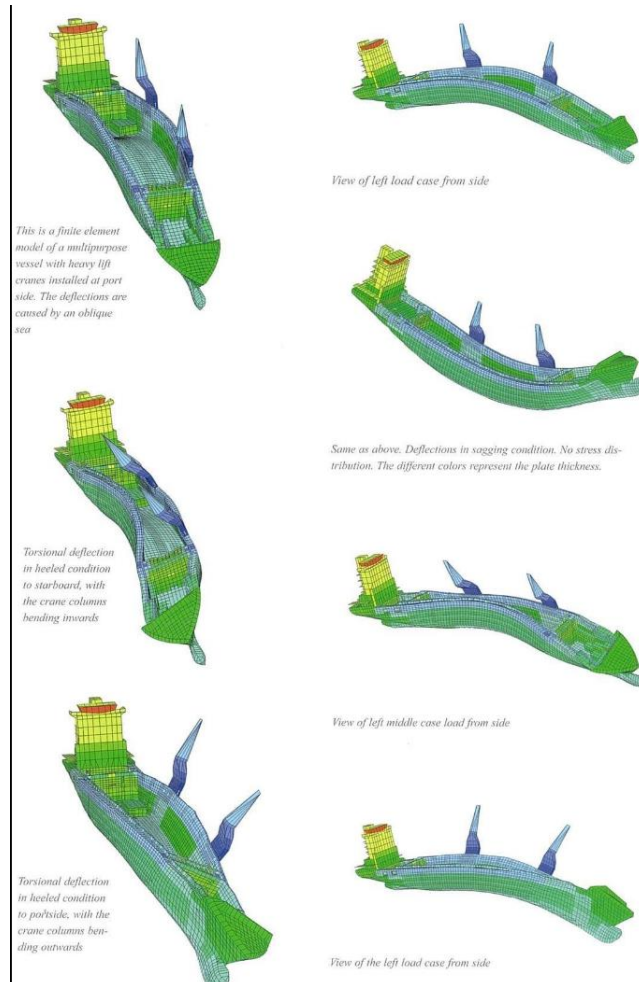


Рис.5.1 Деформація корпусу судна



Рис.5.2 Катастрофа танкера

Напруга в корпусах судна вимагає додаткової уваги, особливо з огляду на катастрофічні наслідки, які можливі в результаті їх виходу с ладу.

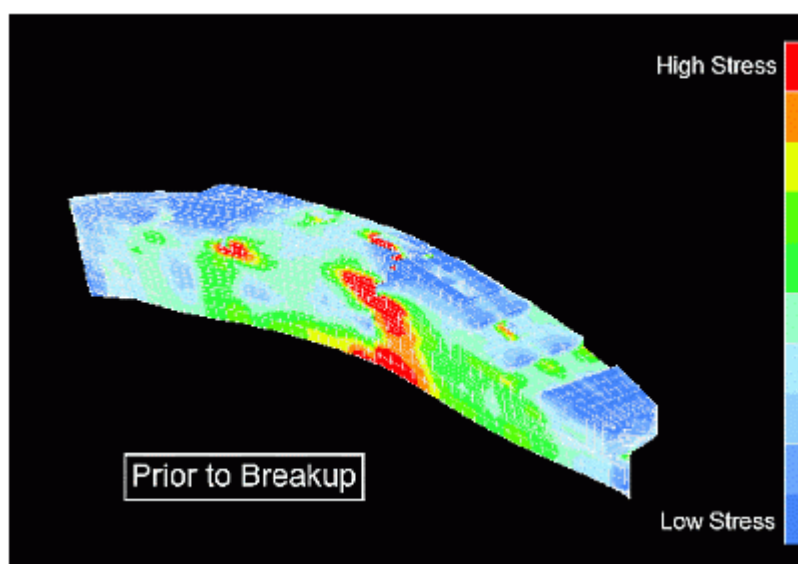


Рис.5.3 Напруження корпусу судна

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КР.135.6211М.08

Аркуш

53

Червоним кольором виділено частину яка, піддається сильному стресу. На відміну від цивільних споруд, судно конструкція завжди підтримується «пружним фундаментом» (морською поверхнею). Напрямок плавучості на балці - вгору, а її поздовжній розподіл залежить від поздовжнього розподілу підводного об'єму судна. Це означає, що плавучість у центрі корабля більша, ніж у носовій і кормовій частині. Це приводить нас до розподілу плавучості, який виглядає як на рис.5.2

На танкері становлена система контролю напруження корпусу James Fisher Straininstall™

StressAlert™ дозволяє постійно контролювати та відображати цілісність конструкції корпусу. Більш ніж 300 системам, що постачаються по всьому світу, StressAlert™, підвищує безпеку судна та підвищує експлуатаційну ефективність, забезпечуючи зворотній зв'язок у режимі реального часу щодо умов навантаження на корпус. Розширені алгоритми дозволяють передбачити розрахунки напруги та втоми корпусу в майбутньому, надаючи заздалегідь попередження про несприятливі умови. Розрахунки довговічності на втому можна використовувати для підтримки рішень щодо продовження ресурсу судна.

Система забезпечує миттєвий доступ до стану напруги на корпусі судна, незалежно від того, чи виникає внаслідок дії динамічних хвиль або напруг, викликаних вантажними операціями. Інформація про курс, швидкість та морський океан також може бути інтегрована для підвищення безпеки, ефективності експлуатації та економії палива.

Під час вантажних операцій плани завантаження та розвантаження можуть бути адаптовані, щоб мінімізувати вплив напруги конструкції на корпус. Крім того, James Fisher Straininstall (JF Straininstall) розробив тимчасову систему, яка дозволяє класовим товариствам і операторам отримувати дані про вигин корпусу без необхідності встановлення повністю визначеної інтегрованої системи.

Переваги моніторингу напруження корпусу StressAlert™:

- Підвищує безпеку судна;
- Підвищує експлуатаційну ефективність;
- Запис напруги на корпусі зі спуску на воду дає змогу визначити доступний втомний ресурс;
- Зменшує витрати на технічне обслуговування та ремонт;
- Демонструє управління ризиками;

Волоконно-оптичні датчики судна

Волоконно-оптичні датчики (ВОД) можна умовно розділити на три типи: точкові, розподілені і квазірозподілені. Точкові дозволяють проводити вимірювання і контролювати параметром у певній точці об'єкта, як і більшість інших типів неволоконних датчиків. Як правило, такі датчики мають малий розмір і високу точність вимірювання. Вони можуть бути використані в якості локальних термометрів, тензодатчиків, датчиків тиску, акселерометрів і т. д. Залежно від типу сенсорного елемента локалізація датчиків може досягати 0,1 см².

Безперечною перевагою розподілених датчиків є можливість здійснення безупинного контролю параметрів по довжині (об'ємом) об'єкта в будь-якій його точці, де встановлено сенсорний світловод. Принцип дії таких сенсорних систем, 24 заснований на аналізі зміни параметрів по довжині світловода і на нелінійних ефектах. Недоліком розподілу вимірюваного параметра по довжині є відносно невисока точність визначення локалізації обурення (кілька метрів по довжині) і відносно невисока точність вимірювання величини. Розподілені сенсорні системи можуть бути використані для контролю великих територій в якості датчиків радіації і температури, дозволяють аналізувати градієнти температур на великих об'єктах, котлах тощо. Система на квазірозподілених датчиках об'єднує переваги перших двох схем. Квазірозподілений датчик являє собою масив точкових сенсорних елементів, як правило, на основі волоконних решіток, об'єднаних одним загальним світловодом. Кожен елемент має свої уніка-

льні характеристики, що дозволяє проаналізувати його стан незалежно від інших сенсорних елементів.

Точність таких систем визначається точністю окремих датчиків, а масив може об'єднувати до 100 і більше елементів. Сенсорні масиви дозволяють проводити моніторинг складних об'єктів, інженерних споруд, мостів, тунелів, корпусів кораблів і літальних апаратів, нафтових свердловин і т.п., аналізувати градієнт розподілу температури, навантажень, тиску, контролювати до 100 і більше точкових об'єктів. Причому для цього використовується тільки один волоконний світловід і аналізатор. Саме квазірозподілені системи порівняно з електричними аналогами мають малу вагу і розмір, що особливо важливо для авіації і космонавтики.

Таким чином, волоконно-оптичні системи можуть із успіхом застосовуватися для контролю деформацій, температури, механічної напруги, тиску.

Особливість волоконно-оптичної системи:

- Ніколи не потрібно перекалібрувати датчики за нульовим дрейфом
- Немає електрики на датчиках -
- Внутрішньо безпечний
- Датчики, стійкі до електромагнітних впливів випромінювання та без ефектів навантаження
- Довгострокова стабільність і довговічність
- Вбудована температурна компенсація
- Доступний

Переваги системи:

- Подовження терміну служби судна за рахунок скорочення пошкодження конструкції
- Раннє попередження, щоб уникнути невідомих пошкоджень конструкції корпусу
- Зменшення витрат на ремонт і технічне обслуговування
- Покращення планування судна та оптимізація

					КР.135.6211М.08	Аркуш 56
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Датчики на основі волоконних брегівських решіток

Одним із найбільш часто використовуваних і широко відомих оптичних датчиків є датчики на основі волоконних брегівських решіток (ВБР), які відображають довжину хвилі світла, яка змінюється в залежності від змін температури або деформації. ВБР створюються з використанням голографічної інтерференції або фазової маски для експонування короткої довжини світлочутливого волокна в періодичний розподіл інтенсивності світла. Показник заломлення волокна постійно змінюється в залежності від інтенсивності світла, на який він піддається. Отримана періодична зміна показника заломлення називається волокнистістю брегівської решітки. Коли промінь світла широкого спектру надсилається в ВБР, він відбивається від кожного сегмента змінного показника заломлення, який зустрічається тільки для певної довжини хвилі світла, званої довжиною хвилі Брега. Це ефективно змушує ВБР відображати певну частоту світла при передачі всіх інших. Робота оптичного датчика на ВБР показана на рис. 5.1.1.



Рис.5.4 Робота оптичного датчика на ВБР

Оскільки довжина хвилі Брега є функцією відстані між решітками, ВБР можуть бути виготовлені з різними довжинами хвиль Брега, що дозволяє різним ВБР відображати унікальні довжини світла. Детальний вигляд ВБР показано на рис. 5.1.2.



Рис.5.5 Детальний вигляд ВБР

Зміни напруги та температури впливають як на ефективний показник заломлення n , так і на решітчастий період Λ ВБР, що приводить до зсуву відбитої довжини хвилі. Зміна довжини хвилі ВБР через напругу та температуру може бути приблизно описана рівнянням

$$\Delta\lambda/\lambda_0 = (1 - \rho_e) \cdot \varepsilon + (\alpha\Lambda + \alpha n) \cdot \Delta T \quad (1.1)$$

де $\Delta\lambda$ – зсув довжини хвилі, λ_0 – початкова довжина хвилі. Рівняння (1.1) описує вплив температури на зміну довжини хвилі, де $\alpha\Lambda$ – коефіцієнт теплового розширення, а αn – термо-оптичний коефіцієнт, αn описує зміну показника заломлення, а $\alpha\Lambda$ описує розширення решітки через температуру.

В якості чутливого елемента волоконно-оптичних датчиків виступає волоконна брегівська решітка, яка здатна як відображати, так і пропускати певні довжини хвиль світла. Цей ефект досягається шляхом створення періодичної зміни показника заломлення в сердечнику волокна. При проходженні лазерного випромінювання через волокно частина його на певному протяжному напрямку відбивається від решітки. Цей пік відображеного випромінювання реєструється вимірювальною апаратурою. У результаті дії багатьох фізичних параметрів змінюється інтервал між вузлами решітки Брегга, а також коефіцієнт заломлення волокна. Відповідно, змінюється довжина хвиль випромінювання, відбитих від решітки. За зміною довжини хвилі можна визначити точні характеристики змін. Кожний осередок брегівської решітки відображає малу частину в промінювання, що пропускається через оптоволокно. Для довжини хвилі, у 2 рази більше, ніж період решітки, відображені промені складаються по фазі. У

результаті отримується відбитий світовий сигнал із обмеженою спекτροвою стрічкою. Відображена решіткою довжина хвилі називається брегівською. Брегівська хвиля залежить від температури та натягу волокна. При впливі на оптичне волокно (температура, тиск і ін.) показник заломлення і відстань між осередками решітки змінюються і від неї відображаються хвилі іншої довжини. За зміною відображеної довжини хвилі визначаються необхідні характеристики (температура, тиск, деформація та ін.). В оптоволоконних датчиках на основі брегівських решіток вимірювана величина перетворюється в відхилення брегівської довжини хвилі. Система реєстрації перетворює зміщення довжини хвилі в електричний сигнал. Чутливий елемент такого датчика не містить електронних компонентів, і тому він є повністю пасивним, що означає можливість його використання в зоні підвищеної вибухової небезпеки, агресивності, сильних електромагнітних перешкод. На одне волокно може бути встановлено безліч брегівських решіток, кожна з яких дає відповідь на власну довжину хвилі. У цьому випадку замість точкового датчика отримують розподілену реєстраційну систему з мультиплексуванням по довжині хвилі. Використання довжини хвиль світла в якості інформаційного параметра робить датчик нечутливим до довготривалого дрейфа параметрів джерела та приймача випромінювання, а також до випадкових згасань оптичної потужності у волокні.

