

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра Експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

Личко Б.М.

«__» _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Енергетична установка балкеру NING MAY
Power plant of the bulk carrier NING MAY

Виконав: студент 4211 групи

Баранюк В.Д.

(підпис)

(фамілія ініціали)

Керівник роботи:

викладач

(посада, науковий ступень вчене звання)

Коробейнікова Н.В.

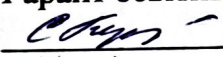
(підпис)

(фамілія ініціали)

Миколаїв – 2025 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра Експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики
Спеціальність 135 Суднобудування
Освітня програма Суднові енергетичні установки та устаткування

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис) Кузнецова С.А.
«__» _____ 2025 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту _____ Баранюку Владиславу Дмитровичу
(Прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: _____ Енергетична установка балкеру NING MAY
_____ Power plant of the bulk carrier NING MAY

Керівник роботи _____ викладач Коробейнікова Н.В.
Затверджені наказом ректора № _____ від «__» _____ 20__ року

2. Термін подання роботи: «__» _____ 20__ року

3. Вихідні дані по роботі: данні по судну _____ балкеру NING MAY
Головні розміри: L 230,14 м, B 36 м, T 20,15 м; дедвейт 85200 т;
швидкість ходу 14,3 вуз, склад СЕУ: 1 ГД, 3ДГ, 1 КК, 1 ОУ,

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів):

Розділ 1 Загальна характеристика судна та енергетичної установки (ЕУ)

1.1 Загальні відомості про судно

1.2 Основні характеристики

1.3 Морехідні якості

1.4 Загальна характеристика суднової енергетичної установки (СЕУ)

Розділ 2 Визначення ефективності суднової енергетичної установки

2.1 Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки

2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки

2.3 Режим роботи судна та суднової енергетичної установки

2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи

Розділ 3 Визначення параметрів суднового двигуна (СД) _____ MAN 6S60ME-C

3.1 Загальний устрій та характеристики двигуна.

3.2 Системи головного двигуна

3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

3.4 Побудова індикаторної діаграми

Розділ 4 Розрахунок характеристик суднового котла (СК) Aalborg OC-TCi

4.1 Загальний устрій котла

4.2 Вибір компоувальної схеми котла

4.3 Розрахунок процесу горіння

4.4 Тепловий баланс котла

4.5 Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь

Розділ 5 Визначення характеристик загальносуднової системи (ЗСС) осушувальної

5.1 Розробка розгорнутої принципової схеми

5.2 Гідравлічний розрахунок системи

5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на міцність трубопроводу

Розділ 6 Охорона праці у машинному відділенні (МВ) судна

Висновки

Список використаних джерел

5. Перелік презентаційних матеріалів:

1. Структурні схеми СЕУ, таблиця режимів роботи – 1 лист

2. Діаграми потоків теплоти СЕУ на двох режимах роботи та показники ефективності – 1 лист.

3. Поперечний розріз двигуна (ДВЗ) або проточна частина (ГТД) – 1 лист.

4. Компоувальне креслення суднового котла – 1 лист.

5. Схема загальносуднової системи – 1 лист.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
3			
4			
6			

7. Дата видачі завдання «__»__20__ року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальна характеристика судна та ЕУ		
2	Визначення ефективності СЕУ		
3	Визначення параметрів СД MAN 6S60ME-C		
4	Розрахунок характеристик СК OC-TCi		
5	Визначення характеристик (ЗСС) осушної		
6	Охорона праці у (МВ)судна		

Завдання прийняв до виконання студент Баранюк В.Д.


Підпис

ПІБ

Керівник роботи

Підпис

Коробейнікова Н.В.

ПІБ

NING MAY – Bulk carrier



Shipbuilder: **Chengxi Shipyard Co., Ltd**
 Vessel's name: **Ning May**
 Owner/Operator: **Foremost (Shanghai) Maritime Co., Ltd**
 Country: **China**
 Designer: **Shanghai Merchant Ship Design & Research Institute, CSSC (SDARI)**
 Country: **China**
 Model test establishment used: **China Ship Scientific Research Centre**
 Flag: **Liberia**
 IMO number: **9891866**
 Total number of sister ships already completed (excluding ship presented): **4**
 Total number of sister ships still on order: **10**

ASDARI designed Post-Panamax bulk carrier of 85,200dwt built by Chengxi Shipyard for Foremost Shipping, *Ning May* is one of a new breed of vessel aimed at being among the most flexible and suited to many trades.

The ship was the first of its design to be delivered at the very end of 2020 but has been joined since by four sister ships including *Xiao May* delivered in March 2021 for the same owner. The other delivered vessels and a further 10 still on order or under construction are for different owner/operators.

With a 229.9m loa the vessel falls into the KamsarMax category although at 36m beam and having a scantling draught of 13.68m, it is wider and has a shallower draught than most of the other ships in this size bracket. These dimensions allow it to make use of the New Panama locks and would have permitted the ship to operate fully laden at all times over the past two years when lack of rains and low water levels at Lake Gatun have caused the Canal Authority to restrict sailing draughts through the Canal.

The ship has the typical seven-hold configuration of this class and its wider beam allows for a 106,000m³ grain capacity which is higher than the vessels which maintained the old Panama Canal beam of 32.2m. In keeping with modern trends, the bow form is erect without a bulb.

The main engine is a MAN B&W 6S60ME-C super long stroke type producing 9,600kW

at 84rpm and driving a single propeller to give a service speed of 14.3knots. A fan cap and propeller duct aid efficiency allowing for an attained EEDI of 3.23 comfortably below the required figure of 3.85.

A SunRui ballast treatment system is installed and approved by both IMO and US Coast Guard.

TECHNICAL PARTICULARS

Length oa: 229.90m
 Length bp: 226.40m
 Breadth moulded: 36m
 Depth moulded: 20.15m
 Draught
 scantling: 13.68m
 design: 11.50m
 Displacement: ~99,800t
 Lightweight: ~14,600t
 Deadweight
 scantling: ~85,200t

Block co-efficient (please state relevant draught): Ts 0.87
 Speed, service CSR output): ~14.3knots

Cargo capacity (m³)
 Grain: ~106,000
 Bunkers (m³)
 Heavy oil: 2,350
 Diesel oil: 600
 Water ballast (m³): 26,800

Daily fuel consumption (tonnes/day)
 Main engine only: ~26.0

Classification society and notations: ABS
 * A1 (E), Bulk Carrier, BC-A (Holds 2, 4 & 6 may be empty), CSR, AB-CM, ESP, GRAB[30], UWILD, CPS, BWE, PMA, POT, CRC(SP), RW, MLC-ACCOM, ENVIRO, IHM, RRDA * AMS, * ACCU, TCM, BWT+, EGC-SOX

% high-tensile steel used in construction: ~88%

Propulsion
 Main engine(s)
 Design: MAN B&W
 Model: MAN B&W 6S60ME-C
 Manufacturer: HuDong Heavy Machinery Co., Ltd

Number: 1
 Type of fuel: HFO & MDO
 Output of each engine: 9,600kW
 84rpm MCR
 Is this a diesel-electric or hybrid?: N

Diesel-driven alternators
 Number: 3
 Engine make/type: Daihatsu/ 6DE-18
 Type of fuel: HFO & MDO
 Output/speed of each set: 780kW / 900rpm

Boilers
 Number: 1
 Type: 1 x Composite boiler
 Make: Aalborg OC-TCI
 Output, each boiler: 1,500kg/h / 500kg/h

Mooring equipment
 Type: Hydraulic

Ballast water treatment system
 Make: SunRui Marine Environment Engineering Co., Ltd
 Capacity: 1,500m³/H x 2

Complement
 Officers: 11
 Crew: 15
 Single/double/other rooms: 1 cabin for pilot

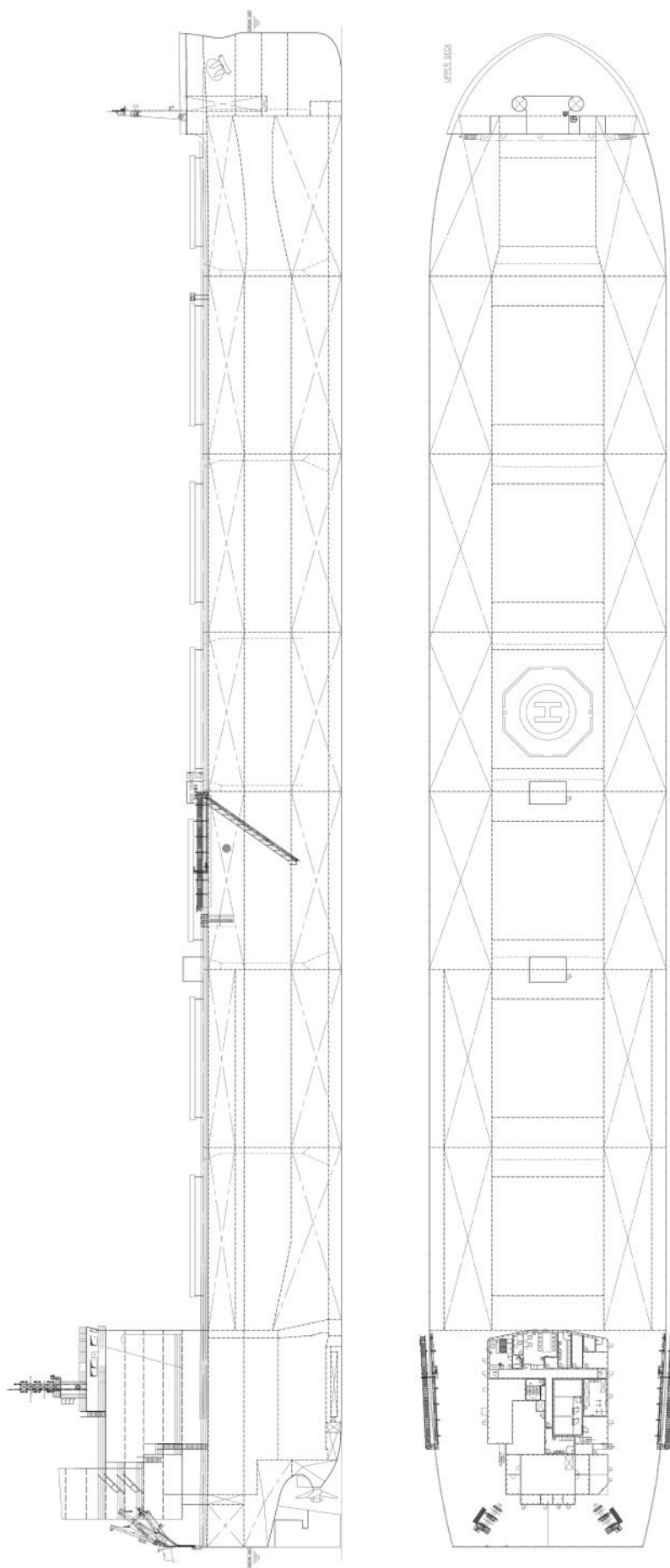
Navigation and other equipment
 Bridge control system
 Is bridge fitted for one-man operation?: N
 Integrated bridge system: N

Fire extinguishing systems
 Cargo holds: CO₂
 Engine room: CO₂ and fixed water-based local application fire fighting

Efficiency
 Attained EEDI value: 3.23
 Required EEDI value: 3.85
 Installed Fuel Meters: mass flow
 Energy Saving Technologies: SDARI Fan Cap & Fan Duct

Hull coatings: antifouling paint

Contract date: October 2018
 Delivery date: December 2020



АНОТАЦІЯ

Метою роботи є аналіз, загальна характеристика, інженерний розрахунок та технічне обґрунтування основних елементів СЕУ балкеру NING MAY.

У роботі розглянуто технічні характеристики судна та його енергетичної установки, включно з кресленням загального вигляду. Детально описано склад СЕУ, її основні елементи, структурно-функціональну схему, а також розраховано ефективність роботи на різних режимах із відповідними діаграмами. Окремий розділ присвячено головному двигуну – його будові, принципу дії, робочому процесу та індикаторній діаграмі. Також розглянуто допоміжний котел, включаючи конструктивні вузли та теплові розрахунки. Описано систему осушування з розробкою схеми, гідравлічним розрахунком і підбором насоса. Завершується робота оцінкою потенційних небезпек у машинному відділенні з урахуванням умов експлуатації.

В результаті виконано розробку суднової енергетичної установки для сучасного балкеру NING MAY.

Кваліфікаційна робота викладена на 92 сторінках, складається з 6 розділів, містить 27 рисунки, 16 таблиць, 16 використаних літературних джерел, а також 5 креслень.