Переваги волоконно-оптичних ВБР-датчиків

- широкий діапазон вимірів;
- можливість інтеграції датчика в структуру об'єкта;
- повна пожежо- та вибухобезпечність;
- передача сигналу на далекі відстані;
- інтеграція декількох датчиків в одному оптоволоконному каналі;
- нечутливі до електромагнітних і радіочастотних впливів;
- не вимагають перекалібровки

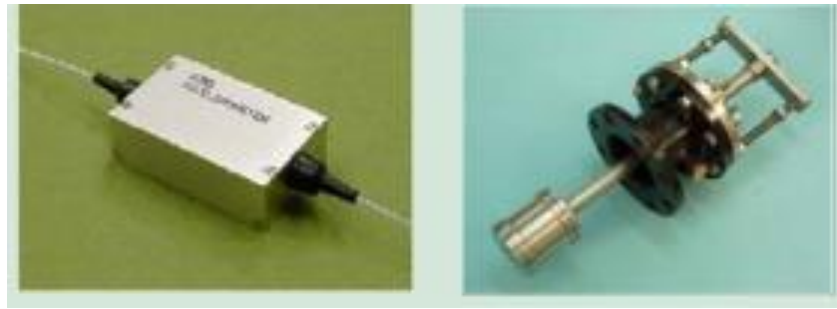


Рис 5.7 – Датчик ВБР

Волоконно-оптичні датчики у системах моніторингу

Для моніторингу волоконно-оптична інформаційно-вимірювальна система являє собою найбільш перспективний інструмент для створення систем моніторингу будівельних конструкцій різного призначення. Волоконно-оптичні датчики температури, тиску, вібрації і деформації об'єктів, протягом останніх кількох років активно розробляються у всьому світі. Про це свідчать численні публікації у зазначеному напрямку, аналіз яких дозволяє зробити однозначний висновок про важливість і перспективність описуваних волоконно-оптичних систем для практичних застосувань. У багатьох випадках (особливо якщо мова йде про розподілені виміри в умовах підвищеної вибухо- і пожежонебезпеки, про віддалену реєстрацію стаціонарних і динамічних процесів) автори опублікованих робіт відзначають повну відсутність альтернативних способів вимірювання. Відомо, що в ЄС і США успішно реалізований цілий ряд пілотних проєктів по впровадженню та експлуатації волоконно-оптичних систем для контролю стану автомобільних і залізничних мостів, ліній електропередач, для вимірювання розподілу механічних навантажень в конструктивних матеріалах лопастей вертольотів і крил літаків. Одним із нових і найбільш перспективних варіантів волоконно – оптичних датчиків (ВОД) температури тиску, вібрації і механічних деформацій є датчики з використанням волоконних брегівських решіток у якості чутливого елемента, волоконна решітка представляє собою відрізок волоконного світловода (ВС), у структурі якого наведений додатковий показник заломлення з певним просторовим розподілом.

Волоконна брегівська решітка забезпечує вузькосмугове відображення, спектральне положення якого залежить від зовнішніх впливів. Ця властивість брегівських решіток дає можливість застосовувати спектральні методи вимірювання фізичних величин (тиск, температура, зрушення, переміщення, вібрація і т.д.), що дозволяють виключити вплив паразитних змін амплітуди сигналу на точність проведених вимірювань.

Це є суттєвою перевагою таких систем перед системами, що використовують волоконно-оптичні датчики амплітудного типу. Точність волоконно-оптичних датчиків заснованих на застосуванні волоконних брегівських решіток при вимірюванні температури досягає 0.1°C , а при вимірюванні відносної деформації – 10^{-6} . У даний час розроблені конструктивні рішення, що дозволяють забезпечити поєднання чутливості і динамічного діапазону вимірювань, необхідну для конкретних додатків. Волоконно-оптичні датчики з серією брегівських решіток, записаних в одному волоконному світловоді і мають зміщені відносно один одного резонансні довжини хвиль, у даний час успішно застосовуються цілою низкою західних фірм для квазірозподіленого вимірювання механічних навантажень. Упроваджуються волоконно-оптичні датчики, які здатні забезпечувати в реальному часі контроль наступних параметрів:

1. Механічних деформацій елементів конструкцій із точністю до сотих

- часток міліметра, викликаних:
- порушенням геометричних характеристик конструкцій (деформацією, руйнуванням);
- зміною зовнішніх умов (погодні, геологічні, сейсмічні чинники);
- зміною режимів роботи (температури, внутрішнього тиску і т.п.);

2. Температурного розподілу, що характеризує об'єкт з точки зору:

- технологічної безпеки (локальний перегрів);
- пожежної безпеки (перевищення допустимої температури);
- наявності неприпустимих зовнішніх впливів (лісові пожежі, техногенні катастрофи).

3. Аналіз акустичного сигналу, що реєструється високочутливим розподіленим волоконним мікрофонним датчиком, що надає інформацію про типи процесів, що відбуваються в контрольованій зоні за їхніми характерними «звуковими відбитками» - спектрами звукового сигналу, наступних типів:

- механічні дії - свердління, вібрація;
- звукові впливи, ударні хвилі і т.п .;
- витоку газів і рідин з пробоїн і тріщин;
- нормальний режим роботи агрегатів;

4. Контроль периметра навколо об'єкта, що захищений потайним розподіленим волоконним датчиком, забезпечує:

- виявлення факту порушення периметра;
- ідентифікацію порушника;
- характер діяльності, виробленої порушником в зоні;
- локалізацію місцезнаходження порушника в зоні з точністю до декількох метрів.

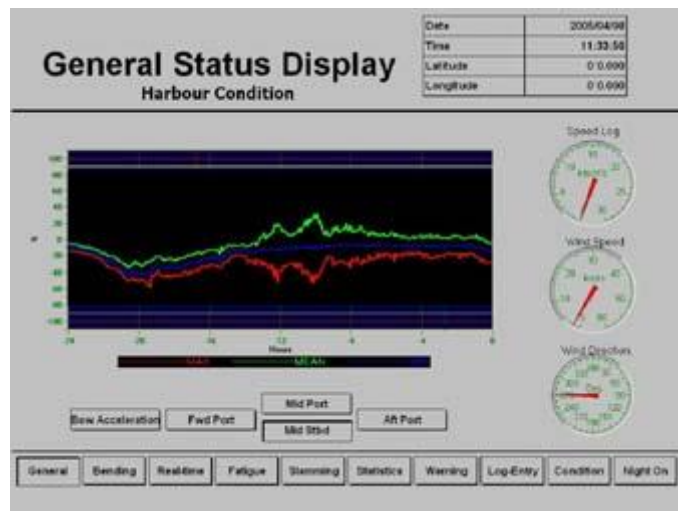


Рис.5.8 Дисплей загального стану

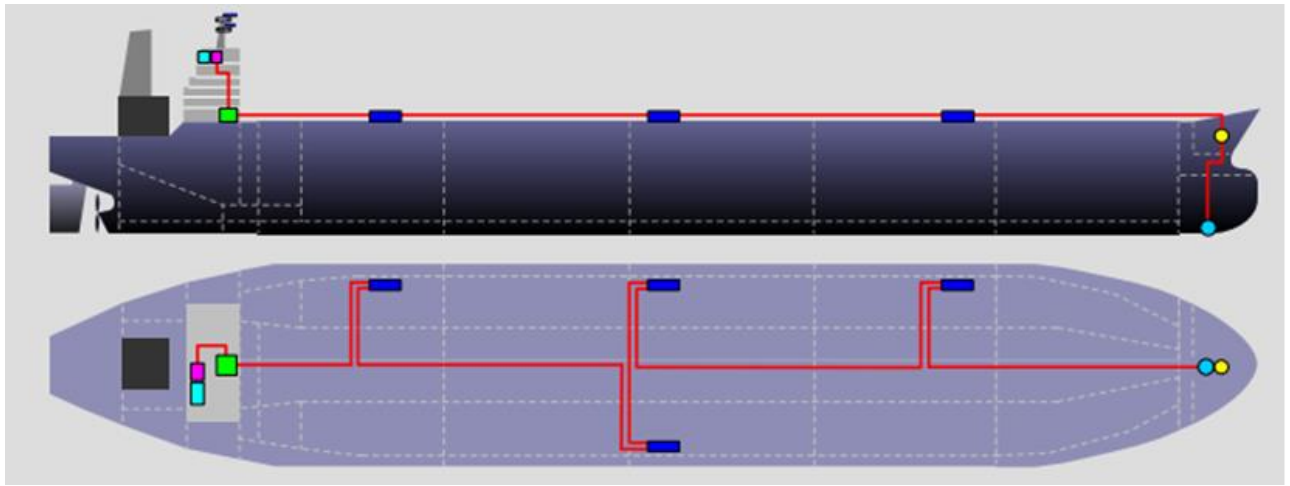


Рис.5.9 Розташування HSMS системи на танкері

Тензодатчики

Тензодатчики є найстарішими технологіями вимірювання напруги корпусу. У них використовуються відкалібровані пристрої, які виражають навантаження на зразок у термінах деформації, викликані на ньому.

Тензодатчики зазвичай виготовляються з фольги, хоча в наші дні використовуються нові технології, що іноді забезпечують кращу точність. Існує безліч способів вимірювання деформацій:

- тензорезистивний,
- п'єзоелектричний,
- оптико-поляризаційний,
- п'єзорезистивний,
- волоконно-оптичний.

Серед електронних тензодатчиків найбільшого поширення набули тензорезистивні датчики.

Датчик із фольги застосовується у вигляді наклеювання на поверхню. Конструкція датчика складається із фольгової стрічки 12 мкм. Частково плівка щільна, решта ґратчаста. Ця конструкція характерна тим, що до неї можна припаяти допоміжні контакти. Такі датчики легко використовуються за низьких температур. Фольгові тензорезистори мають безперечні переваги в порівнянні з

дротяними і фактично витіснили останні з звернення. Наявність широких перемичок робить фольгові тензорезистори практично нечутливими до поперечної деформації деталі.

Переваги:

- більш чутливі, ніж дротяні;
- можуть пропускати більший струм;
- краще передають деформацію;
- нечутливими до поперечної деформації;
- мають міцніші висновки.



Рис.5.10 Тензометричний датчик

					КР.135.6211М.08	Аркуш 64
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

5.2 Модернізація баластної системи у відповідності до діючих вимог ІМО.

Згідно з Конвенцією, усі судна, які перебувають у міжнародному сполученні, зобов'язані керувати своїми баластними водами відповідно до певного стандарту для судна та плану управління баластними водами. Усі судна повинні мати при собі книгу обліку баластних вод і міжнародне свідоцтво про управління баластними водами. Стандарти управління баластними водами поступово впроваджуються протягом певного періоду часу. Нові судна повинні відповідати стандартам обробки баластних вод. Існуючі судна повинні обмінюватися баластними водами в середині океану, але вони повинні відповідати стандартам обробки баластних вод до дати зазначеного огляду поновлення. Зрештою, більшості кораблів потрібно буде встановити бортову систему очищення баластної води.

Система PURIMAR™

PURIMAR™, система управління баластними водами є безпечною і безпечною екологічно чистою системою, що відповідає правилам ІМО, оскільки вона ефективно усуває організми, шкідливі для екосистеми та підводного середовища. У той же час зменшується кількість активних матеріалів, що використовуються в процесі стерилізації, які переробляються до нешкідливого для навколишнього середовища рівня.

Переваги PURIMAR™

- Конструкція, що заощаджує простір;
- Оптимізація простору, невелика площа та легка установка;
- Нетоксичні побічні продукти;
- Відсутня проблема корозії в баластному баку та трубі;
- Низьке споживання енергії та мінімальне обслуговування;
- Автоматична робота;
- Зручна й оптимізована система.

					КР.135.6211М.08	Аркуш
						65
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

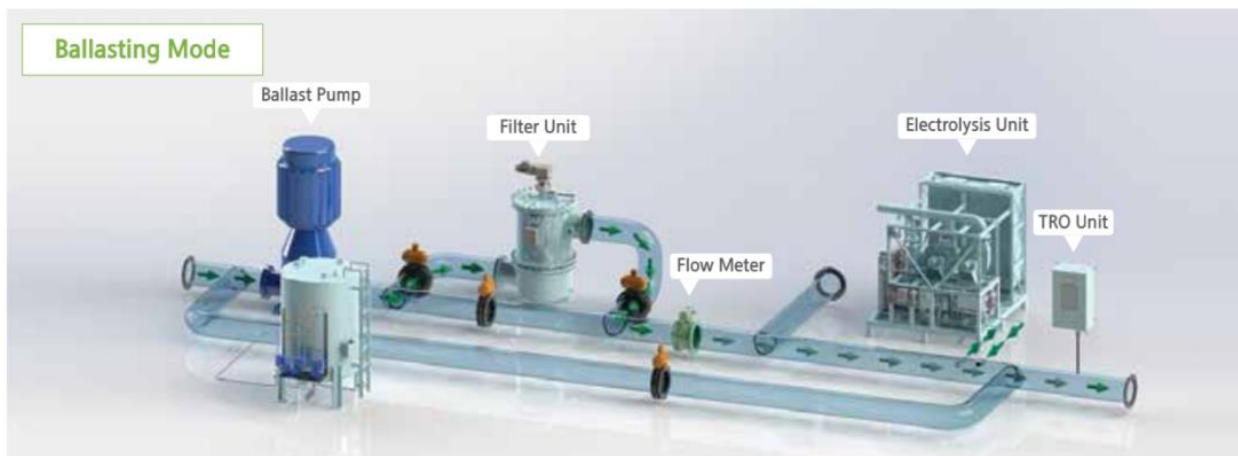


Рис.5.11 Режим баласту PURIMAR™

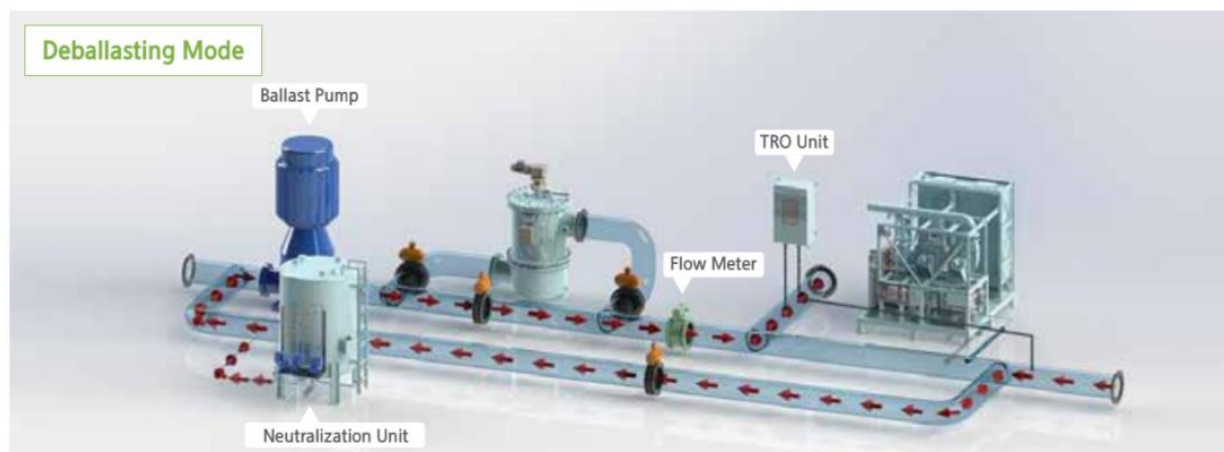


Рис.5.12 Режим дебаластування PURIMAR™

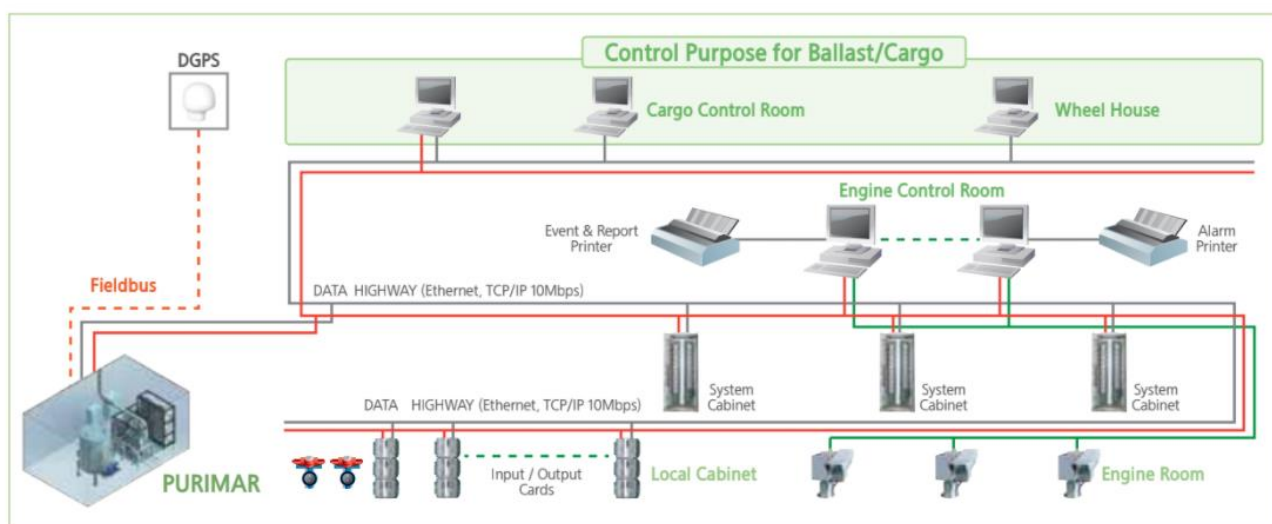


Рис.5.13 Система автоматизації PURIMAR™

Інтерфейс користувача PURIMAR™

Інтерфейс користувача PURIMAR™ розроблений зручним для користувача GITOS (Графічні інтелектуальні інструменти систем), що є системою керування процесом SSAS-Pro і забезпечує найбільш оптимізовану систему автоматизації. За допомогою інтерфейсу користувача він може створити середовище, в якому а користувач може керувати PURIMAR™ простим і легким способом.

Основна функція:

- Різний інтерфейс користувача;
- Функція режиму баласту /дебаласту;
- Функція моніторингу та сигналізації;
- Функція реєстрації даних;
- Функція індикації глобального положення за командою користувача.

Режим баласту /дебаласту;

- Функція вибору користувача за режимом баласту /дебаласту;
- Автоматичне керування приводом баластного насоса;
- Автоматичне управління за допомогою оптимального рішення.

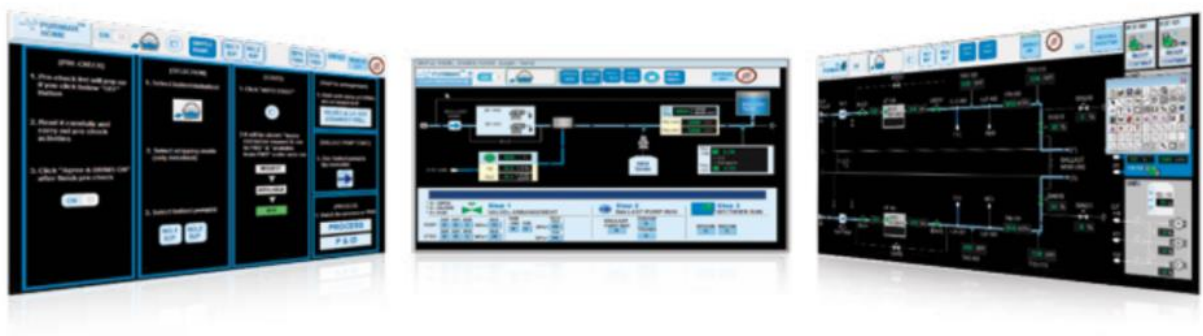


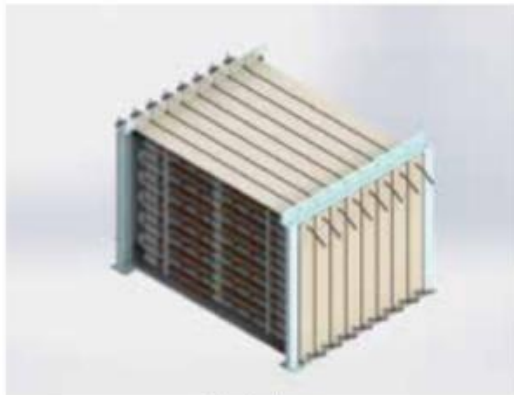
Рис.5.14 Інтерфейс GITOS системи PURIMAR™

На танкері встановлена модульована баластна система.

- Розумне рішення для модернізації;

					КР.135.6211М.08	Аркуш 67
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- Конструкція, що економить простір;
- Доступна гнучка конструкція простір;
- Відокремлені підрозділи, які є модульні;
- Розташування.



Electrolyzer



Filter Unit



Neutralization Unit



MCP & PDP



Rectifier



Hydro Cyclone & Blower

Рис.5.15 Складові модульної системи PURIMAR™

					ДР.135.6211м.08.ПЗ.06			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розробка розташування енергетично-го обладнання на судні	Літ.	Аркуш	Аркушів
Студент		Калічин А.В.						
Керівник		Коробко В.В.						
Заф.каф.		Личко Б.М.						

6. Розробка розташування енергетичного обладнання на судні

6.1. Вимоги до розміщення обладнання в МКВ судна.

Розташування головного двигуна і допоміжного обладнання. При розташуванні головного двигуна в машинному відділенні бажаний короткий валопровід з головним упорним підшипником, а також достатні площі навколо головного двигуна для розміщення найбільш великих його деталей при ремонті. Зверху над дизелем має бути залишено простір для підйому за допомогою підйомних пристроїв поршнів зі штоками або шатунами.

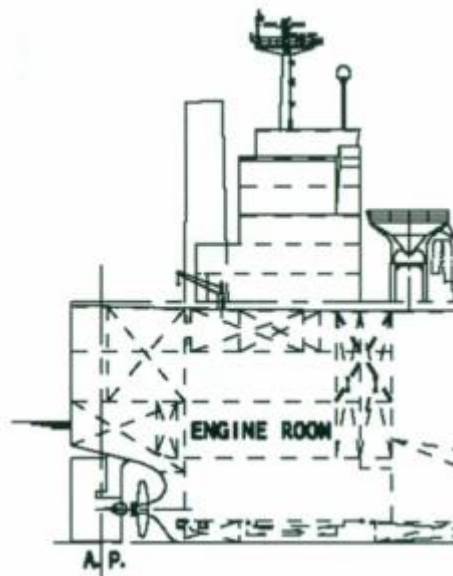


Рис.6.1 Розміщення машинного відділення на судні Brasil Knutsen.

Головні двигуни розміщуються в машинному відділенні таким чином, щоб з постів їх обслуговування забезпечувалися вільні проходи до вихідних шляхах шириною не менше 0,6 м. Ширина трапів на вихідних шляхах і ширина дверей повинна бути також не менше 0,6 м.

Кожне машинне відділення повинно мати не менше двох вихідних шляхів, розташованих в протилежних кінцях машинне відділення, на палубу і до рятувальних засобів (ліфти не розглядаються як вихідні шляху). Допоміжне обладнання слід встановлювати як можна ближче до обслуговуючого головного двигуна і поблизу від інших агрегатів, пов'язаних загальним робочим тілом і

обслуговуючих цей же головного двигуна. Послідовність розміщення взаємопов'язаних механізмів може бути як горизонтальною, так і вертикальною. Між механізмами необхідно простір для можливості їх обслуговування.

Трубопроводи повинні проходити в трьох взаємно перпендикулярних напрямках: паралельно діаметральній площині судна, перпендикулярній до неї і перпендикулярній до основної площини, причому необхідно передбачити достатні простори для монтажу та обслуговування.

Механізми, що вимагають постійного спостереження під час роботи, слід розміщувати поблизу поста управління. Механізми, які є джерелами шуму і вібрації, необхідно встановлювати на елементах корпусу судна, що мають підвищену жорсткість, або підкріплювати ці механізми додатковими конструкційними елементами. Такі механізми необхідно амортизувати і екранувати їх від посад, де тривалий час знаходиться обслуговуючий персонал.

При виборі місця установки будь-яких ДМ необхідно враховувати: можливість їх обслуговування мінімальною кількістю людей (особливо при низького ступеня автоматизації енергетичних установок); який агрегат обслуговують ВМ і від функціонування якого агрегату залежить їх робота, з якого боку і на якій висоті до ВМ підводять робоче тіло, а також яким є джерело енергії.

На багатьох судах велика частина паливних цистерн розташована в носовій частині машинного відділення, що в деякій мірі визначає місце встановлення обладнання, обслуговуючого паливну систему (перекачувальних насосів, сепараторів, фільтрів, підкачувальних насосів і ін.).

Найбільш поширене розміщення центрального пульта управління на платформі над допоміжним дизелем зі збільшенням використання обсягу машинного відділення, проте, ускладнює можливість підвищення рівня механізації вантажних операцій при ремонті дизель-генератор. Розташування центрального пульта управління на платформі в безпосередній близькості до головних і допоміжних механізмів забезпечує гарне спостереження за їх роботою і полегшує прийняття екстрених заходів в разі аварійної обстановки.

					КР.135.6211М.08	Аркуш
						77
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Зазвичай в центральному пості управління суднових енергетичних установок всі схеми являють собою типові пульти і щити.

Головний розподільний щит розташовують на платформі в площині, перпендикулярній до діаметральної, як правило, по можливості ближче до джерел струму (при наявності центрального пульта управління розташування ГРЩ в центрального пульта управління обов'язково).

Аварійну електростанцію розміщують в окремому приміщенні, розташованому вище лінії граничного аварійного занурення судна і має окремий вихід на відкриту палубу.

Найважливішими факторами, що впливають на розташування механізмів в машинному відділенні, є склад і тип суднової електростанції (кількість і марка дизель-генератор, наявність УТГ і місце їх установки, розташування і вид розподільних щитів). У машинному відділі дизель-генератор доцільно встановлювати на амортизаторах паралельно діаметральній площині, так як вони є джерелами вібрації і шуму.