Ключові слова: суднова енергетика, енергетичні установки, балкер, вторинні енергоресурси, малообертовий двигун, судновий котел, суднові системи

ABSTRACT

The aim of the work is to analyze, generalize, calculate and justify the main elements of the EMS of the bulk carrier NING MAY.

The paper deals with the technical characteristics of the vessel and its power plant, including a general view drawing. The composition of the EPS, its main elements, structural and functional diagram are described in detail, and the efficiency of operation in different modes is calculated with the corresponding diagrams. A separate section is devoted to the main engine - its structure, principle of operation, workflow and indicator diagram. The auxiliary boiler is also considered, including structural components and thermal calculations. The dehumidification system is described with the development of the scheme, hydraulic calculation and pump selection. The work is completed with an assessment of potential hazards in the engine room, taking into account the operating conditions.

As a result, the development of a ship's power plant for the modern bulk carrier NING MAY was completed.

The qualification work is set out on 92 pages, consists of 6 chapters, contains 27 figures, 16 tables, 16 references, and 5 drawings.

Keywords: ship energy, power plants, bulk carrier, secondary energy resources, low-speed engine, ship boiler, ship systems

					КРБ.6.135.4211.02.А.ПЗ	Аркуш
						3
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

	Стр.
Перелік прийнятих скорочень.	6
Вступ.	7
Розділ 1. Загальна характеристика судна та енергетичної установки	8
1.1. Загальні відомості про судно.	10
1.2. Основні характеристики.	11
1.3. Морехідні якості.	12
1.4. Загальна характеристика СЕУ.	15
Розділ 2. Визначення ефективності суднової енергетичної установки	17
2.1. Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки.	18
2.2. Розробка структурної схеми енергетичної установки.	24
2.3. Режими роботи судна та суднової енергетичної установки.	24
2.4. Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи.	25
Розділ 3. Визначення параметрів суднового двигуна MAN .	30
3.1. Загальний устрій та характеристики двигуна.	31
3.2. Системи головного двигуна.	40
3.3. Розрахунок робочого циклу двигуна.	41
3.4. Побудова індикаторної діаграми.	47
Розділ 4. Розрахунок характеристик суднового допоміжного котла.	50
4.1. Загальний устрій котла.	51
4.2. Вибір компоновочної схеми котла.	51
4.3. Розрахунок процесу горіння.	52
4.4. Тепловий баланс котла.	58
4.5. Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь.	61
Розділ 5. Визначення характеристик загальносуднової системи.	71
5.1. Розробка розгорнутої принципової схеми.	72
5.2. Гідравлічний розрахунок системи.	74

5.3. Комплектація системи основним обладнанням.	81
Розділ 6. Охорона праці у машинному відділенні судна.	87
Висновки.	90
Список використаних джерел	91
Додатки	

ПЕРЕЛІК ПРИЙНЯТИХ СКОРОЧЕНЬ

ВОУ – вакуумна опріснювальна установка

ГД – головний двигун

ГФК – гвинт фіксованого кроку

ДГ – дизель-генератор

ДК – допоміжний котел

ЕГ – електрогенератор

АДГ – аварійний дизель-генератор

ККД – коефіцієнт корисної дії

КПП – конвективний паротвірний пучок

МОД – малообертовий двигун

ПТД – первинний тепловий двигун

СЕУ – суднова енергетична установка

СЕС – суднова електростанція

ECS – engine control system

HFO – heavy fuel oil

IMO – International maritime organization

LNG – luquified nature gas

MDO – marine diesel oil

					КРБ.6.135.4211.02.С.ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Балкери внесли значний внесок у розвиток світової економіки та морської логістики, адже балкери дозволяють ефективно транспортувати величезні об'єми сировини між континентами завдяки своїй великій вантажності.

Попит на обслуговування балкерів стимулює модернізацію портів, впровадження нових технологій навантаження або розвантаження, що сприяє загальному технічному прогресу морської інфраструктури.

В цій кваліфікаційній роботі увага буде присвячена розробці, розрахунку та обґрунтуванню суднової енергетичної установки, яка використовується на балкерах.

Основною метою кваліфікаційної роботи є аналіз технічних характеристик, принципів роботи та особливостей експлуатації енергетичної установки балкеру *NING MAY*. У дослідженні розглянуто конструкцію головної енергетичної установки, її взаємодію з допоміжними системами, а також фактори, що впливають на ефективність та надійність її функціонування в умовах морської експлуатації.

В наступних розділах кваліфікаційної роботи, буде проаналізовано склад СЕУ, її роботу та основні елементи які входять до її складу, аби забезпечити балкер необхідною кількістю енергії для його безпосереднього функціонування.

					КРБ.6.135.4211.02.В.ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4211.02.01.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
					Загальна характеристика судна та енергетичної установки		Літ.	Арк.	Аркушів
Студент		Баранюк В.Д.						8	9
							НУК		
Керівник		Коробейнікова Н.В.							

РОЗДІЛ 1 Загальна характеристика судна та енергетичної установки

1.1. Загальні відомості про судно [1]

ASDARI розробив балкер типу Post-Panamax водотоннажністю 85 200 тонн, побудований на верфі Chengxi Shipyard для компанії Foremost Shipping. NING MAY – це одне з новітніх суден, створених для максимальної гнучкості та універсальності в різних торгових маршрутах.

Це перше судно з проєкту, яке було поставлено наприкінці 2020 року, але вже було замовлено ще чотири сестринські судна, включаючи Xiao May, яке було здано в березні 2021 року для того ж власника. Інші судна в серії вже побудовані або перебувають у стадії будівництва для інших власників/операторів.



Рис.1.1. Балкер NING MAY [2]

					КРБ.6.135.4211.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

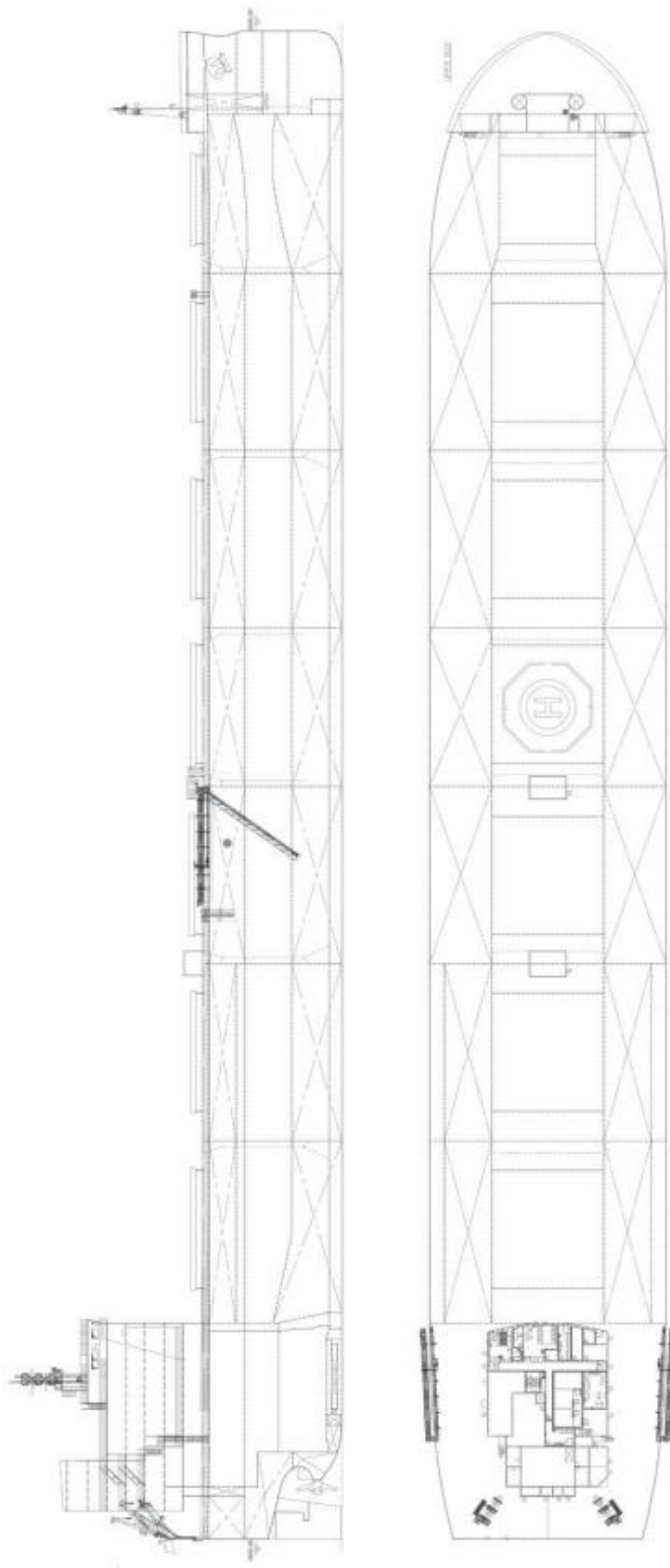


Рис. 1.2. Проекції судна на правий борт та головну палубу

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.6.135.4211.02.01.ПЗ

Аркуш

10

1.2 Основні характеристики судна

Таблиця 1.1 Основні характеристики судна з журналу [1]

Довжина габаритна	229.90 м
Довжина по констр. ватерлінії	226.40 м
Ширина	36 м
Висота до верхньої палуби	20.15 м
Осадка при розрах. завантаженні	13.68 м
Осадка при констр. завантаженні	11.50 м
Водотонажність	~99.800 тонн
Дедвейт	~85.200 тонн
Порожня маса судна	~14.600 тонн
Коефіцієнт повноти об'єму корпусу	~0.87
Швидкість при 78% потужності	~14.3 вузла
Вантажовмісткість	106.000 м³
Важке паливо	~2,350 м³
Дизельне паливо	~600 м³
Баластна вода	~26,800 м³
Добове використання топлива	~26,0 тонн/добу
Вміст високоміцної сталі в корпусі	~88%
Головний двигун	
Модель	MAN B&W 6S60ME-C
Конструктор	MAN B&W
Виробник	HuDong Heavy Machinery Co., Ltd
Кількість	1
Тип палива	HFO; MDO
Потужність при 78%	9600 кВт
Частота обертання	84 об/хв
Дизель-генератор	
Модель	Daihatsu 6DE-18
Виробник	Kawasaki
Кількість	3
Тип палива	HFO; MDO
Потужність дизеля	820 кВт
Потужність генератора	780 кВт
Частота обертання	900 об/хв

Комбінований котел	
Модель	Aslborg OC-TCi
Кількість	1
Паропродуктивність	1500/500 кг/год
Швартове обладнання	Гідравлічне
Система очищення бал. вод	
Виробник	SunRui Marine Environment Engineering Co.
Продуктивність	2 x 1 500 м³/год
Екіпаж	
Офіцери	11
Команда	15
Житлові приміщення	1 каюта на одного
Енергоефективність	
Досягнутий показник EEDI	3.23
Необхідне значення EEDI	3.85
Енергозберігаючі технології	SDARI Fan Cap
Покриття корпусу	Протиобростаюча фарба
Дата укладення контракту	Жовтень 2018
Дата поставки	2020

1.3 Мореходні якості судна

Розрахунок автономності

Враховуючи сучасні екологічні стандарти яким відповідає судно, в якості важкого палива приймаємо малосірчастий мазут.

$$V_{\text{HFO}} = 2350 \text{ м}^3 - \text{бункерування важким паливом [1]}$$

$$V_{\text{MDO}} = 600 \text{ м}^3 - \text{бункерування дизельним паливом [1]}$$

Густина палива та нижча терлота згоряння для кожного палива:[3]

$$\rho_{\text{HFO}} = 952 \text{ кг/м}^3 - \text{густина важкого палива}$$

$$Q_{\text{HFO}} = 40600 \text{ кДж/кг} - \text{нижча теплота згоряння}$$

$$\rho_{\text{MDO}} = 850 \text{ кг/м}^3 - \text{густина дизельного палива}$$

$$Q_{\text{MDO}} = 42700 \text{ кДж/кг}$$

					КРБ.6.135.4211.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

Отримаємо інші необхідні вхідні дані

Потужність головного двигуна та частоту обертання при якій будемо проводити розрахунок:[4]

$$N_{\text{егд}} = 9600 \text{ кВт}$$

$$V_{\text{exp}} = 14 \text{ вуз}$$

Отже згідно мануалу приймаємо значення питомої витрати дизельного палива при навантаженні 78%:

$$g_{\text{егд,мдо}} = \frac{167}{1000} = 0.167 \text{ кг/кВт} \cdot \text{год}$$