Якщо дизель-генератор встановлюють на платформах, то вони мають спеціальні підкріплення. Для зменшення впливу шуму на обслуговуючий персонал дизель-генератор доцільно огорожувати екраном або спеціальними шумоізоляційними вигорodkaми (вигорodka, однак, зменшують простір для обслуговування і ремонту енергетичних установок). З впровадженням систем дистанційного керування в центрального пульта управління місце розташування дизель-генератора з точки зору гучності стає не настільки важливим.

Місце установки допоміжні генератори залежить від способу відбору потужності: безпосередньо від головного двигуна (в носі або в кормі), від редуктора або від лінії гребного валу.

В основному допоміжні генератори встановлюють над настилом машинного відділення в кормовій частині з одного боку (а іноді з обох сторін) від лінії валу. УТГ встановлюється, як правило, на платформі поблизу допоміжного або утилізаційного котлів, від яких він харчується (в шахті машинного відділення на шляху газовипускного трубопроводу). Коли потужність генера-

					КР.135.6211М.08	Аркуш 78
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

торів стає сумірною з потужністю головного двигуна, електростанція може бути винесена в окреме шумоізольоване приміщення - допоміжне машинне відділення.

Допоміжні котли, що встановлюються в одному приміщенні з дизелями, в районі топкового пристрою повинні бути огорожені металевою вигородкою, або мати інші пристрої, що оберігають машинне відділення від впливу полум'я в разі його викиду з топкового пристрою.

6.2 Розробка креслень розміщення обладнання СЕУ в МКВ.

Розташування обладнання у машинному відділенні виконується згідно вимог описаних згідно міжнародних норм та вимог. Розташування обладнання виконується згідно навантажень та за умови зберігання найкращої можливої остійності судна. Обладнання встановлене в машинному відділенні повинне бути жорстко закріплене до корпусу судна, для жорсткого положення обладнання при хвилюванні.

Описання розташування основного обладнання у МВ:

- 1) Головний двигун знаходиться у центрі МВ на 0 рівні, система рециркуляції відхідних газів жорстко приєднана до корпусу ГД. До гвинта енергія обертання підводиться завдяки валу через дейдвудний пристрій.
- 2) Три допоміжних дизель генератори знаходяться на 2 рівні машинного відділення, до корми від головного двигуна.
- 3) Допоміжні котли розташовано на 1 рівні машинного відділення, до корми від головного двигуна.
- 4) Відділення вантажних насосів знаходиться у власному приміщенні, на 0 рівні машинного відділення у носовій частині.
- 5) Майстерня знаходиться над приміщенням вантажних насосів.
- 6) Центральний пост управління знаходиться над приміщенням майстерні.
- 7) Сепаратори палива та масла знаходяться на 3 платформі машинного відділення, до корми від головного двигуна.

					КР.135.6211М.08	Аркуш
						79
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ДР.135.6211м.08.ПЗ.07						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
Студент		Калічин А.В.			Технологічна розробка монтажу та ремонту елемента СЕУ				Літ.	Аркуш	Аркушів
Керівник		Коробко В.В.									
Заф.каф.		Личко Б.М.									

7. Технологічна розробка монтажу та ремонту елемента СЕУ

7.1 Загальні відомості судової форсунки

Форсунки призначені для впорскування палива у камеру згоряння у вигляді дрібно розпорошеного аерозолі. Вони повинні забезпечувати оптимальні умови сумішоутворення, основними з яких є дрібність розпилювання та рівномірність розподілу палива камерою згоряння. Для полегшення компонування на дизелі форсунки повинні мати мінімальні розміри. Крім того, зменшення обсягу внутрішньої порожнини форсунки дозволяє підвищити тиск упорскування і скоротити шкідливий вплив хвиль тиску на процес паливоподачі.

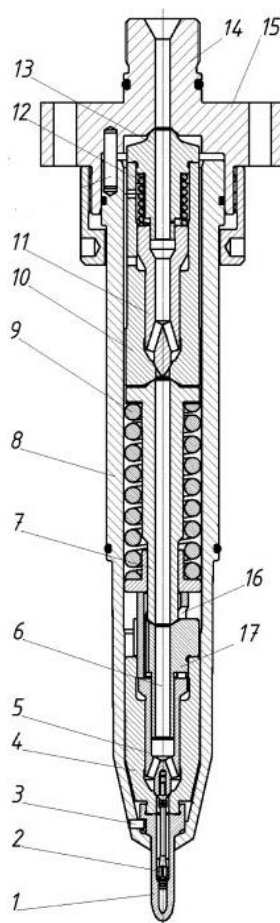


Рис. 7.1 Паливна форсунка малообертового двигуна фірми MAN

1- Змінний сопловий наконечник; 2- підвісний клапан; 3- встановлений штифт; 4- корпус голкового клапану; 5- голковий клапан розпилювання; 6- канал підведення палива до розпилювача; 7- штанга голкового клапану; 8- корпус форсунки; 9- навантажувальна пружина; 10- корпус циркуляційного клапана;

11- циркуляційний клапан; 12- пружина циркуляційного клапана; 13- упор циркуляційного клапана; 14- гвинт регулювання початкової затяжки навантажувальної пружини; 15- штуцер підводу палива; 16-фланець кріплення форсунки; 17- проміжний упор;

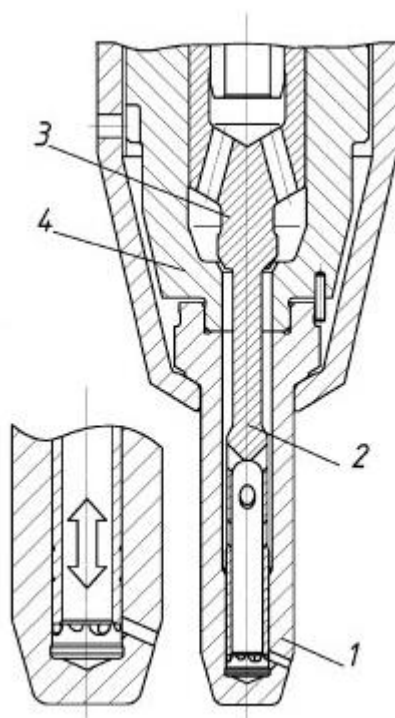


Рис.7.2 Розпилювач форсунки малообертового двигуна

1- змінний сопловий наконечник; 2- золотниковий клапан соплового наконечника; 3- голковий клапан; 4- корпус голкового клапана.

Головною відмінністю форсунок малообертових дизелів є широке використання в них змінних наконечників розпилювача. Це актуально для двигунів, особливо при їх роботі на мазутах, оскільки дозволяє замінювати сопловий наконечник, що має найменший ресурс, без заміни дорогої прецизійної пари голчастого клапана. За такої конструкції наконечник через корпус розпилювача стягується з корпусом голчастого клапана, утворюючи додатковий прецизійний роз'єм. У складовому розпилювачі спрощується виготовлення прецизійної пари, вона менше схильна до теплових навантажень. Для форсунок малооберто-

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КР.135.6211М.08

Аркуш

81

вих дизелів використовуються багато струминні розпилювачі, які більшою мірою відповідають сумішоутворенню в нерозділених камерах згоряння.

Фірма MAN використовувала додатковий підвісний клапан конусного типу, який при закритті основного клапана відсікає частину підгілкової камери, залишаючи тільки той об'єм, який відповідає положенню крайнього верхнього соплового отвору.

7.2 Перевірка паливної форсунки

Форсунка містить головку клапана та корпус клапана. Вбудованим усередині корпусу клапана є неповоротний клапан і шпindel, а також напрямна шпindel з пружиною стиснення та насадка. Шпindel може бути забезпечений розширювальним золотником (cut-off slide). Коли форсунка встановлюється в кришці циліндра, деталі клапана збираються разом кріпильними гайками. Робота форсунки полягає в наступному: електричний головний паливний насос прокачує попередньо підігріте паливо через бустер тиску палива та форсунку. Паливо проходить через форсунку і, залишаючи його, через циркуляційний отвір та зворотну масляну трубу надходить на головку клапана. Коли тиск джерела живлення переміщення (delivery stroke) бустера тиску палива досягне встановленої величини, циркуляційні отвори закриваються. Коли тиск досягне уставки відкриття форсунки, то шпindel підніметься, і станеться упорскування палива через насадку в циліндр двигуна. По завершенню переміщення шпindel клапана притискається до свого сидла, і тепер упорскування припиниться. Потім циркуляційний отвір відкривається, і олія починає рециркулювати через клапан.

					КР.135.6211М.08	Аркуш
						82
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