Для головного двигуна питома витрата палива в мануалі не вказана, розрахуємо її

$$g_{\text{егд,нфо}} = \frac{Q_{\text{мдо}}}{Q_{\text{нфо}}} \cdot g_{\text{егд,мдо}} = 0.1756 \text{ кг/кВт} \cdot \text{год}$$

На судні встановлено 3 дизельних генератора фірми – Daihatsu 6DE18. Вони однакової моделі та марки, тому витрата пального для усіх трьох буде однаковою. Питома витрата дизельного палива для генераторів також обирається з мануалу[5]

$$g_{\text{егд,мдо}} = \frac{196}{1000} = 0.196 \text{ кг/кВт} \cdot \text{год}$$

Для генераторів питома витрата НФО:

$$g_{\text{едг,нфо}} = \frac{Q_{\text{мдо}}}{Q_{\text{нфо}}} \cdot g_{\text{едг,мдо}} = 0.2061 \text{ кг/кВт} \cdot \text{год}$$

Для виготовлення пари на балкеры встановлено водотрубний котел [6]. Витрата палива $G_{\text{котла}} = 0.0298 \text{ кг/с}$ (дані взяті з курсового проєкту по котлам):

$$G_{\text{дк}} = 0.0298 \cdot 3600 = 107,28 \text{ кг/год}$$

Визначимо тривалість стоянкових та ходових режимів судна:[2]

Таблиця 1.2 Здійснення рейсової лінії судна :

Бер 01 00:15 - Бер 03 01:02	48 год 47 хв	Стоянковий
Бер 03 01:02 - Бер 09 10:37	153 год 35 хв	Ходовий
Бер 09 10:37 - Бер 10 23:24	36 год 47 хв	Стоянковий
Бер 10 23:24 - Бер 16 18:53	139 год 29 хв	Ходовий
Бер 16 18:53 - Бер 19 07:44	60 год 51 хв	Стоянковий
Бер 19 07:44 - Бер 31 14:46	295 год 2 хв	Ходовий

Загалом за період 2025 Бер 01, 00:15 – 2025 Бер 31, 14:46 це 735 годин, для спрощення розрахунків округлимо до рівного числа

Отже стоянковий режим за цей період:

$$t_{\text{ст.р}} = 48 + 36 + 60 + 2 = 146 \text{ год}$$

Приймаємо 20% від сумарного часу на стоянку з вантажними операціями, решта часу просто стоянка на якорі:

$$t_{\text{ст.р.ВО}} = t_{\text{ст.р.}} \cdot 0.2 = 29.2 \text{ год}$$

$$t_{\text{ст.р.БВО}} = t_{\text{ст.р.}} \cdot 0.8 = 116.8 \text{ год}$$

А ходовий режим за цей період складає:

$$t_{\text{х.р.}} = 153 + 139 + 295 + 1 = 588 \text{ год}$$

Розрахунок [7]

Визначення добової витрати палива на ГД та ДГ. При використанні тільки НФО:

$$\tau = 24$$

$$G_{\text{ГД.НФО}} = g_{\text{едГ НФО}} \cdot N_{\text{еГД}} \cdot \tau = 40467 \text{ кг}$$

При використанні тільки МДО

$$G_{\text{ГД.МДО}} = g_{\text{едГ МДО}} \cdot N_{\text{еГД}} \cdot \tau = 38476.8 \text{ кг}$$

Коефіцієнти використання палива під час рейсу, ці значення обумовлені використанням легкого палива на перехідних режимах при зміні потужності, запусках та зупинках.

$$k_1 = 0.85$$

$$k_2 = 1 - k_1 = 0.15$$

$$G_{\text{Г.Д. НФО}} = k_1 \cdot g_{\text{едГ.Д.НФО}} \cdot N_{\text{еГ.Д.}} \cdot \tau = 34396.9 \text{ кг}$$

$$G_{\text{Г.Д. МДО}} = k_2 \cdot g_{\text{едГ.Д.МДО}} \cdot N_{\text{еГ.Д.}} \cdot \tau = 5771.5 \text{ кг}$$

$$G_{\text{Д.Г. НФО}} = k_1 \cdot g_{\text{едД.Г.НФО}} \cdot N_{\text{еД.Г.}} \cdot \tau = 40370.1 \text{ кг}$$

$$G_{\text{Д.Г. МДО}} = k_2 \cdot g_{\text{едД.Г. МДО}} \cdot N_{\text{еД.Г.}} \cdot \tau = 6773.8 \text{ кг}$$

Визначення добової витрати пального на КК:

$$G_{\text{Д.К. НФО}} = G_{\text{КК}} \cdot \tau = 2.57 \cdot 10^3$$

					КРБ.6.135.4211.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

Сумарна витрата важкого та легкого пального усіма елементами СЕУ за добу переходу:

$k_3 = 1.15$ - коефіцієнт запасу пального приймається з міркувань що судно завжди бункерується дещо більшими від номіналу запасами пального.

$m_{x.p.} = 1$ - кількість працюючих ДГ на ходовому режимі згідно таблиці

$$V_{HFO \text{ доба } x.p.} = k_3 \cdot \frac{G_{Г.Д. HFO} + m_{x.p.} \cdot G_{Д.Г. HFO} + G_{К.К. HFO}}{\rho_{HFO}} = 93.43 \text{ М}^3/\text{добу}$$

$$V_{MDO \text{ доба } x.p.} = k_3 \cdot \frac{G_{Г.Д. MDO} + m_{x.p.} \cdot G_{Д.Г. MDO}}{\rho_{MDO}} = 17 \text{ М}^3/\text{добу}$$

Сумарна витрата важкого та легкого палива усіма елементами СЕУ за добу стоянки без в.о.:

$m_{ст.р.} = 1$

$$V_{HFO \text{ доба ст.р.без в.о.}} = k_3 \cdot \frac{m_{ст.р.} \cdot G_{Д.Г. HFO} + G_{К.К. HFO}}{\rho_{HFO}} = 51.88 \text{ М}^3/\text{добу}$$

$$V_{MDO \text{ доба ст.р.без в.о.}} = k_3 \cdot \frac{m_{x.p.} \cdot G_{Д.Г. MDO}}{\rho_{MDO}} = 9.16 \text{ М}^3/\text{добу}$$

Визначення автономності пального по запасам важкого та легкого пального:

$$T_{a.MDO} = \frac{V_{MDO}}{t_{x.p.} \cdot V_{HFO \text{ доба } x.p.} + t_{ст.р.б.в.о} \cdot V_{HFO \text{ доба ст.р.}} + t_{ст.р.з.в.о} \cdot V_{HFO \text{ доба ст.р. в.о}}}$$

$$T_{a.MDO} = 26.98 \text{ доби}$$

$$T_{a.HFO} = \frac{V_{HFO}}{t_{x.p.} \cdot V_{HFO \text{ доба } x.p.} + t_{ст.р.б.в.о} \cdot V_{HFO \text{ доба ст.р.}} + t_{ст.р.з.в.о} \cdot V_{HFO \text{ доба ст.р. в.о}}}$$

$T_{a.HFO} = 6.89 \text{ доби}$

Дальність плавання:

$$S = V_{exp} \cdot T_{a.HFO} \cdot 24 = 9070 \text{ миль}$$

1.4 Загальна характеристика СЕУ [1]

Судно оснащено головною одновальною енергетичною установкою до складу якої входить головний двигун типу MAN B&W 6S60ME-C, номінальною потужністю 12240 кВт при частоті обертання 105 об/хв. Експлуатаційна потужність

					КРБ.6.135.4211.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

двигуна при 78% навантаження становить 9600 кВт при 84 об/хв. Потужність головного двигуна передається на один гвинт фіксованого кроку.

Суднова електростанція складається з дизельних генераторів (3 одиниці типу Daihatsu 6DE-18), що виробляють електричну енергію 780 кВт кожен.

Також встановлено комбінований котел Aalborg ОС-ТСі продуктивністю 1 500 кг/год в паливній частині та 500 кг/год в утилізаційній.

Судно має кормове розташування машинного відділення. Головний двигун та дизель – генератори в одному приміщенні. Аварійний дизель-генератор встановлено в окремому приміщенні.

Машинне відділення обладнано центральним постом управління (ЦПУ). В ЦПУ розміщені пульти управління та контролю за роботою технічних середовищ, а також головний розподільний щит судової електростанції судна.

У машинному відділенні також розташовуються видаткові паливні, масляні цистерни, приміщення паливних апаратів.

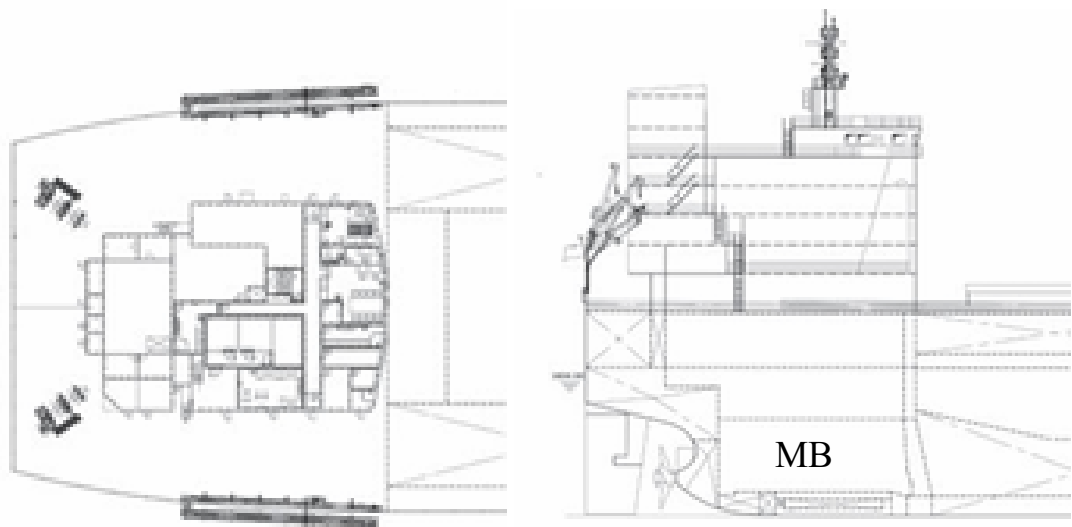


Рис. 1.3. Розташування машинного відділення

Висновок:

В цьому розділі було надано основні особливості та характеристики судна , після чого використавши їх провели розрахунок автономності судна, що становить 27 доби та дальність плавання яке дорівнює 9070 миль.

					КРБ.6.135.4211.02.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

					КРБ.6.135.4211.02.02.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
					Визначення ефективності суднової енергетичної установки	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Баранюк В.Д.						17	13
						НУК		
Керівник	Коробейнікова Н.В.							

РОЗДІЛ 2 Визначення ефективності суднової енергетичної установки

2.1. Склад та параметри основного обладнання СЕУ

2.1.1. Головний двигун [4]

MAN B&W S60ME-C10.5 – двотактний малообертовий двигун, з експлуатаційною потужністю 9600 кВт при 78% від номіналу, з частотою обертання 84 хв^{-1} , поперечний розріз буде наведено нижче. Габаритні розміри двигуна: довжина 8320 мм, ширина 3440 мм, висота 10350 мм. Діаметр циліндра – 600 мм, хід поршня – 2400 мм. Витрата палива 168 г/(кВт·год),. Інші характеристики двигуна:

- ступінь підвищення тиску повітря в компресорі надувного агрегату ДВЗ $\pi_k = 3,5$
- коефіцієнт корисної дії надувного компресору $\eta_k = 0,85$
- сумарний коефіцієнт надлишку повітря $\alpha_\Sigma = 2,964$
- температура відпрацьованих газів $T_z = 493 \text{ K}$
- температура повітря на вході в надувний компресор $T_e = 318 \text{ K}$
- нижча теплота згоряння палива, кДж/кг $Q_i^r = 42700$
- коефіцієнт корисної дії валопроводу $\eta_{en} = 0,99$
- пропульсивний коефіцієнт $\eta = 0,7$

Система охолодження двоконтурна НТ- високотемпературна, та LT- низькотемпературна.

Основні переваги включають просту конструкцію, що забезпечує легке технічне обслуговування, зниження витрат на експлуатацію та високу надійність у тривалих морських рейсах. Двигун також підтримує модульну модернізацію, включаючи екологічні рішення для зниження викидів, що робить його конкурентоспроможним вибором для судноплавних компаній.

Довгий поршневий хід та малообертовість двигуна дозволяють використання прямої передачі без редуктора.

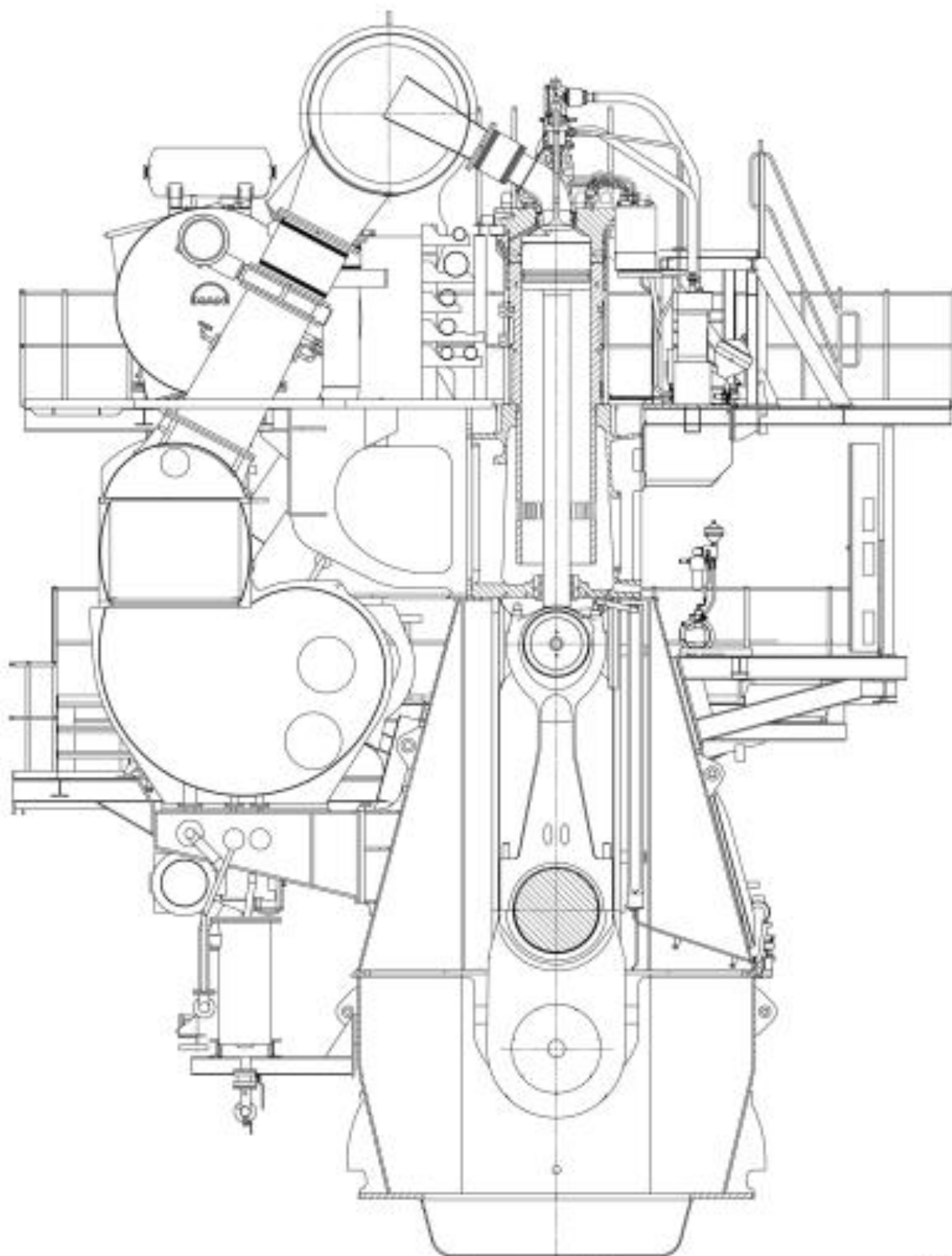


Рис. 2.1. Поперечний переріз двигуна MAN B&W 6S60ME-C

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.6.135.4211.02.02.ПЗ

Аркуш

19

2.1.2. Головні суднові передачі, муфти, валопровід та рушій

На судні встановлено гребний гвинт фіксованого кроку, виготовлений із бронзи або іншого корозійностійкого сплаву, що забезпечує високу надійність та довговічність в умовах морської експлуатації. Діаметр гвинта становить 7 м, а частота його обертання – 84 об/хв.

Валопровід судна включає основні вали: гребний, дейдвудний, проміжний та упорний. З'єднання між ними виконується за допомогою суцільнокованих фланців і однієї еластичної демпфуючої муфти. Ця муфта складається з двох гумометалевих дисків із фланцями по краях, які забезпечують з'єднання ведучого та веденого валів. Пружне кільце передає крутний момент, компенсує незначні зміщення валів і знижує рівень вібрацій та ударних навантажень, що виникають під час роботи двигуна.

Основний упорний підшипник ковзання має одногрибінчасту конструкцію, оснащений самовстановлюваними подушками та централізованою системою змащення

Дейдвудний пристрій складається з підшипників, ущільнювальних елементів, дейдвудної труби, а також включає системи охолодження та змащення. Для охолодження використовується забортна вода.

До складу допоміжного обладнання валопроводу входять: валоповоротний пристрій з електроприводом, який використовується для прокручування валу після зупинки головного двигуна з метою запобігання прикипанню масляної плівки в підшипниках, а також гальмівний пристрій, що слугує для фіксації валопроводу в аварійних ситуаціях або під час ремонтних робіт. Обидва ці елементи забезпечують надійну фіксацію валів під час докових операцій або технічного обслуговування в зоні тунелю валопроводу.

2.1.3. Суднова електростанція

До суднової електростанції входять 3 генераторів змінного струму Daihatsu марки 6DE-18 які обладнані шестициліндровими двигунами потужністю 820 кВт при частоті обертання 900 хв^{-1} . Напруга в мережі становить 380В з частотою струму

					КРБ.6.135.4211.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

50Гц. Двигуни працюють на паливі HFO, MDO та MGO, питома витрата двигунів складає – 196 г/(кВт·год).[5] Інші характеристики прописані нижче:

- ступінь підвищення тиску повітря в компресорі надувного агрегату ДВЗ $\pi_k = 2,2$
- коефіцієнт корисної дії надувного компресору $\eta_k = 0,82$
- сумарний коефіцієнт надлишку повітря $\alpha_\Sigma = 2.2$
- температура відпрацьованих газів $T_c = 627\text{ K}$
- температура повітря на вході в надувний компресор $T_e = 318\text{ K}$
- нижча теплота згоряння палива, кДж/кг $Q_i^r = 42700$
- коефіцієнт корисної дії електрогенератора $\eta_{ez} = 0,96$

Система охолодження двоконтурна НТ – високотемпературна та LT-низькотемпературна.

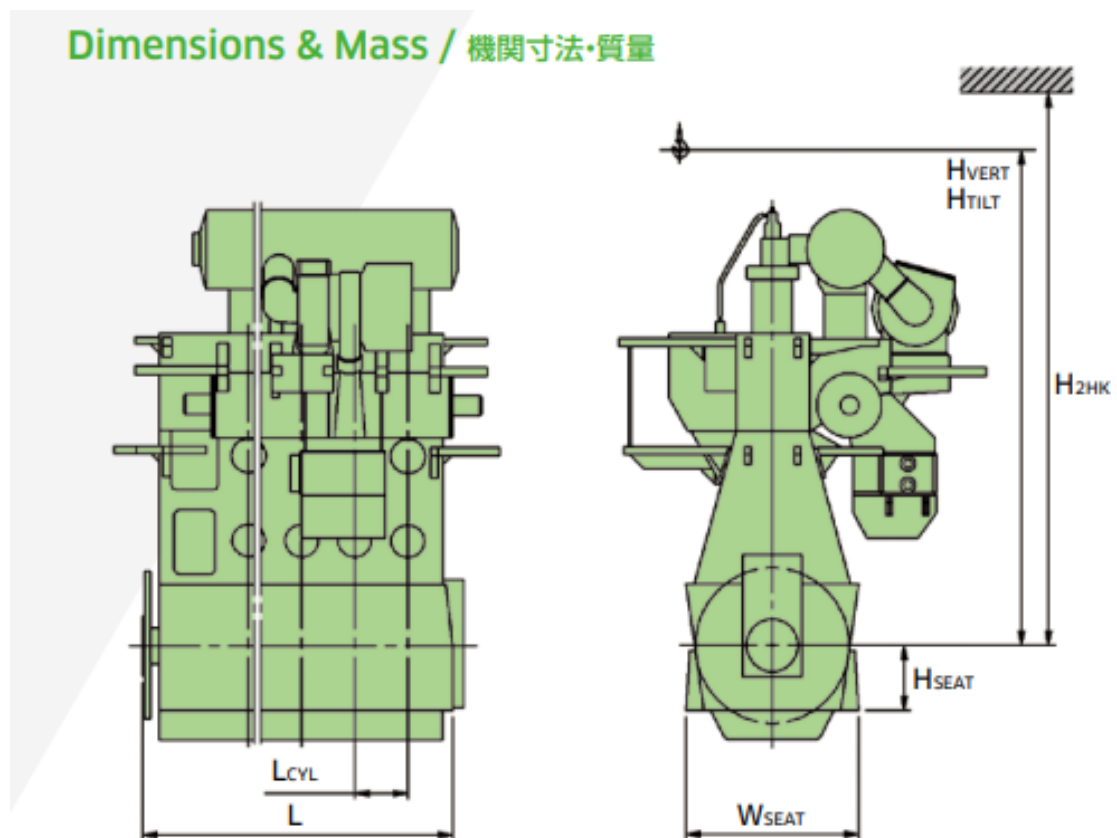


Рис. 2.2 – Загальний вигляд Daihatsu 6DE-18

Серед основних споживачів електроенергії на балкері варто виділити; баластні насоси; головну систему охолодження; системи вентиляції та кондиціонування; вантажні механізми (гідравлічні крани, стріли, трюмові люки); а також системи

зв'язку, навігації та автоматики. Значне електричне навантаження створюють також прожектори, системи пожежогасіння, насосне обладнання та внутрішнє освітлення.

Ключовим елементом електросистеми є головний розподільний щит (ГРЩ), розміщений у машинному відділенні або окремому електрощитовому приміщенні. Він слугує для розподілу електроенергії між усіма споживачами та забезпечення їх захисту. До вимог щодо ГРЩ належать: здатність витримувати короточасні перевантаження, наявність засобів автоматичного захисту та комутації, контроль параметрів мережі, а також зручність у обслуговуванні. У разі аварійної ситуації або втрати живлення передбачено резервне живлення від аварійного дизель-генератора.

2.1.4. Допоміжна та утилізаційна котельні установки [6]

Допоміжна комбінована котельна установка Aalborg OC-TCi, встановлена на борту балкера NING MAY, виконує ключову роль у забезпеченні теплової енергії в період, коли головний двигун не працює або працює з низьким навантаженням. Основним джерелом тепла в такому випадку слугує утилізаційна частина котла, яка може працювати на дизельному паливі (MDO/MGO) або використовувати залишкове тепло від системи випуску газів у випадку наявності економайзера.

Серед основних споживачів пари та тепла на судні можна виділити: паливопідігрівачі (для HFO), системи змащування (підігрів масла), системи опріснення (випарники), санітарні та побутові системи (опалення приміщень, душові, кухня), а також вентиляційні системи, де потрібен підігрів повітря. Крім того, пар використовується для продувки парових трубопроводів, підігріву баластної води в умовах холодного клімату, а також для обігріву танків.

Такий розподіл теплоспоживання забезпечує надійну та безперебійну роботу суднових систем, особливо в автономному плаванні чи на стоянці в порту, де головний двигун не використовується для генерації відпрацьованого тепла.

Окрім цього, пара від утилізаційної частини котельної установки використовується для продувки паливних трубопроводів, промивання систем,

					КРБ.6.135.4211.02.02.ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

розморожування клапанів і трубопроводів, а також як джерело тепла для вентиляційних шахт і систем деаерації.