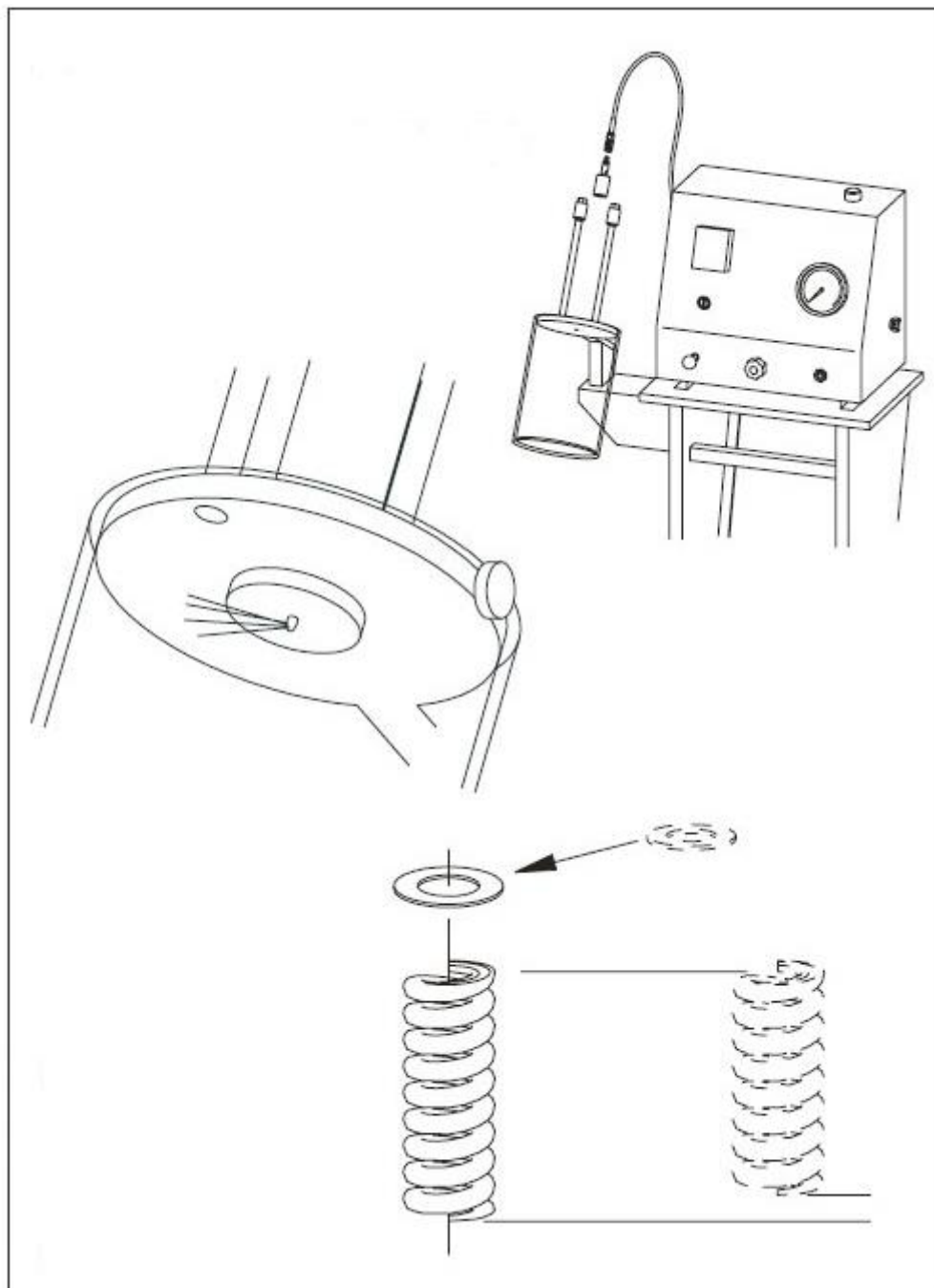


Рис.7.3 Стенд для випробування форсунки

7.3 Встановлення форсунок

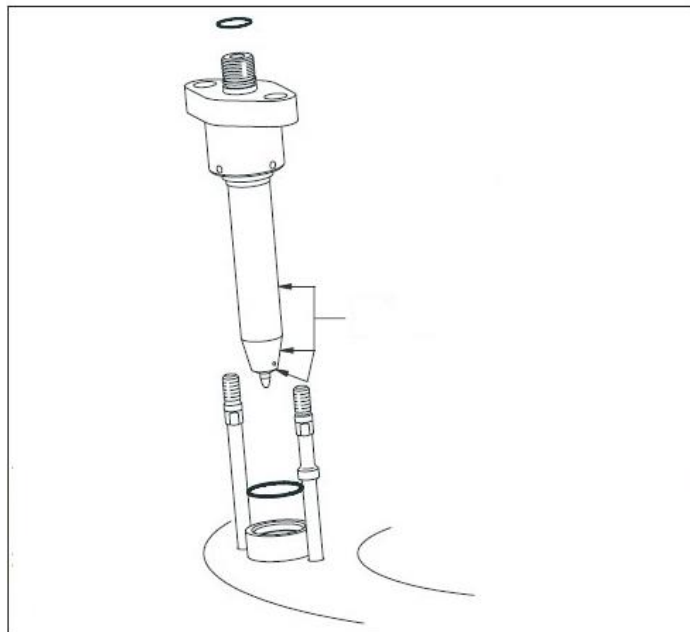


Рис.7.4 Перший етап установки форсунки

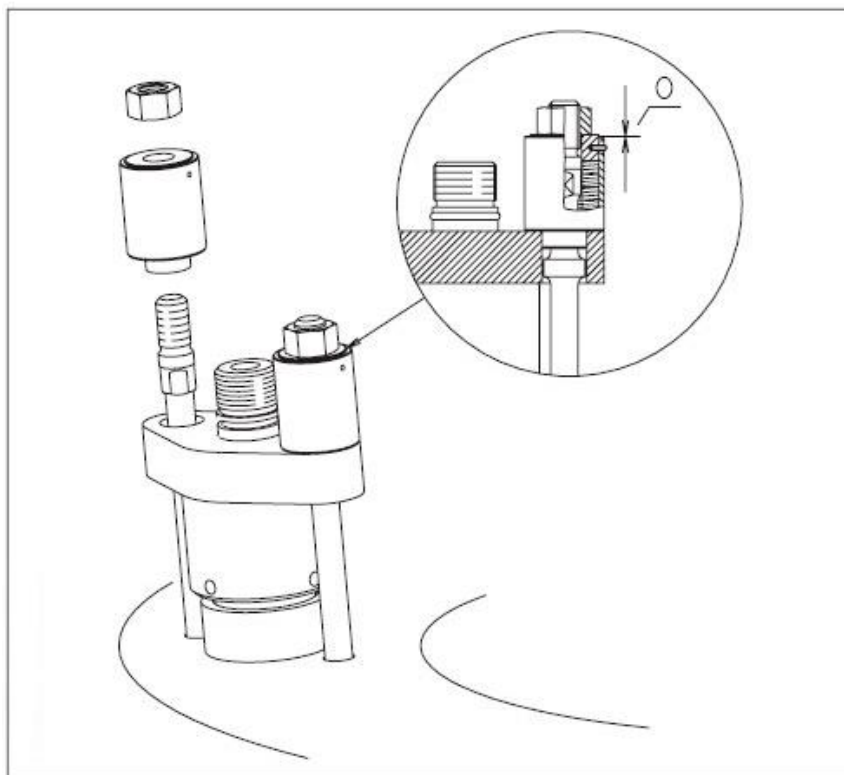


Рис.7.5 Другий етап установки форсунки

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КР.135.6211М.08

Аркуш

84

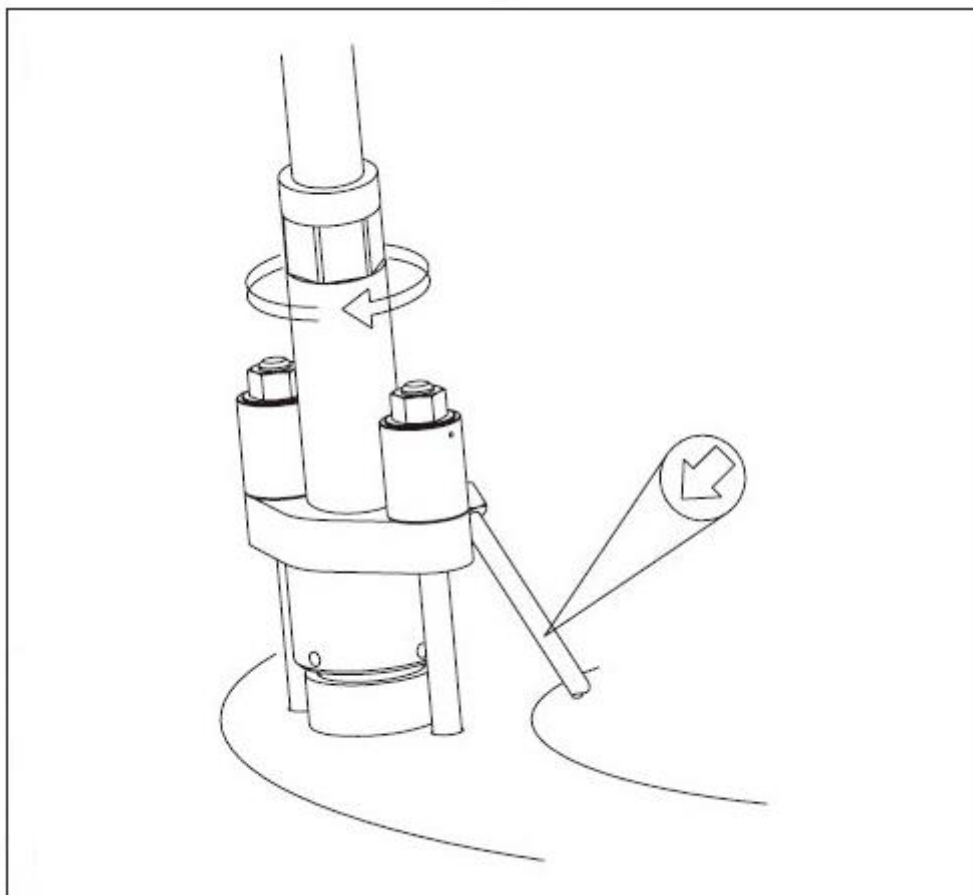


Рис.7.6 Третій етап установки форсунки

Перед установкою форсунки ретельно прочистити отвір у кришці циліндра і перевірити посадкове гніздо за мітками. Якщо ще не встановлено, то встановити нове кільце ущільнювача на форсунці. Змастити форсунку дисульфідом молібдену. Поставити надбуксові корпуси та гайки. Затягувати гайки до тих пір, поки верхня площина тиску не стане врівень з верхньою площиною надбуксового корпусу. Це має бути виконано дуже уважно, оскільки натяг пружини в надбуксовому корпусі визначає правильність затягування форсунки до кришки циліндра і як наслідок правильність компресії форсунки. Змастити різьблення на загальному штуцері паливної труби теплостійким мастилом проти закипання перед монтажем. Примітка: рекомендується перед монтажем зробити перебір паливної труби високого тиску. Як мінімум відстань між кінцями паливної труби та завзятими бушингами необхідно перевірити і відрегулювати. Встановити відремонтовану паливну трубу високого тиску та зворотну трубу.

7.4 Демонтаж Форсунки

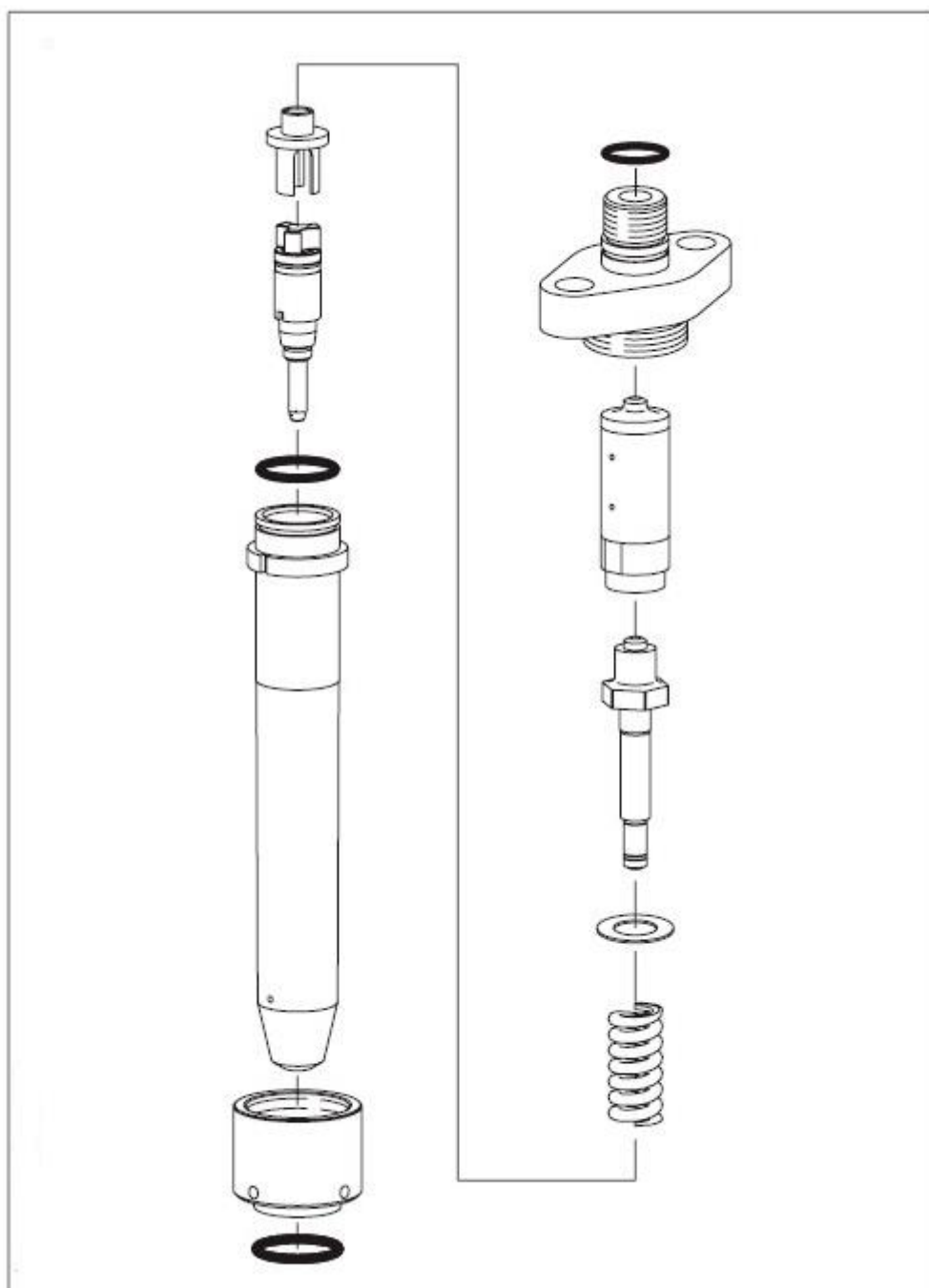


Рис.7.7 Демонтаж форсунки

Закрити клапана на вході та виході палива та спорожнити трубу високого тиску та форсунку. Демонтувати та видалити паливну трубу високого тиску..

Від'єднати зворотну трубу від форсунки. Зняти гайки та ресорну частину. Витягнути форсунку. Якщо вона прикипіла, використовувати демонтажний інструмент для паливної форсунки, щоб витягнути її з кришки. Якщо форсунка не буде ремонтуватися негайно, занурити її в дизельне паливо до ремонту. При ремонті форсунок всі деталі повинні ретельно оброблятися і бути чистими. Використовуйте тільки чисте і неворсисте ганчір'я.

Переконайтеся, що всі рідкі та тверді вкраплення видалені. Щоразу, коли форсунки ремонтуються, всі кільця ущільнювачів повинні бути викинуті і замінені новими. Виміряти довжину виступаючої частини сопла і записати результат для правильного повторного складання форсунки. Поставити утримувач форсунки в механічні лещата, вмонтувати форсунку в утримувач з напрямним диском шліфувального пристрою. Стиснути форсунку і пружину всередині за допомогою свердлильного верстата, щоб уникнути задир у різьбленні муфти.

Утримуючи стиснуту форсунку, розкрутити гайку муфти гайковим ключем для круглих гайок. Зняти форсунку з утримувача. Виштовхнути повністю клапанну тарілку. Видалити з корпусу клапана такі деталі: неповоротний клапан, упорні частини шпинделя, упорну стійку, що направляє шпинделя та розпилувач. Зняти та викинути всі ущільнювальні О-кільця. Ретельно почистити та перевірити всі поверхні: корпуси форсунки, тарілки клапана та завзятого шпинделя. При необхідності прошліфувати посадкові поверхні за допомогою шліфувальних оправок і дрібнозернистих абразивів.

Таке притирання повинне проводитися тільки вручну. Після притирання промити деталі в газойлі і продути чисто стисненим повітрям, щоб видалити залишки компаундного притирання. У разі більш серйозних пошкоджень посадкової поверхні трубки високого тиску в клапанній головці може бути використаний вальцювальний інструмент. Зазвичай такий інструмент використовується вручну, але може бути вставлений у патрон механічного дреля з виходом мінімальної кількості обертів, не перевищуючи 100 об/хв. При цьому процес повинен забезпечуватися великою кількістю ріжучої емульсії.

					КР.135.6211М.08	Аркуш
						87
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Вставити у корпус форсунки,: упорну п'яту, деталі упорного шпинделя та неповоротний клапан. Поставити нове ущільнювальне О-кільце у верхню каналку корпусу форсунки. Змастити дисульфідом молібдену різьблення головки форсунки. Встановити нове кільце ущільнювача на головці клапана. Переконайтеся, що напрямний палець між корпусом форсунки та головкою не пошкоджений, та натиснути вниз тарілку клапана у корпус форсунки. Подивитися, що напрямний палець і тарілка клапана правильно збіглися так, що це запобігатиме відносному зміщенню деталей.