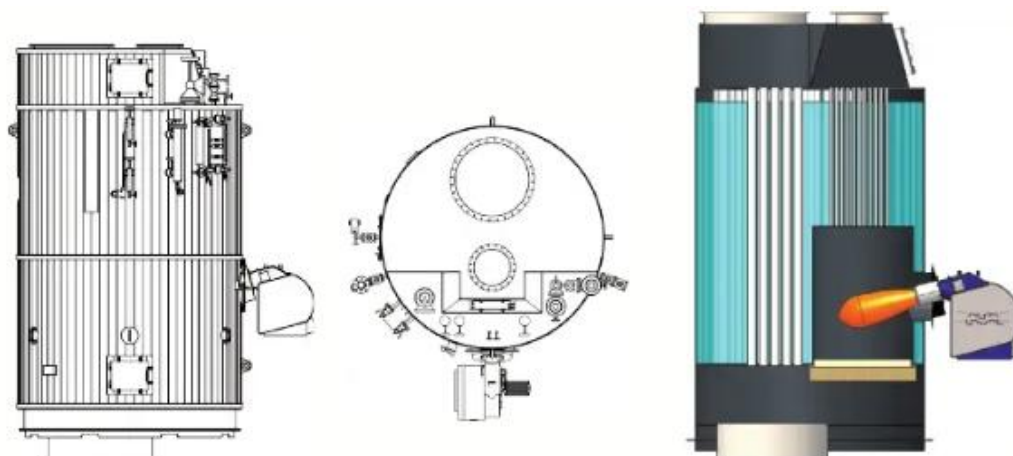


Рис.2.3. Загальний вигляд комбінованих котлів Aalborg OC-TCi

2.1.5. Опріснювальна установка

Опріснювальна установка на судні призначена для перетворення морської води на прісну з метою забезпечення потреб екіпажу та технічних систем. Вона є важливою складовою автономного водопостачання судна. Зазвичай використовуються випарні або зворотноосмотичні установки. Випарні установки працюють за принципом випаровування морської води з наступною конденсацією пари, тоді як зворотноосмотичні установки фільтрують воду через напівпроникну мембрану під тиском. Ефективність установки залежить від її типу, продуктивності, умов експлуатації та якості вхідної води. Сучасні опріснювальні системи автоматизовані, обладнані системами контролю й захисту, що забезпечує стабільну роботу й відповідність санітарно-гігієнічним нормам.

Підбір та розрахунок опріснювальної установки буде виконан в подальших підрозділах

2.4. Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи [7]

Таблиця 2.2. Розрахунок потоків теплоти на ГД.

№ поз.	Величина	Познач.	Од.	Формула або джерело	Чисел. Знач.
1.	Теплота при спалюванні пального	$Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}}$	кВт	$g_{\text{екс}}^{\text{ГД}} \cdot N_{\text{екс}}^{\text{ГД}} \cdot Q_{\text{МДО}}^r / 3600 = 0,167 \cdot 9600 \cdot 42700 / 3600$	19016
2.	Витрата пального	$G_{\text{пал}}^{\text{ГД}}$	кг/с	$g_{\text{екс}}^{\text{ГД}} \cdot N_{\text{екс}}^{\text{ГД}} / 3600 = 0,167 \cdot 9600 / 3600$	0,445
3.	К-сть повітря, що подається до двигуна	$G_{\text{п}}^{\text{ГД}}$	кг/с	$\alpha_{\Sigma} \cdot L_0 \cdot g_{\text{екс}}^{\text{ГД}} \cdot N_{\text{екс}}^{\text{ГД}} / 3600 = 2,96 \cdot 14,3 \cdot 0,167 \cdot 9600 / 3600$	19,10
4.	К-сть відпрацьованих газів	$G_{\text{г}}^{\text{ГД}}$	кг/с	$G_{\text{пал}}^{\text{ГД}} + G_{\text{п}}^{\text{ГД}} = 0,445 + 19,10$	19,545
5.	Теплоємності відпрацьованих газів та повітря	$c_{\text{рг}}$	кДж / кг · К	$c_{\text{рг}} = f(T_{\text{г}} = 493\text{K} = 220^{\circ}\text{C})$	1,101
		$c_{\text{рп}}$		$c_{\text{рп}} = f(T_{\text{п}} = 318\text{K} = 45^{\circ}\text{C})$	1,005
6.	Втрати теплоти з вихлопними газами	$Q_{\text{г}}^{\text{ГД}}$	кВт	$G_{\text{г}}^{\text{ГД}} \cdot c_{\text{рг}} \cdot T_{\text{г}} - G_{\text{п}}^{\text{ГД}} \cdot c_{\text{рп}} \cdot T_{\text{п}} = 19,545 \cdot 1,101 \cdot 493 - 19,10 \cdot 1,005 \cdot 318$	4505
7.	Температура повітря після компресора ТНА	$T_{\text{к}}$	К	$T_{\text{к}} = T_{\text{п}} \left[1 + (\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1) \frac{1}{\eta_{\text{к}}} \right] = 318 \left[1 + \frac{(3,5^{0,286} - 1)}{0,85} \right]$	496
8.	Теплота, що відбирається від надувного повітря	$Q_{\text{н.п}}^{\text{ГД}}$	кВт	$G_{\text{п}}^{\text{ГД}} \cdot c_{\text{рп}} \cdot (T_{\text{к}} - T_{\text{п}}) = 19,10 \cdot 1,005 \cdot (496 - 318)$	3090
9.	Втрати теплоти від з розсіюванням	$Q_{\text{зал}}^{\text{ГД}}$	кВт	$Q_{\text{зал}}^{\text{ГД}} = (0,005 - 0,02) \cdot G_{\text{пал}}^{\text{ГД}} = 0,007 \cdot 19016$	133
10.	Теплота, що втрачається з маслом	$Q_{\text{м}}^{\text{ГД}}$	кВт	$Q_{\text{м}}^{\text{ГД}} = (0,03 - 0,05) G_{\text{пал}}^{\text{ГД}} = 0,035 \cdot 19016$	666
11.	Теплота, що втрачається з охолоджуючою прісною водою	$Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}}$	кВт	$Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}} = (0,05 - 0,08) G_{\text{пал}}^{\text{ГД}} = 0,053 \cdot 19016$	1008
12.	Тепловий баланс ДВЗ, кВт $Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} \geq (N_{\text{екс}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{г}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{н.п}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{м}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{зал}}^{\text{ГД}})$; $N_{\text{екс}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{г}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{н.п}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{м}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{зал}}^{\text{ГД}} = 9600 + 4505 + 3090 + 1008 + 666 + 133 = 19002$ кВт. Небаланс – 0,07%. Вимогу $\pm 0,5\%$ виконано.				
13.	ККД ГД	$\eta_{\text{ГД}}$	%	$N_{\text{екс}}^{\text{ГД}} / Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} \cdot 100\% = 9600 / 19016 \cdot 100\%$	51

Таблиця 2.3. Розрахунок потоків теплоти на ДГ

№ поз.	Величина	Позначення	Один. вимір	Формула або джерело	Чисельне значення
1.	Теплота, що виділилась при спалюванні пального	$Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ1}}$	кВт	$g_e^{\text{ДГ1}} \cdot N_e^{\text{ДГ1}} \cdot Q_i^r / 3600 = 0,196 \cdot 820 \cdot 42700 / 3600$	1906
2.	Витрата пального	$G_{\text{пал}}^{\text{ДГ}}$	кг/с	$g_e^{\text{ДГ1}} \cdot N_e^{\text{ДГ1}} / 3600 = 0,196 \cdot 820 / 3600$	0,045
3.	Кількість повітря, що подається до двигуна	$G_{\text{п}}^{\text{ДГ1}}$	кг/с	$\alpha_{\Sigma} \cdot L_0 \cdot g_e^{\text{ДГ1}} \cdot N_e^{\text{ДГ1}} / 3600 = 2,2 \cdot 14,3 \cdot 0,196 \cdot 820 / 3600$	1,405
4.	Кількість відпрацьованих газів за ТНА	$G_{\text{г}}^{\text{ДГ1}}$	кг/с	$G_{\text{пал}}^{\text{ДГ1}} + G_{\text{п}}^{\text{ДГ1}} = 0,45 + 1,405$	1,45
5.	Теплоємності відпрацьованих газів та повітря	$c_{\text{рг}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$c_{\text{рг}} = f(T_{\text{г}}=627 \text{ К}=354^{\circ}\text{C})$	1,138
		$c_{\text{рп}}$		$c_{\text{рп}} = f(T_{\text{п}}=318 \text{ К}=45^{\circ}\text{C})$	1,005
6.	Теплота, що втрачається з відпрацьованими газами	$Q_{\text{г}}^{\text{ДГ1}}$	кВт	$G_{\text{г}}^{\text{ДГ1}} \cdot c_{\text{рг}} \cdot T_{\text{г}} - G_{\text{п}}^{\text{ДГ1}} \cdot c_{\text{рп}} \cdot T_{\text{п}} = 1,45 \cdot 1,138 \cdot 627 - 1,405 \cdot 1,005 \cdot 318$	586
7.	Температура повітря після компресора ТНА	$T_{\text{к}}$	К	$T_{\text{к}} = T_{\text{п}} \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{\text{к}}} \right] = 318 \left[1 + \frac{(2,9^{0,286} - 1)}{0,82} \right]$	456
8.	Теплота, що відбирається від надувного повітря	$Q_{\text{н.п}}^{\text{ДГ1}}$	кВт	$G_{\text{п}}^{\text{ДГ1}} \cdot c_{\text{рп}} \cdot (T_{\text{к}} - T_{\text{п}}) = 1,405 \cdot 1,005 \cdot (456 - 318)$	195
9.	Втрати теплоти від розсіювання до навколишнього середовища	$Q_{\text{зал}}^{\text{ДГ1}}$	кВт	$Q_{\text{зал}}^{\text{ДГ1}} = (0,01-0,02)$ $G_{\text{пал}}^{\text{ДГ1}} = 0,013 \cdot 1906$	25
10.	Теплота, що втрачається з охолоджуючою прісною водою	$Q_{\text{пр.в}}^{\text{ДГ1}}$	кВт	$Q_{\text{пр.в}}^{\text{ДГ1}} = (0,07-0,11)$ $G_{\text{пал}}^{\text{ДГ1}} = 0,1 \cdot 1906$	191
11.	Теплота, що втрачається з маслом	$Q_{\text{м}}^{\text{ДГ}}$	кВт	$Q_{\text{м}}^{\text{ДГ1}} = (0,04-0,06)$ $G_{\text{пал}}^{\text{ДГ1}} = 0,045 \cdot 1906$	86
12.	Тепловий баланс $Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ1}} \geq N_e^{\text{ДГ1}} + Q_{\text{г}}^{\text{ДГ1}} + Q_{\text{н.п}}^{\text{ДГ1}} + Q_{\text{пр.в}}^{\text{ДГ1}} + Q_{\text{м}}^{\text{ДГ1}} + Q_{\text{зал}}^{\text{ДГ1}} = 820 + 586 + 195 + 192 + 86 + 25 = 1904 \text{ кВт}$ $Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ1}} - (N_e^{\text{ДГ1}} + Q_{\text{г}}^{\text{ДГ1}} + Q_{\text{н.п}}^{\text{ДГ1}} + Q_{\text{пр.в}}^{\text{ДГ1}} + Q_{\text{м}}^{\text{ДГ1}} + Q_{\text{зал}}^{\text{ДГ1}}) / Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ1}} \cdot 100\% = (1904 - 1906) / 1906 \cdot 100\% = 0,1\%$, що менш ніж допустимі 0,5%				
13.	Електрична потужність ДГ	$P_e^{\text{ДГ1}}$	кВт	$P_e^{\text{ДГ1}} = N_e^{\text{ДГ1}} \cdot \eta^{\text{ЕГ}} = 820 \cdot 0,96$	780
14.	Втрати у електрогенераторі	$Q_e^{\text{ЕГ1}}$	кВт	$Q_e^{\text{ЕГ1}} = N_e^{\text{ДГ1}} - P_e^{\text{ДГ1}} = 820 - 780$	40