Змонтувати форсунку за допомогою загальної складальної гайки. Помістити форсунку у тримач у свердлильному верстаті. Стиснути паливний клапан та внутрішню пружину. Утримуючи клапан стиснутим, затягнути гайку складальним ключем для круглих гайок. Після ремонту форсунка має бути випробувана в установці для тестування форсунок. Якщо форсунка не використовуватиметься відразу після ремонту, то закрити всі її отвори пластиком від попадання бруду під час зберігання.

7.5 Тестування форсунки перед встановлення на двигун

- Тиск тестуючого насоса

Використовувати лише гідравлічне масло (для захисту від іржі) з в'язкістю від 7 до 10 cSt при 50°C. По роботі насоса тестового тиску є інструкція виробника. Цей насос також повинен періодично перевірятися.

- Ресорна частина корпусу

Щоб не допускати надмірної затяжки необхідно переконатися, що стопорний/вказівний штифт не погнутий і не відламаний. У разі надмірної затяжки необхідно замінити корпус ресори на новий.

- Налаштування паливної форсунки

Розмістити форсунку у пристрої тестування та закріпити її. Затягувати гайки доти, доки верхня поверхня диска тиску не стане врівень з верхньою

площиною ресорного набору. Встановити масляну трубу між насосом тестового тиску та паливною форсункою.

Процедура тестування тиску. Повинні бути перевірені такі функції паливної форсунки: керування струменем та продуванням; тиск відкриття; тест на щільність та роботу золотника; тест тиску, щільність O-кілець.

- Управління струменем і продувкою

Видалити повітря в системі та перевірити струмінь палива наступним шляхом. Повільно збільшувати тиск олії до виходу прямих струменів олії з отворів сопла без розпилу. Прийнятний критерій: Повинен бути безперервний струмінь мастила як мінімум через один з отворів. Завдяки геометрії внутрішньої частини сопла - і оскільки висота, на яку шпindel піднімається під час тестування нижче, ніж висота, на яку він піднімається при нормальній роботі двигуна - немає необхідності в струменях з усіх отворів насадки при тестуванні.

Причина несправності якщо струмені відсутні повністю, то або засмічені отвори, або насадка поставлена неправильно.

- Тиск відкриття

Для перевірки тиску відкриття збільшувати тиск олії до тих пір, поки олія не пропускатиметься через отвори форсунки. Критерій оцінки: Перевірити тиск відкриття за манометром та порівняти з Data D09-40. Примітка: Не можна проводити перевірку розпилу на паливних клапанах золотникового типу (slide type), оскільки це може призвести до пошкодження золотника (cutoff slide) і насадки.

Причини несправності: Якщо тиск відкриття вищий, ніж зазначений у D09-40, то причина може бути у використанні неправильного типу пружини – замінити повністю завзятий шпindel. Якщо тиск відкриття нижче, зазначеного в D09-40, то причиною може бути те, що пружина просіла замінити пружину або додати спеціальний тонкий диск, який повинен бути в зипі. Після заміни пружини або додавання диска процедура тестування має бути повторена.

- Перевірка ущільнення та золотникової функції

					КР.135.6211М.08	Аркуш 89
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Перевірити сідло голчастого клапана на щільність та золотник на правильне закриття. Для цього повільно збільшувати тиск олії приблизно до 50 бар, нижче тиску відкриття. Підтримати одержаний тиск шляхом закриття подачі олії

- Перевірка опресування, щільність ущільнювального O-кільця

Для гарантії витікання залишків олії (циркуляційної олії) у замкнутій системі, створювати робочий тиск, максимум 10 бар, доти, доки олія не витікає через випускний отвір. Закрити отвір випускної олії ущільненням та гвинтовою пробкою. Збільшити робочий тиск до 100 бар

Критерій оцінки: Створений близько 100 бар тиск має підтримуватися.

Причина несправності: Якщо виток у сполучної гайки (union nut), то дефектним є ущільнювальне O-кільце всередині тарілки паливної форсунки, яке необхідно замінити

- Перевірка розпилення

Примітка: Не намагайтеся виконати перевірку розпилення на форсунках золотникового типу, оскільки це може призвести до пошкодження золотника (cutoff slide) та сопла. Перевірка розпилення може пошкодити клапан, оскільки призводить до коливань голки при малій висоті та дуже великій частоті. Високий тиск діє поперек краю зрізу (cutoff) і виникає високий контактний тиск між золотником і розпилювачем у поєднанні з збідненим мастилом від тестової олії, що підвищує ризик виникнення пошкодження між золотниковим cutoff і розпилювачем.

Висновки

Результатом даної роботи є аналіз модернізації танкера Brasil Knutsen. Аналіз загальної характеристики та призначення судна, визначення основних міжнародних вимог до судна типу танкер. Визначення параметрів головного валопроводу.

Аналіз пропульсивного комплексу судна, вибір та обґрунтування встановлення нового двопаливного двигуна третього рівня за конвенцією МАРПОЛ. Розрахунок характеристик обраного двигуна за допомогою програми CEAS від MAN B&W. Вибір допоміжного обладнання для зниження викидів оксидів азоту, вуглецю та сірки. Опис допоміжного обладнання енергетичної установки, допоміжних дизельних електрогенераторів, котлів, опріснювальної установки.

Аналіз та описання паливної системи метану. Описання обладнання головного двигуна необхідного для зниження викидів оксидів сірки, азоту та вуглецю. Описання обладнання паливної системи метану. Визначення необхідної кількості важкого палива, яке необхідно судну для виконання рейсу тривалістю 40 діб.

Аналіз вимог до розміщення енергетичного обладнання у машинному відділенні. Розробка та описання креслень розміщення обладнання у машинному відділенні. Аналіз обладнання необхідного для контролю стану корпусу судна під час його експлуатації, зображення розміщення датчиків по корпусу судна.

У роботі також присутні плакати з кресленнями корпусу судна та тепловими навантаження головного двигуна, з розміщенням обладнання у машинному відділенні.

					КР.135.6211М.08	Аркуш
						91
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

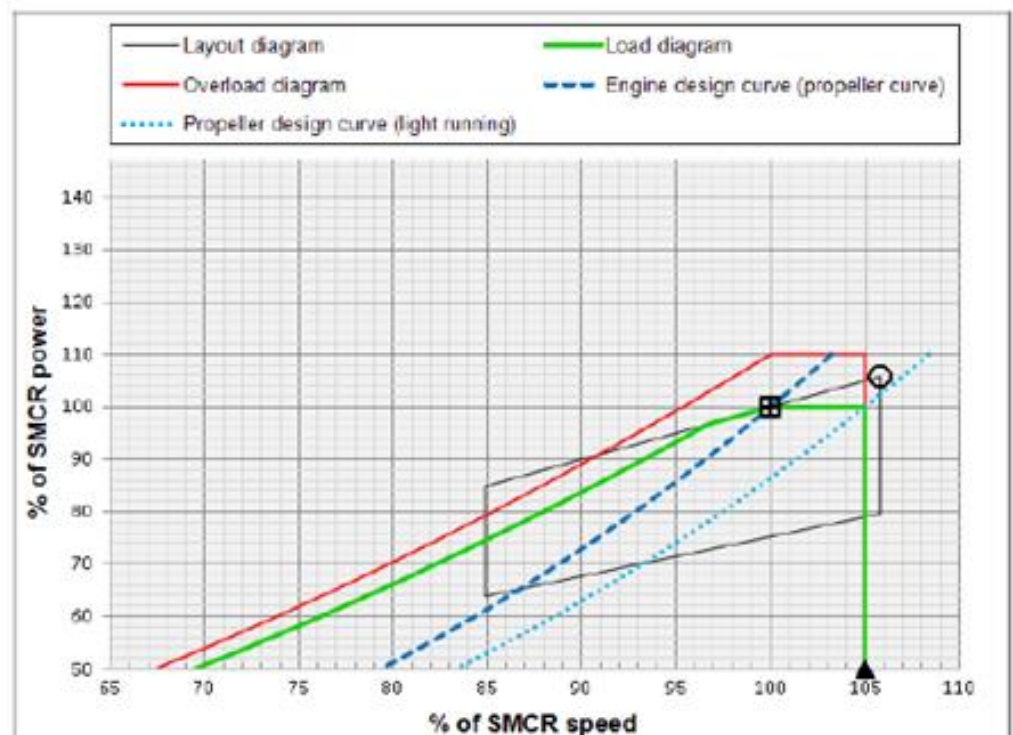
Список використаних джерел інформації

1. Ветер и волны в океанах и морях [Текст]: справочные данные. Регистр СССР. - М.: Транспорт. 1974 — 359 с.
2. SIGNIFICANT SHIPS OF 2013 © 2014. The Royal Institution of Naval Architects.
3. Международная конвенция по охране человеческой жизни на море (SOLAS)
4. Международный кодекс по управлению безопасностью (МКУБ)
5. Горбов В.М. Основы судовой энергетики: збірник практичних завдань/В.М. Горбов, І.П. Єсін, В.С. Мітєнкова. – Миколаїв: НУК, 2018.— 244 с
6. Артемов Г.А., Волошин В.П. и др., «Судовые энергетические установки», 1987
7. Шостак В.П. Проектирование пропульсивной установки судов с прямой передачей мощности на винт/ Под ред. Шостака В.П. - Николаев: НКИ, 2003.—500 с
8. IMO (2016). Train the Trainer (TTT) Course on Energy Efficient Ship Operation. Module 2 – Ship Energy Efficiency Regulations and Related Guidelines.
9. Gorbov V. M., Mitienkova V. S., Serbin S. I. Alternative Fuels in Ship Power Plants: Monograph. – Mykolaiv: publisher Torubara V. V., 2017. – 120 p.
10. MAN Energy Solutions. The Methanol fuelled MAN B&W LGIM Engine – 2021. [Electronic resource] – Mode of access: https://www.man-es.com/docs/default-source/marine/tools/5510-0172_online.pdf?sfvrsn=212d3731_6.



CEAS Engine Data report 6S70ME-C10.5-EcoEGR

Project name: Brazil Knutsen
Report made by: Kalichin A.V.



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 (94.5% of NMCR)	19,446	86.0	21.0
□	NCR: Normal Continuous Rating (100.00% of SMCR)	19,446	86.0	21.0
	Maximum over load (110% of SMCR)	21,391	-	-
▲	Maximum speed limit (105% of SMCR)	-	90.3	-
○	L1, NMCR: Nominal Maximum Continuous Rating	20,580	91.0	21.0

Further reading: [Basic principles of ship propulsion](#)

Specified Main Engine and Other Parameters

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	Low sulphur
Sulphur in fuel (Tier II)	max 0.5% sulphur
Sulphur in fuel (Tier III)	max 0.1% sulphur
NOx emission compliance	Tier II / Tier III

Turbocharger specifications	
Turbocharger efficiency	High efficiency
Exhaust gas bypass	With EGB ¹⁾
Number of turbochargers and make/type	1 x ABB A275-L
Turbocharger lubricating	Common (system oil)
Exhaust gas scrubber for high sulphur	Not installed
Exhaust back pressure (Tier II)	30 mbar
Exhaust back pressure (Tier III)	30 mbar

¹⁾ This engine can be equipped with Economizer Energy Control (EEC) for increasing exhaust gas temperatures.

Fuel Consumption and Gas Figures

SFOC	Tier II		Tier III	
	SMCR g/kWh	NCR g/kWh	SMCR g/kWh	NCR g/kWh
ISO	164.0	164.0	168.0	168.0
Tropical	165.7	165.7	169.8	169.8
Specified	162.0	162.0	166.0	166.0

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

Exhaust gas amount	Tier II		Tier III	
	SMCR kg/s	NCR kg/s	SMCR kg/s	NCR kg/s
ISO	34.4	34.4	33.8	33.8
Tropical	32.1	32.1	31.5	31.5
Specified	34.9	34.9	34.2	34.2

Exhaust gas temperature	Tier II		Tier III	
	SMCR °C	NCR °C	SMCR °C	NCR °C
ISO	261	261	238	238
Tropical	313	313	287	287
Specified	235	235	214	214

Turbocharger air consumption	Tier II		Tier III	
	SMCR kg/s	NCR kg/s	SMCR kg/s	NCR kg/s
ISO	33.6	33.6	33.2	33.2
Tropical	31.9	31.9	31.4	31.4
Specified	34.2	34.2	33.7	33.7

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
0.1%-0.5%	minimum 0.6 g/kWh	from negligible to 0.1 g/kWh

Capacities of Pumps and Coolers

Pump	Flow capacity m ³ /h	Pump head bar
Fuel oil circulation	8.5	6.0
Fuel oil supply	5.1	4.0
Jacket cooling water	135	3.0
Lubricating oil	420	4.1
Central fresh water	610	2.5
Sea water for central cooling	750	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 ISO condition		Central water flow m ³ /h
Scavenge air cooler(s)	No. of coolers x flow per cooler	1 x 230
EGR cooler(s)	No. of coolers x flow per cooler	1 x 220
Total flow capacity to engine		450

Capacities of auxiliary heat exchangers		m ³ /h	Central water flow m ³ /h	Heat dissipation kW
Central cooler	Sea water flow	750	610	15,450
Jacket water cooler	Jacket water flow	135	160	2,490
Lubricating oil cooler	Oil flow	420	160	1,420

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".

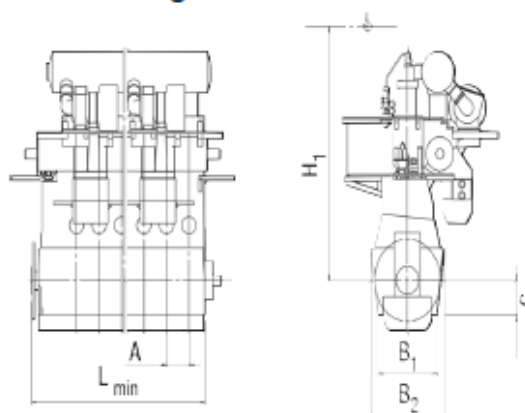
Engine Dimensions, Masses and Overhaul Heights

Dimensions	
A: Cylinder distance	1,098 mm
B1: Width of bedplate at foot flange	4,012 mm
B2: Width of bedplate at top flange	4,150 mm
C: Distance from foot to crankshaft	1,520 mm
L min: Minimum length of engine	8,679 mm

Overhaul heights	
H1: Normal lifting procedure	12,675 mm

Crane capacities	
Normal lifting procedure	6.3 t
With electrical double jib crane	2 x 3.2 t

Masses	
Mass of main engine, dry	502 t
Added engine dry mass for EcoEGR	16 t
Mass of water and oil in engine	4.1 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

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

Load % SMCR	Power kW	Speed r/min	SFOC g/kWh	Exh. gas kg/s	Exh. gas ^{*)} °C	Steam ^{**)} kg/h
100	19,448	86.0	165.7	32.1	313	4,780
95	18,474	84.5	164.5	31.2	295	4,200
90	17,501	83.0	163.5	30.3	279	3,670
85	16,529	81.5	162.7	29.4	265	3,180
80	15,557	79.8	160.7	27.5	261	2,930
75	14,585	78.1	158.8	25.6	259	2,730
70	13,612	76.4	157.6	24.3	258	2,590
65	12,640	74.5	156.9	22.9	258	2,490
60	11,668	72.5	157.5	21.7	260	2,440
55	10,695	70.5	158.2	20.5	263	2,410
50	9,723	68.3	159.2	19.1	268	2,380
45	8,751	65.9	160.2	17.0	277	2,390
40	7,778	63.4	161.4	15.0	289	2,380
35	6,806	60.6	162.8	12.9	303	2,360
30	5,834	57.6	164.2	12.7	270	1,750
25	4,862	54.2	165.7	10.8	278	1,610

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

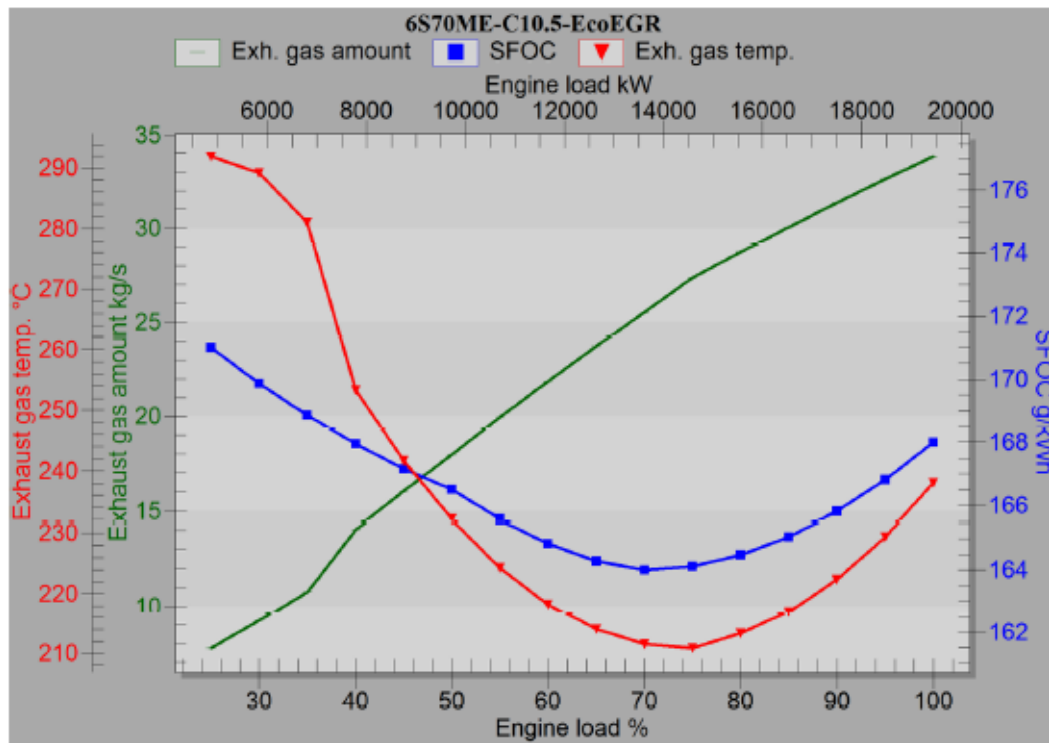
Load % SMCR	Power kW	Speed r/min	SFOC g/kWh	Exh. gas kg/s	Exh. gas ^{*)} °C	Steam ^{**)} kg/h
100	19,448	86.0	162.0	34.9	235	2,550
95	18,474	84.5	160.9	34.0	220	1,920
90	17,501	83.0	159.9	32.9	208	1,380
85	16,529	81.5	159.1	31.8	194	920
80	15,557	79.8	157.1	29.7	191	790
75	14,585	78.1	155.2	27.5	191	720
70	13,612	76.4	154.1	26.0	190	670
65	12,640	74.5	153.4	24.5	191	670
60	11,668	72.5	154.0	23.2	194	710
55	10,695	70.5	154.7	21.7	197	770
50	9,723	68.3	155.6	20.2	202	850
45	8,751	65.9	156.7	17.8	213	1,010
40	7,778	63.4	157.8	15.5	226	1,160
35	6,806	60.6	159.1	13.2	242	1,310
30	5,834	57.6	160.5	12.7	215	790
25	4,862	54.2	162.0	10.6	222	780

Comments / details:
 SFOC: Specific Fuel Oil Consumption (LCV: 42,700 kJ/kg)
 Loads below 50% are associated with larger tolerances.

^{*)} Mixed exhaust gas temperature after turbocharger.
^{**) 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 % SMCR	Power kW	Speed r/min	SFOC g/kWh	Exh. gas kg/s	Exh. gas ¹⁾ °C	Steam ²⁾ kg/h
100	19,446	86.0	168.0	33.8	238	2,590
95	18,474	84.5	166.8	32.6	229	2,210
90	17,501	83.0	165.8	31.4	222	1,900
85	16,529	81.5	165.0	30.1	217	1,660
80	15,557	79.8	164.5	28.7	213	1,480
75	14,585	78.1	164.1	27.4	211	1,360
70	13,612	76.4	164.0	25.6	212	1,310
65	12,640	74.5	164.3	23.7	214	1,300
60	11,668	72.5	164.8	21.9	218	1,330
55	10,695	70.5	165.6	20.0	224	1,390
50	9,723	68.3	166.5	18.0	232	1,460
45	8,751	65.9	167.2	16.0	242	1,530
40	7,778	63.4	167.9	14.1	253	1,590
35	6,806	60.6	168.9	10.8	281	1,690
30	5,834	57.6	169.9	9.2	289	1,580
25	4,862	54.2	171.0	7.7	292	1,380

Fuel Consumption and Exhaust Gas Data

Fuel Oil, Tier III mode

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

Load % SMCR	Power kW	Speed r/min	SFOC g/kWh	Exh. gas kg/s	Exh. gas ^{*)} °C	Steam ^{**)} kg/h
100	19,446	86.0	169.8	31.5	287	3,990
95	18,474	84.5	168.6	30.4	277	3,620
90	17,501	83.0	167.6	29.2	269	3,290
85	16,529	81.5	166.8	28.1	262	3,010
80	15,557	79.8	166.2	26.8	258	2,780
75	14,585	78.1	165.9	25.6	254	2,590
70	13,612	76.4	165.7	24.0	254	2,470
65	12,640	74.5	166.0	22.3	256	2,390
60	11,668	72.5	166.6	20.7	260	2,350
55	10,695	70.5	167.3	18.9	266	2,320
50	9,723	68.3	168.3	17.2	273	2,300
45	8,751	65.9	168.9	15.4	282	2,290
40	7,778	63.4	169.7	13.6	292	2,260
35	6,806	60.6	170.6	10.9	307	2,100
30	5,834	57.6	171.7	9.4	314	1,940
25	4,862	54.2	172.8	8.0	315	1,700

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

Load % SMCR	Power kW	Speed r/min	SFOC g/kWh	Exh. gas kg/s	Exh. gas ^{*)} °C	Steam ^{**)} kg/h
100	19,446	86.0	166.0	34.2	214	1,700
95	18,474	84.5	164.8	33.0	205	1,360
90	17,501	83.0	163.8	31.7	199	1,090
85	16,529	81.5	163.1	30.4	194	880
80	15,557	79.8	162.5	29.0	190	730
75	14,585	78.1	162.2	27.6	188	630
70	13,612	76.4	162.0	25.8	189	620
65	12,640	74.5	162.3	23.9	191	660
60	11,668	72.5	162.9	22.0	196	730
55	10,695	70.5	163.6	20.1	202	830
50	9,723	68.3	164.5	18.1	210	950
45	8,751	65.9	165.2	16.1	219	1,080
40	7,778	63.4	165.9	14.1	230	1,160
35	6,806	60.6	166.8	10.7	259	1,350
30	5,834	57.6	167.8	9.1	266	1,270
25	4,862	54.2	169.0	7.7	267	1,100

Comments / details

SFOC: Specific Fuel Oil Consumption (LCV: 42,700 kJ/kg)
Loads below 50% are associated with larger tolerances.

*) Mixed exhaust gas temperature after turbocharger.

**) 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/-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	33.6	4.20	37	6,390	2,420	2,190	1,250	0.0
95	32.7	4.07	36	6,040	2,310	2,110	1,200	0.0
90	31.7	3.95	36	5,690	2,210	2,030	1,150	0.0
85	30.7	3.82	35	5,340	2,100	1,940	1,100	0.0
80	28.7	3.53	34	4,860	2,110	1,860	1,050	0.0
75	26.7	3.26	33	4,020	2,100	1,780	1,000	0.0
70	25.2	3.06	32	3,580	1,880	1,700	960	0.0
65	23.8	2.87	32	3,160	1,690	1,620	910	0.0
60	22.5	2.71	31	2,810	1,520	1,540	870	0.0
55	21.1	2.54	30	2,480	1,360	1,460	830	0.0
50	19.6	2.37	30	2,110	1,200	1,380	780	0.0
45	17.3	2.13	29	1,630	1,220	1,300	740	0.0
40	15.1	1.91	29	1,210	1,200	1,210	700	0.0
35	12.8	1.70	29	840	1,130	1,130	650	0.0
30	12.4	1.63	36	680	1,220	1,050	600	0.0
25	10.3	1.46	36	420	1,100	970	560	0.0

Tropical ambient conditions (ambient air: 45.0 °C, scavenge air coolant: 36.0 °C)								
100	31.9	4.05	47	6,540	1,610	2,210	1,260	66.0
95	31.1	3.93	46	6,190	1,540	2,130	1,210	64.4
90	30.2	3.81	46	5,850	1,470	2,050	1,160	62.7
85	29.3	3.69	45	5,500	1,400	1,970	1,110	60.8
80	27.4	3.42	44	4,820	1,450	1,880	1,060	56.9
75	25.6	3.16	43	4,190	1,470	1,800	1,010	52.7
70	24.2	2.98	42	3,750	1,290	1,720	970	48.7
65	22.9	2.80	42	3,330	1,110	1,640	920	44.7
60	21.7	2.65	41	2,990	970	1,560	880	41.1
55	20.4	2.49	40	2,640	820	1,470	830	37.3
50	19.0	2.33	40	2,290	680	1,390	790	33.2
45	17.0	2.11	39	1,820	740	1,310	750	28.2
40	14.9	1.90	39	1,390	750	1,230	700	22.9
35	12.8	1.71	38	1,020	720	1,140	660	17.7
30	12.6	1.66	46	870	820	1,060	610	17.2
25	10.7	1.48	46	590	750	980	560	12.3