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.6.135.4211.02.02.ПЗ

Аркуш

26

Таблиця 2.4. Тепловий баланс на КК

№ поз.	Величина	Позна-чення	Один. вимір	Формула або джерело	Числ. знач.
1.	Паропродуктивність паливної частини	D	кг/год	[6]	1500
2.	Паропродуктивність утилізаційної частини	D	кг/год	[6]	500
3.	Тиск пари допоміжного котла	p	МПа	[6]	0,7
4.	Температура живильної води	$t_{ж.в.}$	°С	Приймається	50
5.	Температура повітря на вході в топку котла	$t_{пов.}$	°С	Приймається	30
6.	Нижча робоча теплота згоряння палива (Мазут 40)	$Q_{н.р.}$	кДж/кг	Приймається	40600
7.	ККД	$\eta_{ДК}$		[6]	0,86
8.	Кількість теплоти що витрачається на отримання насиченої пари в ДК	$Q_S^{ДК}$	кВт	$Q_S^{ДК} = \frac{D_S^{ДК} \cdot (h'' - h')}{3600}$ кВт. 1500·(2763,1-209,3)/3600	1064
9.	Кількість теплоти, що виділяється при згорянні палива в ДК.	$Q_P^{ДК}$	кВт	$\frac{Q_S^{ДК}}{\eta_{ДК}}$	1237
10.	Погодинна витрата палива	$G^{ДК}$	кг/год	$\frac{Q_P^{ДК} \cdot 3600}{Q_{н.р.}}$	107
11.	Витрата відпрацьованих газів	$G_{Г}^{ГД}$	кг/с	Приймаємо	19,545
12.	Температура відпрацьованих газів	$T_{Г}$	К	Приймаємо	493
13.	Теплоємність відпрацьованих газів	$c_{рг}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	Приймаємо	1,101
14.	Кількість теплоти що витрачається на отримання насиченої пари в ДК	Q	кВт	$Q_S^{ДК} = \frac{D_S^{ДК} \cdot (h'' - h')}{3600}$ 500·(2763,1-209,3)/3600	355
15.	Кількість теплоти що може бути передана живильній воді для утворення пари	Q	кВт	$Q_S^{УК} = G_{Г}^{ГД} \cdot c_{рг} \cdot (T_{Г} - T_{УК^{УК}}) =$ 19,545·1,101·(493-453)	884
16.	ККД	η		$\eta_{УК} = \frac{Q_S^{УК}}{Q_{Г}^{УК}} = \frac{355}{884} \cdot 100\%$	0.4

Таблиця 2.5. Розрахунок потоків опріснювальної установки

№ поз.	Величина	Позначення	Один. вимір	Формула або джерело	Чисельне значення
1.	Теплота, що втрачається з охолоджуючою прісною водою	$Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}}$	кВт	Приймаємо	1008
2.	ККД	η		Приймаємо	0,38
3.	Ентальпії	$i''_{\text{з.в.}}$	кДж/кг	Приймаємо	2609
					251,1
4.	Кількість теплоти що може бути передана до ОУ	$Q_{\text{ОУ}}$	кВт	$\eta \cdot Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}} = 0,38 \cdot 1008$	383
5.	Паропродуктивність ОУ	$D_{\text{ОУ}}$	т/доб	$D_{\text{ОУ}} = \frac{Q_{\text{ОУ}} \cdot 3600}{i'' - i_{\text{з.в.}}}$	14

Опріснювальна установка:

На основі попередніх обчислень встановлено, що можлива продуктивність опріснювальної установки 14 т/добу. Це означає що на судно можна встановити будь яку опріснювальну установку продуктивність не більше 14 т/добу.

Ходовий режим

Визначимо ККД та КВТ СЕУ виходячи з розрахунків потоків теплоти кожного елемента, згідно таблиці 2.1. Комбінований котел працює в суміщеному режимі – максимально використовується утилізаційна частина та при необхідності підключається часткове навантаження паливної частини

Втрати енергії на валопроводі:

$$Q_{\text{вп}} = 6 \cdot (1 - \eta_{\text{вп}}) = 9600 \cdot (1 - 0,99) = 96 \text{ кВт.}$$

До рушія підводиться потужність $N_{\text{вп}}$:

$$N_{\text{вп}} = N_e^{\text{ГД}} - Q_{\text{вп}} = 9600 - 96 = 9504 \text{ кВт}$$

Втрати енергії на рушії (Q_p) визначаються наступним чином:

$$Q_p = (1 - \eta) \cdot N_{\text{вп}} = 0,3 \cdot 9504 = 2851,2 \text{ кВт.}$$

Корисна потужність N_R , яка уходить в упор, що забезпечує рух судна

$$N_R = N_{en} - Q_{св} = 9504 - 2851,2 = 6652,8 \text{ кВт.}$$

ККД пропульсивного комплексу складає:

$$\eta_e^{ПК} = \frac{N_R}{G_{пал}^{ГД}} = \frac{6652,8}{19016} = 0,35$$

Коефіцієнт використання теплоти в СЕУ на ходовому режимі:

$$(\eta_m^{CEV})_{xp} = \frac{N_R + Q_{OY} + Q_s^{VK} + 0,6Q_s^{ДК} + P_e^{ДГ}}{Q_{пал}^{ГД} + 0,6Q_{пал}^{ДК} + Q_{пал}^{ДГ}} = \frac{6652,2 + 383 + 355 + 0,6 \cdot 1084 + 780}{19016 + 0,6 \cdot 1237 + 1906} = 0,41$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на ходовому режимі:

$$(\eta_e^{CEV})_{xp} = \frac{N_R + P_e^{ДГ}}{0,6Q_{пал}^{ДК} + Q_{пал}^{ГД} + Q_{пал}^{ДГ}} = \frac{6652,2 + 780}{19016 + 0,6 \cdot 1237 + 1906} = 0,34$$

Стоянковий режим з вантажними операціями

Коефіцієнт використання теплоти в СЕУ:

$$(\eta_m^{CEV})_{xp} = \frac{Q_s^{ДК} + 2P_e^{ДГ}}{Q_{пал}^{ДК} + 2Q_{пал}^{ДГ}} = \frac{1084 + 1480}{1237 + 3812} = 0,51$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ:

$$(\eta_e^{CEV})_{xp} = \frac{2P_e^{ДГ}}{Q_{пал}^{ДК} + 2Q_{пал}^{ДГ}} = \frac{1480}{1237 + 3812} = 0,29$$

Висновок:

В цьому розділі було проведено розрахунки теплових балансів всіх елементів СЕУ, а також ККД та КВТ для ходового та стоянкового режиму з вантажними операціями. Ці значення становлять для ходового режиму 0,34 та 0,41 відповідно, для стоянкового режиму з вантажними операціями – 0,29 та 0,51 відповідно.

					КРБ.6.135.4211.02.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

					КБР.6.135.4211.02.03.ПЗ								
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата									
					Визначення параметрів суднового двигуна 6S60ME -C				Літ.	Арк.	Аркушів		
Студент	Баранюк В.Д.										30	20	
Керівник	Коробейнікова Н.В.								НУК				

РОЗДІЛ 3 Визначення параметрів суднового двигуна MAN B&W 6S60ME-C

3.1 Загальний устрій та характеристики двигуна[4]

Двотактний, простої дії, кривошипний з наддувом при постійному тиску і прямоточно-щілинним продуванням. Число циліндрів: 6. Діаметр поршня : 600 мм. Хід поршня : 2790 мм. Потужність у точці L_1 12240 кВт при 105 об/хв. Максимальний тиск: 150 бар. При експлуатації балкера двигун працює при 78% навантаження що відповідає потужності 9600 кВт при 84 об/хв.

Фундаментальна рама 1 (рис. 3.1) складається з високих повздовжніх балок, зварених зі зварно-литими поперечними балками, в яких розміщені постілі рамових підшипників. Станина 2 зварна і має високу жорсткість, блок циліндрів 5 чавунний. Фундаментна рама, станина і блок циліндрів стягнуті між собою довгими анкерними зв'язками 3. Втулка циліндра 4 опирається на блок циліндрів, її верхня частина виведена з блоку і охоплюється тонкою рубашкою, що створює порожнину охолодження. Штуцери для підведення циліндрового масла розташовані у верхній частині втулки (трохи вище верхньої полки блока циліндрів).

Кришка циліндра 6 кована, із розсвердленнями для охолоджуючої води. У кришці розташовані корпус випускного клапана з клапаном 7, дві форсунки (без спеціального охолодження), а також пусковий та запобіжний клапани.

Кришка циліндра ковпакоподібного типу, тому при розташування поршня у верхній мертвій точці головка поршня розташовується вище району ущільнення кришки і втулки циліндра.

Поршень 8 виготовлено із хромо-молібденової сталі, охолоджується маслом, яке підводиться через телескопічний пристрій до штоку поршня 10 біля крейцкопфного з'єднання 11.

Шатун 12 має порівняно короткий стрижень, що сприяє зменшенню загальної висоти двигуна.

					КРБ.6.135.4211.02.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

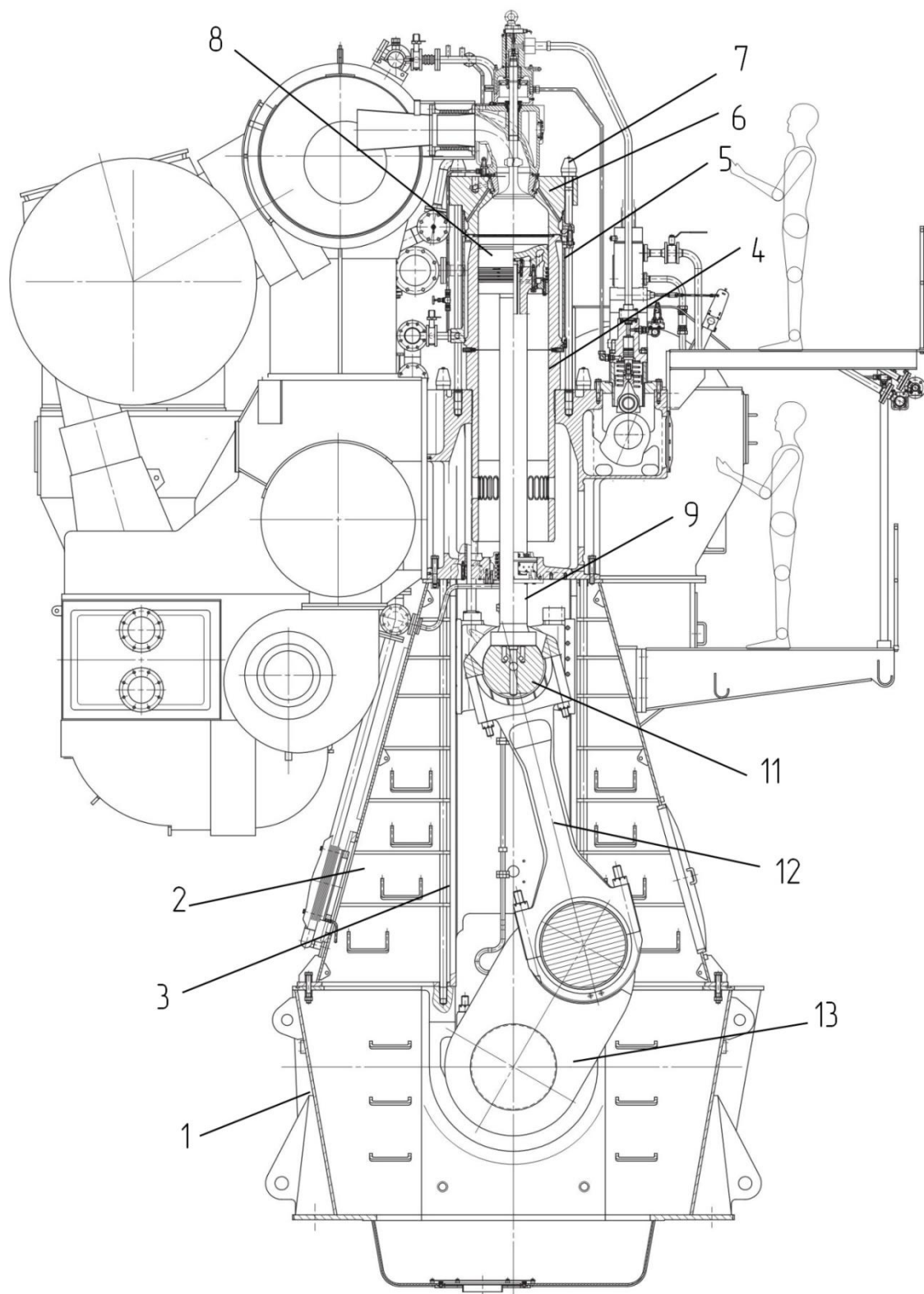


Рис.3.1 двигун MAN B&W 6S60ME-C

1 - фундаментна рама, 2 – станіна, 3 – анкерні зв’язки, 4 – втулка циліндра, 5 – блок циліндрів, 6 – кришка циліндра, 7 – клапан, 8 – поршень, 9 – розподільчий вал, 10 – шток поршня, 11 - крейцкопфне з’єднання, 12 – шатун, 13 – колінчастий вал

					КРБ.6.135.4211.02.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

Колінчастий вал 13 зварного типу, зварення здійснено посередині рамкових шийок. Упорний вал складає єдине ціле з колінчастим валом, що зменшує загальну довжину двигуна з упорним підшипником і підвищує жорсткість остова.