Specified ambient conditions (ambient air: 10.0 °C, scavenge air coolant: 10.0 °C)								
100	34.2	4.17	23	6,140	2,670	2,160	1,230	3.9
95	33.3	4.04	22	5,790	2,560	2,080	1,180	3.9
90	32.3	3.91	21	5,450	2,440	2,000	1,130	3.9
85	31.2	3.78	21	5,110	2,320	1,920	1,080	3.8
80	29.1	3.50	19	4,440	2,320	1,840	1,040	3.6
75	27.0	3.22	18	3,820	2,290	1,760	990	3.3
70	25.6	3.03	18	3,390	2,060	1,680	950	2.9
65	24.1	2.84	17	2,990	1,850	1,600	900	2.5
60	22.8	2.67	16	2,660	1,680	1,520	860	2.2
55	21.3	2.51	16	2,330	1,510	1,440	820	1.8
50	19.8	2.34	15	1,990	1,340	1,360	770	1.3
45	17.5	2.11	15	1,540	1,350	1,280	730	0.8
40	15.2	1.89	14	1,140	1,310	1,200	690	0.3
35	13.0	1.68	14	790	1,240	1,120	640	0.0
30	12.5	1.62	21	630	1,350	1,040	600	0.0
25	10.4	1.45	21	390	1,230	960	550	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	33.2	4.20	35	5,130	6,060	2,240	1,280	0.6
95	32.0	4.00	35	4,850	5,760	2,160	1,220	0.4
90	30.8	3.81	34	4,190	5,460	2,080	1,170	0.2
85	29.6	3.62	34	3,760	5,170	1,990	1,120	0.0
80	28.3	3.42	33	3,280	5,130	1,910	1,070	0.0
75	26.9	3.23	33	2,840	5,050	1,830	1,030	0.0
70	25.2	3.01	33	2,520	4,720	1,740	980	0.0
65	23.4	2.79	33	2,200	4,390	1,660	930	0.0
60	21.5	2.57	33	1,900	4,060	1,580	890	0.0
55	19.6	2.37	33	1,610	3,720	1,490	850	0.0
50	17.7	2.17	33	1,320	3,370	1,410	800	0.0
45	15.8	1.97	32	1,030	3,060	1,330	760	0.0
40	13.8	1.78	32	760	2,730	1,240	710	0.0
35	10.6	1.56	42	520	2,780	1,160	670	0.0
30	9.0	1.42	41	340	2,430	1,080	620	0.0
25	7.6	1.31	40	210	2,090	990	570	0.0

Tropical ambient conditions (ambient air: 45.0 °C, scavenge air coolant: 36.0 °C)								
100	31.4	4.04	44	5,280	5,410	2,270	1,290	72.7
95	30.3	3.86	44	4,800	5,150	2,180	1,240	69.2
90	29.2	3.67	43	4,340	4,890	2,100	1,190	65.4
85	28.0	3.49	43	3,910	4,630	2,010	1,140	61.4
80	26.8	3.30	43	3,430	4,640	1,930	1,090	57.6
75	25.6	3.12	43	2,990	4,590	1,850	1,040	53.4
70	23.9	2.91	42	2,670	4,280	1,760	990	49.5
65	22.3	2.71	42	2,350	3,970	1,680	940	45.4
60	20.6	2.51	42	2,050	3,660	1,590	900	41.0
55	18.9	2.32	42	1,760	3,340	1,510	850	36.4
50	17.1	2.13	42	1,470	3,010	1,430	810	31.6
45	15.3	1.95	42	1,170	2,730	1,340	760	26.1
40	13.5	1.77	41	890	2,430	1,260	720	20.6
35	10.8	1.57	50	680	2,520	1,170	670	18.7
30	9.3	1.44	49	470	2,210	1,090	630	13.6
25	7.9	1.32	49	310	1,910	1,000	570	9.4

Specified ambient conditions (ambient air: 10.0 °C, scavenge air coolant: 10.0 °C)								
100	33.7	4.16	21	4,880	6,290	2,210	1,260	6.6
95	32.5	3.96	20	4,420	5,970	2,130	1,210	6.2
90	31.2	3.77	20	3,980	5,680	2,050	1,160	5.9
85	30.0	3.57	19	3,560	5,350	1,970	1,110	5.4
80	28.6	3.38	19	3,100	5,300	1,890	1,060	5.0
75	27.3	3.19	19	2,680	5,210	1,800	1,010	4.6
70	25.4	2.97	19	2,370	4,870	1,720	970	4.0
65	23.6	2.75	19	2,070	4,540	1,640	920	3.4
60	21.7	2.54	19	1,780	4,210	1,560	880	2.7
55	19.8	2.33	18	1,500	3,860	1,480	840	2.1
50	17.8	2.13	18	1,230	3,500	1,390	790	1.4
45	15.9	1.94	18	950	3,190	1,310	750	0.7
40	13.9	1.76	17	700	2,840	1,230	700	0.1
35	10.5	1.54	27	470	2,940	1,150	660	0.0
30	9.0	1.41	26	310	2,570	1,060	610	0.0
25	7.6	1.30	25	190	2,220	980	560	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 (kW _e)	4 Processwater bleed off (kg/h)	6 NaOH consumption (l/h)

EGR blower power consumption has a tolerance of 20%.

Based on 0.5% 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	48	0	500	3.3	12.0
95	47	0	480	3.2	11.8
90	48	0	470	3.1	11.4
85	49	0	450	2.9	11.1
80	55	0	480	3.0	11.5
75	60	0	450	3.1	11.7
70	56	0	410	2.8	10.6
65	52	0	360	2.5	9.7
60	48	0	320	2.2	8.7
55	44	0	280	1.9	7.8
50	39	0	250	1.6	6.9
45	42	0	240	1.6	7.1
40	42	0	230	1.5	7.0
35	39	0	210	1.4	6.7
30	26	0	210	1.4	7.1
25	23	0	180	1.2	6.5

Tropical ambient conditions (ambient air: 45.0 °C, scavenge air coolant: 36.0 °C)					
100	24	0	360	2.1	7.8
95	24	0	350	2.1	7.6
90	25	0	340	2.0	7.4
85	25	0	330	1.9	7.2
80	28	0	340	2.0	7.7
75	32	0	350	2.1	8.0
70	29	0	310	1.8	7.1
65	26	0	270	1.6	6.2
60	23	0	230	1.3	5.4
55	20	0	190	1.1	4.6
50	16	0	160	0.9	3.8
45	18	0	170	0.9	4.1
40	19	0	170	0.9	4.2
35	18	0	170	0.8	4.1
30	9	0	180	0.9	4.5
25	8	0	170	0.7	4.1

Specified ambient conditions (ambient air: 10.0 °C, scavenge air coolant: 10.0 °C)					
100	52	0	560	3.7	13.4
95	54	0	550	3.5	13.1
90	55	0	530	3.4	12.7
85	56	0	510	3.3	12.3
80	62	0	520	3.4	12.6
75	68	0	520	3.4	12.8
70	63	0	470	3.0	11.7
65	58	0	430	2.7	10.6
60	54	0	390	2.4	9.6
55	49	0	350	2.1	8.6
50	43	0	310	1.8	7.6
45	46	0	310	1.8	7.7
40	45	0	300	1.6	7.6
35	42	0	280	1.5	7.1
30	29	0	300	1.5	7.6
25	25	0	270	1.3	6.9

Tables of EGR consumption - Tier III 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%.

Based on 0.1% 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	125	0	1,180	3.7	6.4
95	125	0	1,130	3.6	6.2
90	124	0	1,090	3.5	6.0
85	121	0	1,040	3.4	5.8
80	125	0	1,020	3.3	5.8
75	126	0	1,000	3.3	5.7
70	131	0	930	3.1	5.4
65	134	0	860	2.8	5.0
60	136	0	790	2.6	4.7
55	134	0	720	2.3	4.3
50	127	0	650	2.1	3.9
45	113	0	580	1.8	3.6
40	95	0	510	1.6	3.2
35	153	0	450	1.5	3.2
30	116	0	390	1.3	2.8
25	85	0	330	1.0	2.4

Tropical ambient conditions (ambient air: 45.0 °C, scavenge air coolant: 36.0 °C)					
100	86	0	1,070	3.3	5.6
95	86	0	1,040	3.2	5.5
90	86	0	990	3.1	5.3
85	84	0	950	2.9	5.1
80	88	0	940	2.9	5.1
75	90	0	930	2.9	5.1
70	92	0	870	2.7	4.8
65	93	0	810	2.5	4.4
60	93	0	750	2.3	4.1
55	91	0	690	2.0	3.8
50	86	0	630	1.8	3.4
45	76	0	570	1.6	3.1
40	65	0	510	1.4	2.8
35	94	0	490	1.3	2.8
30	73	0	440	1.1	2.5
25	54	0	380	0.9	2.1

Specified ambient conditions (ambient air: 10.0 °C, scavenge air coolant: 10.0 °C)					
100	137	0	1,250	4.0	6.7
95	136	0	1,210	3.8	6.5
90	134	0	1,160	3.7	6.3
85	131	0	1,110	3.5	6.0
80	134	0	1,100	3.5	6.0
75	135	0	1,080	3.4	5.9
70	140	0	1,010	3.2	5.6
65	143	0	950	3.0	5.2
60	144	0	890	2.7	4.9
55	141	0	820	2.4	4.5
50	134	0	750	2.2	4.1
45	117	0	680	1.9	3.7
40	98	0	610	1.6	3.3
35	160	0	600	1.6	3.3
30	121	0	520	1.3	2.9
25	89	0	450	1.1	2.5

—

Typical Noise and Vibration Levels

SMCR

Octave band centre freq. in Hz	31.5	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	Avg.	Avg.	Max.
	dB	dB	dB	dB	dB	dB	dB	dB	dB	dB(lin)	dB(A)	dB(A)
A) Exhaust gas noise	126.8	121.1	113.5	109.4	107.5	102.7	91.8	82.0	73.8	128.1	108.4	-
B) Spatial noise, standard NR	100.1	99.5	100.0	99.6	100.0	101.3	101.1	95.8	88.0	109.0	106.2	111.4
C) Spatial noise, additional NR	100.0	98.3	97.8	97.9	98.1	99.4	98.8	91.2	84.3	107.3	103.9	108.2
D) Structure borne vibrations	77.4	75.2	72.4	70.8	68.0	62.3	55.8	47.8	41.4	-	-	-

NCR (100.00% of SMCR)

Octave band centre freq. in Hz	31.5	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	Avg.	Avg.	Max.
	dB	dB	dB	dB	dB	dB	dB	dB	dB	dB(lin)	dB(A)	dB(A)
A) Exhaust gas noise	126.8	121.1	113.5	109.4	107.5	102.7	91.8	82.0	73.8	128.1	108.4	-
B) Spatial noise, standard NR	100.1	99.5	100.0	99.6	100.0	101.3	101.1	95.8	88.0	109.0	106.2	111.4
C) Spatial noise, additional NR	100.0	98.3	97.8	97.9	98.1	99.4	98.8	91.2	84.3	107.3	103.9	108.2
D) Structure borne vibrations	77.4	75.2	72.4	70.8	68.0	62.3	55.8	47.8	41.4	-	-	-

A) Sound pressure levels from exhaust gas system (2×10^{-4} Pa).

The expected sound pressure level at 1 metre from the edge of the exhaust gas pipe opening at an angle of 30 degrees to the direction of the gas flow and valid for a normal exhaust gas system - but without a boiler and silencer.

B) Airborne sound pressure levels - with standard noise reduction (NR) countermeasures (2×10^{-4} Pa).

Expected mean sound pressure octave spectrum levels, i.e. the average spatial noise values at a distance of 1 metre from the engine. Prescribed measuring surface area is 521.0 m².

C) Air-borne sound pressure levels - with additional noise reduction (NR) countermeasures (2×10^{-4} Pa).

Expected mean sound pressure octave spectrum levels, i.e. the average spatial noise values at a distance of 1 metre from the engine. Prescribed measuring surface area is 521.0 m².

Additional noise reduction countermeasures, e.g.:

Extra good turbocharger air intake silencer(s)
External sound insulation of scavenge air receiver
External sound insulation of scavenge air cooler(s).

Supplementary reduction of 0.0 dB is needed.

Other additional noise reduction countermeasures are also available. The noise figures given are in accordance with the CIMAC recommendations for measurements of the overall noise for reciprocating engines. The average levels will, depending on the actual engine room configuration, be 1-5 dB higher when the engine is installed in the engine room.

D) Structure borne vibration levels (5×10^{-4} Pa).

Expected mean velocity octave spectrum levels at the engine base plate as installed on board the ship. Based on an average engine foundation of a ship, and may only be used as a rough estimate as the velocity levels will depend on the actual foundation used. If the vibration velocity levels are referred to 10⁻⁹ m/s instead of 5×10^{-9} m/s, the calculated dB figures will be 34.0 dB higher than above stated.

Reference Data

Ambient condition	Scavenge air coolant temp. ^{*)} °C	Ambient air temp. °C	Rel. air humidity %	Barometric pressure mbar
ISO ^{**)}	25	25	30	1,000
Tropical	38	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	6S70ME-C10.5-EcoEGR
SMCR power	19,446 kW
SMCR RPM	86.0 r/min
Ambient condition	ISO
Reference LCV of fuel oil	42,700 kJ/kg
Fuel Oil mode	
SFOC at SMCR	164.0 g/kWh
SFOC at 75% SMCR	157.1 g/kWh
SFOC at 75% SMCR incl. 6% tolerance	166.5 g/kWh

Report ID for Design Specification Order (DSO)

0d988e41-f6c1-4789-9cdb-bbdfef84fbb3

This ID must be used by an MAN-ES licensee when creating a DSO.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KP.135.6211M.08

Архив

104