Розподільчий вал 9 приводиться до обертання від колінчастого валу ланцюгової передачі, яка добре зарекомендувала себе в експлуатації. Розподільчий вал приводить до руху золотникові паливні насоси високого тиску і поршні гідравлічних приводів випускних клапанів [4].

Реверсування двигуна відбувається без реверсування розподільчого валу. При зміні напрямку обертання двигуна відбувається реверс тільки розподільювача повітря і приводу паливного насосу високого тиску. Реверсування паливного насосу високого тиску здійснюється перестановкою ролика штовхача плунжера у нове положення.

Двигуни модельного ряду ME – перші двигуни компанії MAN B&W з прямоточно-клапанною продувкою. Потік повітря рухається вздовж вісі циліндру з чистим витісненням продуктів згоряння без значного перемішування їх з повітрям. Завдяки якісній організації процесу газообміну двигуни з такою схемою продувки мають найменші значення коефіцієнту залишкових газів.

Тангенціальне розташування вікон в плані забезпечують закручення потоків повітря, що поступає в циліндр і їх гвинтоподібний рух від продувних вікон до випускних клапанів. Тангенціальний обертальний рух зберігається до кінця стиснення і сприяють покращенню сумішоутворення.

Завдяки ефекту чистого витіснення газів, якісна очистка циліндрів досягається навіть при незначному коефіцієнту надлишку повітря (1,45...1,55).

Застосування випускних клапанів при створення сучасних МОД дозволяє підбирати найвигідніші фази газорозподілу і керувати ними за допомогою мікропроцесорної техніки на всьому діапазоні робочих навантажень.

Двигун має ізобарну систему наддуву (з постійним тиском). При зменшенні навантаження приблизно до 25% підключають електроповітродувки. Клапанні коробки у повітряному ресивері тут використовують для попередження витрат продувного повітря при роботі двох електроповітродувок, які вмикаються автоматично. Повітряний ресивер не має герметичних перегородок, які відділяють

					КРБ.6.135.4211.02.03.ПЗ	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

порожнину кожного циліндру, як це було виконано на МОД попереднього покоління при використанні під поршневих порожнин у якості другого ступеня наддува .

Крейцкопф і шатун

Крейцкопф має два напрямних черевика, встановлених плаваючими на кінцевих шейках. Центральна частина крейцкопфа є власне цапфою, розміщеної в крейцкопфний підшипнику.

На кришці крейцкопфний підшипника є виріз для установки штока поршня, що з'єднується з крейцкопфом. Підшипник крейцкопфа має вкладиші, покриті бабітом.

П'ятка штока поршня встановлюється на крейцкопф і центрується в ньому за допомогою направляючого кільця. На двигунах з різною специфікаційні потужністю між штоком поршня і крейцкопфом встановлюються прокладки відповідної товщини. Шток поршня кріпиться до крейцкопф чотирма болтами.

На кронштейн, встановлений між напрямних черевиком і крейцкопфний підшипником, спирається телескопічна труба, по якій мастильна і охолоджуючу масло надходить до крейцкопф, Мотильов шийці і поршня. Труба для зливу охолоджуючого масла з поршня встановлюється з протилежного боку поперечки. Остання ковзає в трубі з вирізом, встановленої всередині картера. З випускної труби масло надходить в контрольний пристрій кожного циліндра для перевірки температури і наявності потоку масла перш, ніж масло надходить в бак подвійного дна.

Крейцкопф має свердління для розподілу масла, що надходить по телескопічною трубі, частина - на охолодження поршня, частина - на мастило крейцкопфний підшипника і напрямних башмаків, а також через свердління в шатуне - на мастило Мотильов підшипника.

Центральне отвір і обидві поверхні ковзання черевиків крейцкопфа - покриті шаром бабіту. У нижній частині центрального отвору є стопорний болт. Крейцкопф центрируется в картері двигуна за допомогою черевиків і його переміщення обмежується накладками, прикріпленими до черевикам.

					КРБ.6.135.4211.02.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

Крейцкопфний підшипник збирається за допомогою чотирьох болтів з гайками. Гайки затягуються за допомогою гідравлічних інструментів.

Мотильов підшипник забезпечений вкладишами з бабітових шаром і збирається таким же чином, як і крейцкопфний.

Положення вкладишів крейцкопфний і Мотильов підшипників фіксується за допомогою гвинтів, що встановлюються в корпусах підшипників.

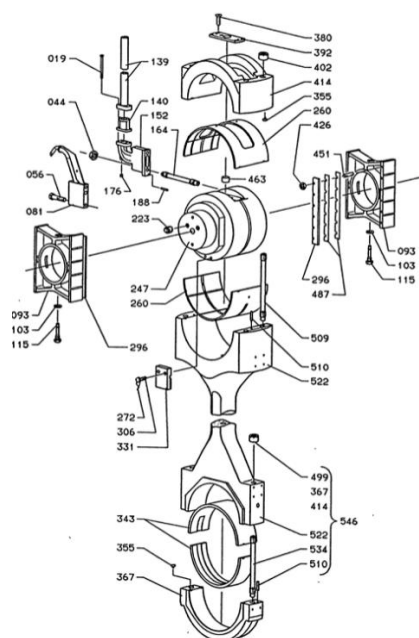


Рис.3.2. Крейцкопф і шатун

Колінчастий вал

Колінчастий вал виконаний півустановного, тобто його деталі з'єднуються за допомогою гарячої посадки.

Мастило до підшипників надходить з головної магістралі мастила, яка розгалужується до кожного окремого підшипника, в той час як на мастило підшипників масло надходить від крейцкопфів по свердлінням в шатунах.

На кормовому кінці колінчастого вала встановлюється маховик. Крім того, на колінчастому валі є наполеглива гребінь, на якому встановлена привідна зірочка розподільного вала.

На передньому кінці колінчастого вала можуть бути встановлені маховик, гаситель крутильних коливань і ланцюговий привід для компенсатора моменту 2-го порядку.

					КРБ.6.135.4211.02.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

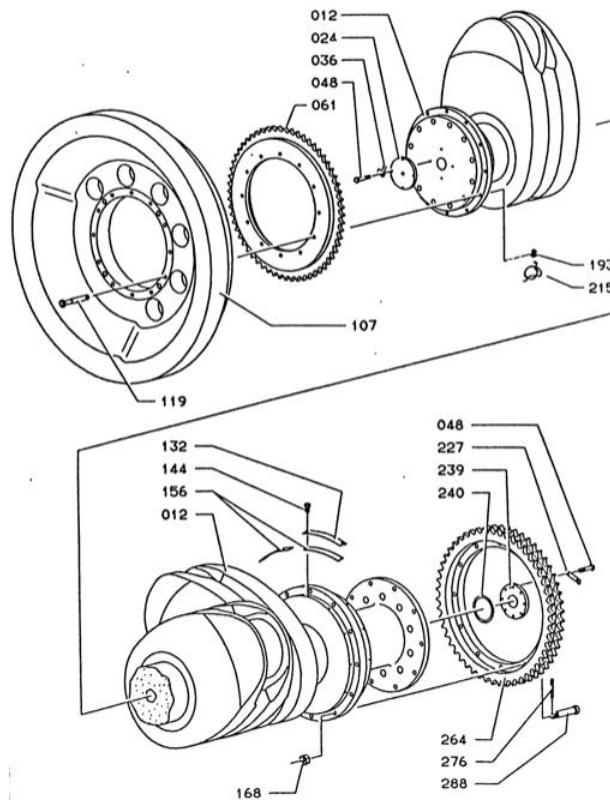


Рис.3.3. Колінчастий вал

Упорний підшипник

Наполегливий підшипник служить для передачі осьового упору гребного гвинта через проміжний і гребний вали на корпус судна. Завзятий підшипник встановлюється в кормовій частині фундаментної рами.

На колінчастому валі є наполеглива гребінь, який передає упор сегментам, розташованим по обом сторонам наполегливої гребня. Обойми сегментів спираються на поверхні корпусу наполегливої підшипника і утримуються на місці за допомогою затискних скоб. На сторонах сегментів, що контактують із затягим гребнем і піддаються зносу, наноситься бабітові шар.

Завзятий підшипник отримує мастило від загальної системи змащення двигуна і забезпечений контрольними і сигнальними пристроями, які реагують на підвищення температури масла в підшипнику або падіння тиску масла

					КРБ.6.135.4211.02.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

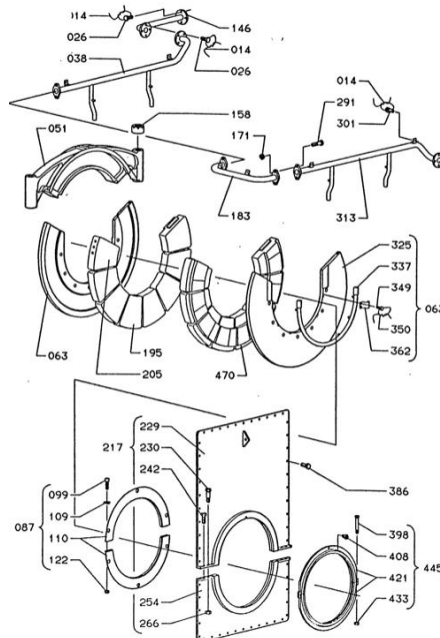


Рис.3.4. Упорний підшипник

Кришка циліндра

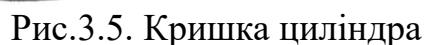
Кришка циліндра - сталева. В її центральному отворі за допомогою чотирьох шпильок кріпиться випускний клапан. Крім того, в кришці є отвори під форсунки, які монтуються пружним з'єднанням за допомогою проставок з тарілчастими пружинами, що встановлені під гайки шпильок. Інші отвори призначені для пускового клапана, підведення пускового повітря, запобіжного клапана і індикаторного крана.

У нижній частині кришки встановлюється сорочка охолодження, утворює порожнину, в якій циркулює охолоджуюча вода. Інша порожнина охолодження образується навколо сидла випускного клапана при його монтажу. Обидві порожнини з'єднуються між собою за допомогою багаточисельних косих / радіальних свердлін.

Вода надходить з верхньої частини кожуха, навколишнього верхню частину циліндровою втулки, через переливні патрубки в сорочку, навколишнє кришку циліндра. Звідси воді направляється через отвори для охолодження до порожнини, навколишнього сидла випускного клапана, і далі через отвори і переливи патрубки до випускного клапану і випускного трубопроводу.

У з'єднанні кришки з циліндровою втулкою розташоване кільце ущільнювача з м'якої сталі.

					КРБ.6.135.4211.02.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37



Головка поршня кріпиться до верхньої частини штока поршня болтами. Спідниця в свою чергу кріпиться до голівки поршня також болтами. У голівці поршня є хромовані канавки для чотирьох поршневих кілець. Всі кільця мають косі зрізи: два - правих і два - лівих. У верхній частини головка поршня має вирізи для установки пристосування з метою виїмки поршня з циліндричної втулки. Шток поршня має наскрізний отвір для труби підведення охолоджуючого масла, яка кріпиться до верхньої частини штока. Охолоджуючу масло надходить по трубі

					КРБ.6.135.4211.02.03.ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

толескопії до крейцкопф, проходить з свердління в підставі штока поршня і по трубі в штоку - до голівки поршня.

Масло проходить через кілька свердлінь в опорній частині головки поршня в порожнину навколо труби охолоджувального масла в штоку поршня. З свердління в п'яті поршневого штока масло направляється через крейцкопф до випускного отвору і трубі з вирізом всередині картера двигуна, а також до пристрою для контролю потоку масла. П'ятка штока поршня встановлюється на плоску площадку, вирізану у крейцкопф, і центрується в крейцкопф за допомогою трубки. С метою уніфікації конструкції двигуна при виборі різних величин його специфікаційної потужності використовуються прокладки між штоком поршня і крейцкопфом.

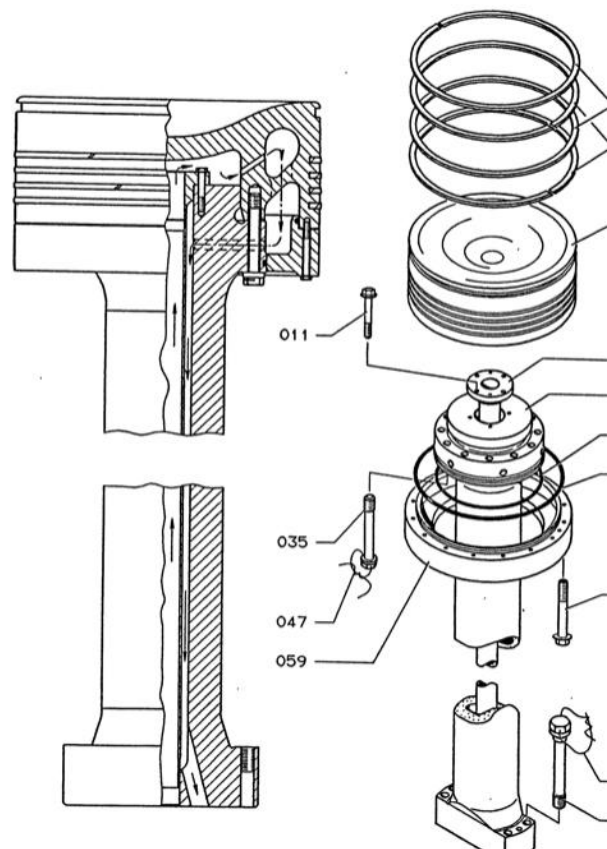


Рис.3.6. Поршень зі штоком

Форсунка

Форсунка складається з головки, сполучної гайки, корпусу і сопла. Усередині корпусу встановлюється завзятий шпindel з пружиною проставка і розпилювач, що включає в себе золотник і голку. При установці форсунки на даху циліндра все вузли форсунки стягуються разом за допомогою гайок, які через

					КРБ.6.135.4211.02.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

головку, завзятий шпindel, розпилювач і сопло притискають корпус до коническому сидла в кришці циліндра. При демонтажі форсунки сполучна гайка утримує разом головку і корпус.

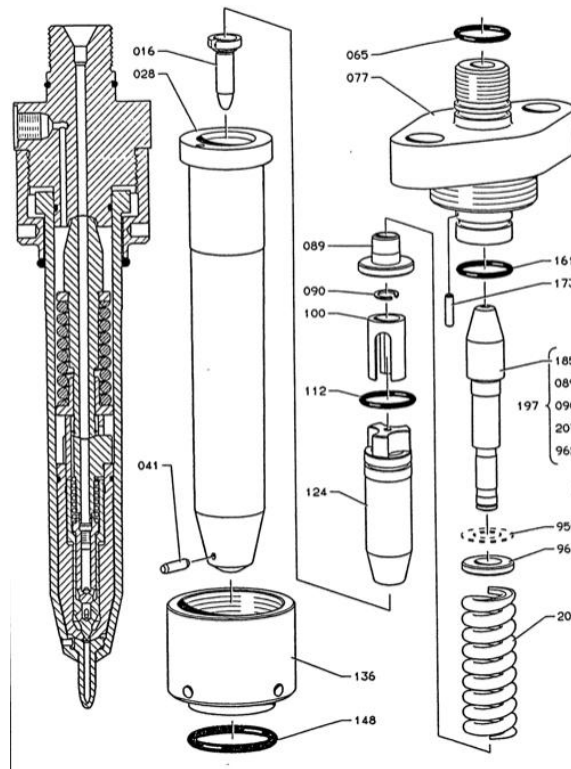


Рис.3.7. Форсунка

3.2 Системи головного двигуна

Судновий двигун MAN B&W 6S60ME-C має загальноприйняту систему пуску, що включає головний пусковий клапан, пускові клапани циліндрів і золотникового розподільника повітря. При реверсі двигуна реверсують лише розподільник повітря і штовхальники ПНВТ.[4]

Система паливоподачі високого тиску золотникового типу з регулюванням по кінцю подачі, і дві голчасті неохолоджувальні форсунки з однобічним розпилом палива на кожен циліндр. Конструкція паливної апаратури дозволяє працювати на всіх режимах експлуатації лише на високов'язких залишкових паливах, без використання дизельного палива.

Системи циркуляційного мастила колінчастого валу і розподільного валу розділені. Насоси мастила колінчастого валу (дві одиниці) - відцентрового типу, з електроприводом. Мастило подається до двигуна по двох трубах: від нижньої

					КРБ.6.135.4211.02.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

труби - на мастило рамових і упорних підшипників і на відсік приводів, від верхньої - до телескопів на мастило головних, крейцкопфів і мотильових підшипників і на охолодження поршнів. Мастило підшипників розподільного валу і живлення гідравлічної системи відкриття вихлопних клапанів забезпечується автономною системою з двома гвинтовими насосами з електроприводом.

Циліндрове мастило включає лубрикатори з вісьмома точками змащування на кожному циліндрі з подачею масла на кожному ході поршня.

Охолодження циліндрів забезпечується одним з двох відцентрових насосів з електроприводом, що подають прісну воду на охолодження діафрагм, циліндрових втулок, кришок і вихлопних клапанів циліндрів. Верхній борт втулки, кришка і сідло вихлопного клапана мають свердління для проходу води, що охолоджує. Як правило, в системі встановлюється холодильник пластинчастого типу.

3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

3.3.1 Початкові дані

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 318$ К (стандартні умови застосування). Тиск навколишнього повітря p_0 . Варто приймати $p_0 = 0,1013$ МПа (стандартні умови застосування). Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\varepsilon = 15$. Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення P_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,964$.

Показник адіабати повітря $k_g = 1,4$

Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0,93$. Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ад} = 0,8$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_g . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають

					КРБ.6.135.4211.02.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,105$. Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проєктованого. Приймаємо $\xi_z = 0,62$; $\xi_b = 0,81$. Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Приймаємо $\lambda = 1,2$. Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: (5 – 45) К – для ДВЗ з наддувом та (10 – 20) К – для ДВЗ без наддуву. Приймаємо $\Delta T_a = 10$ К. Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Приймаємо $\zeta = 0,99$. Механічний ККД двигуна η_m . Приймаємо $\eta_m = 0,94$. Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ox} = 0,005$ МПа.

Температура залишкових газів T_r .

Приймаємо $T_r = 700$ К .

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на важке паливо середнього складу : $C = 0,87$ кг – кількість вуглецю; $H = 0,126$ кг – кількість водню; $S = 0$ кг – кількість сірки; $O = 0,004$ кг – кількість кисню.

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого вала, тоді для 2 – тактних двигунів $Z = 1$. Нижча теплота згорання палива Q_n . Приймаємо $Q_n = 42700$ (кДж/кг).

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Для даного типу компресора приймаємо $P_k = 3,5$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку ϕ_p . Для 2 – тактних двигунів $\phi_p = 0,07$.

					КРБ.6.135.4211.02.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

Убрати квадратик в первой формуле

3.3.2 Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К:

$$T_k = T_0 \left(1 + \frac{\frac{P_k^{0,286}}{P_0} - 1}{\eta_{ад}} \right) = 496,064$$

Температура повітря перед двигуном, К:

$$T_s = T_k - \eta_o(T_k - T_0) = 321,561$$

Температура заряду в кінці процесу наповнення, К:

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = 366,571$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа:

$$P_s = P_k - \Delta P_{охол} = 0,417$$

Тиск заряду в кінці процесу наповнення, МПа:

$$P_a = 0,97 \cdot P_s = 0,404$$

Коефіцієнт наповнення:

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_s}{P_a} \frac{T_s}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r} (1 - \varphi_n) = 0,759$$

3.3.3 Розрахунок процесу стискування

Середній показник політропи стискування:

$$n_1 = \frac{8,314}{a_{Vc} + b_{cN}(1 + \varepsilon^{n_1-1})} + 1 = 1,358$$

Тиск в кінці стискування, МПа:

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1} = 16,017$$

Температура в кінці процесу стискання, К:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1} = 967,694$$

					КРБ.6.135.4211.02.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

3.3.4 Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг:

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = 1,484$$

Хімічний коефіцієнт молярної зміни:

$$\beta_0 = 1 + \frac{8H + O}{32L} = 1,021$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = 1,019$$

Частина палива, що згоріла у точці z:

$$x_z = \xi_z / \xi_b = 0,765$$

Коефіцієнт молекулярної зміни у точці z:

$$\beta_z = 1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} x_z = 1,015$$

Максимальна температура згоряння, К:

$$T_z = \frac{\frac{\xi_z Q_H}{\alpha L_0} + [C'_v + 8,314\lambda + \gamma_r(C''_v + 8,314)]T_c}{\beta_z(1 + \gamma_r)C_{pz}T_z} = 1448$$

Максимальний тиск згоряння, МПа:

$$P_z = \lambda \cdot P_c = 19,22$$

3.3.5 Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення:

$$\rho = \frac{\beta_z T_z}{\lambda T_c} = 1,266$$

Ступінь подальшого розширення:

$$\delta = \varepsilon / \rho = 11,851$$

Середній показник політропи розширення:

$$n_z = 1 + \frac{8,314 \left(\frac{\beta_z}{\beta} T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H(\xi_b - \xi_z)}{L(1 + \gamma_r)\beta} + \frac{\beta_z}{\beta} (a_{vz} + b_z T_z) T_z - (a_{vb} + b_b T_b) T_b} = 1,252$$

					КРБ.6.135.4211.02.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

Температура в кінці процесу розширення, К:

$$T_b = T_z \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 776$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа:

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = 0,869$$

3.3.6 Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа:

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] = 1,579$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа:

$$P_i = P_i' \zeta (1 - \varphi_{\Pi}) = 1,438$$

Індикаторна питома витрата палива, кг/(кВт год):

$$b_i = 433 \frac{P_z \eta_H}{\alpha L_0 T_z P_i} = 0,2$$

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H} = 0,422$$

3.3.7 Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа:

$$P_e = P_i \cdot \eta_M = 1,352$$

Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт год):

$$b_e = b_i / \eta_K = 0,2123$$

Ефективний ККД двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \eta_M = 0,397$$

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i = 9637.8$$

Порівняння заданої та отриманої ефективної потужності двигуна, %

$$\Delta N = \frac{N_e - N_e'}{N_e} \cdot 100 = 0.392$$

					КРБ.6.135.4211.02.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

Похибка не перевищує допустимі 0,5 %.

3.3.8. Визначення дійсного π_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с

$$G = \left| \frac{(\pi \cdot D_c^2)}{4} \right| \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a = 24.437$$

де $R=287$ Дж/(кг·К) – універсальна газова стала для повітря.

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t := G + g_e \cdot \frac{N_e}{3600} = 25.006$$

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_t = 0,94 \cdot P_k = 0,359$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_t}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 649,532$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0,79 \cdot \alpha \cdot L_0) = 1,517$$

Універсальна газова стала для відпрацьованих газів Дж/(кг·К)

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461,6} + \frac{0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259,8} + \frac{0,79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296,8}} = 287,608$$

Показник адіабати розширення газу у турбіні:

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} = 1,386$$

					КРБ.6.135.4211.02.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\pi_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,9 \cdot P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \cdot \eta_{t,m} \cdot \eta_{t,ad} \cdot G_t \right]}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_g}{k_g - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k,ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 3,468$$

Дійсний тиск наддуву, МПа

$$P_{kd} = \pi_k \cdot P_0 = 0,351$$

Порівняння заданого та отриманого тиску наддуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \cdot 100 = 0.201\%$$

Похибка не перевищує допустимі 0,5%.

3.4 Побудова індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують по даним розрахунку робочого циклу. Побудова діаграми виконується аналітичним способом, так як графічні методи побудови дають великі помилки.

Ординати точок політропи стиску і розширення вираховуються за допомогою наступних формул:

$$p = p_c / (V/V_c)^{n_1} \text{ — для процесу стиску;}$$

$$p = p_z \cdot \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} \text{ — для процесу розширення,}$$

де $\frac{V}{V_c} = \epsilon_x$ — відношення об'ємів, що представляє собою значення ступеня стиску в даний момент.

					КРБ.6.135.4211.02.03.ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дані для розрахунку та побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,362
Показник політропи розширення n_2	1,296
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	14,568
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	16,753
Ступінь попереднього розширення ρ	1,611
Ступінь стиснення ϵ	15

Таблиця 3.1. Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$	V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	16,75		8,31	0,82	2,00
1,00	14,57	16,75	8,97	0,73	1,81
1,61	7,61	16,75	9,64	0,66	1,65
2,28	4,74	10,68	10,31	0,61	1,51
2,95	3,34	7,65	10,98	0,56	1,39
3,62	2,53	5,87	11,65	0,51	1,29
4,29	2,01	4,71	12,32	0,48	1,20
4,96	1,65	3,90	12,99	0,44	1,12
5,63	1,38	3,31	13,66	0,41	1,05
6,30	1,19	2,86	14,33	0,39	0,99
6,97	1,04	2,51	15,00	0,36	0,93
7,64	0,91	2,23	15,00		0,36

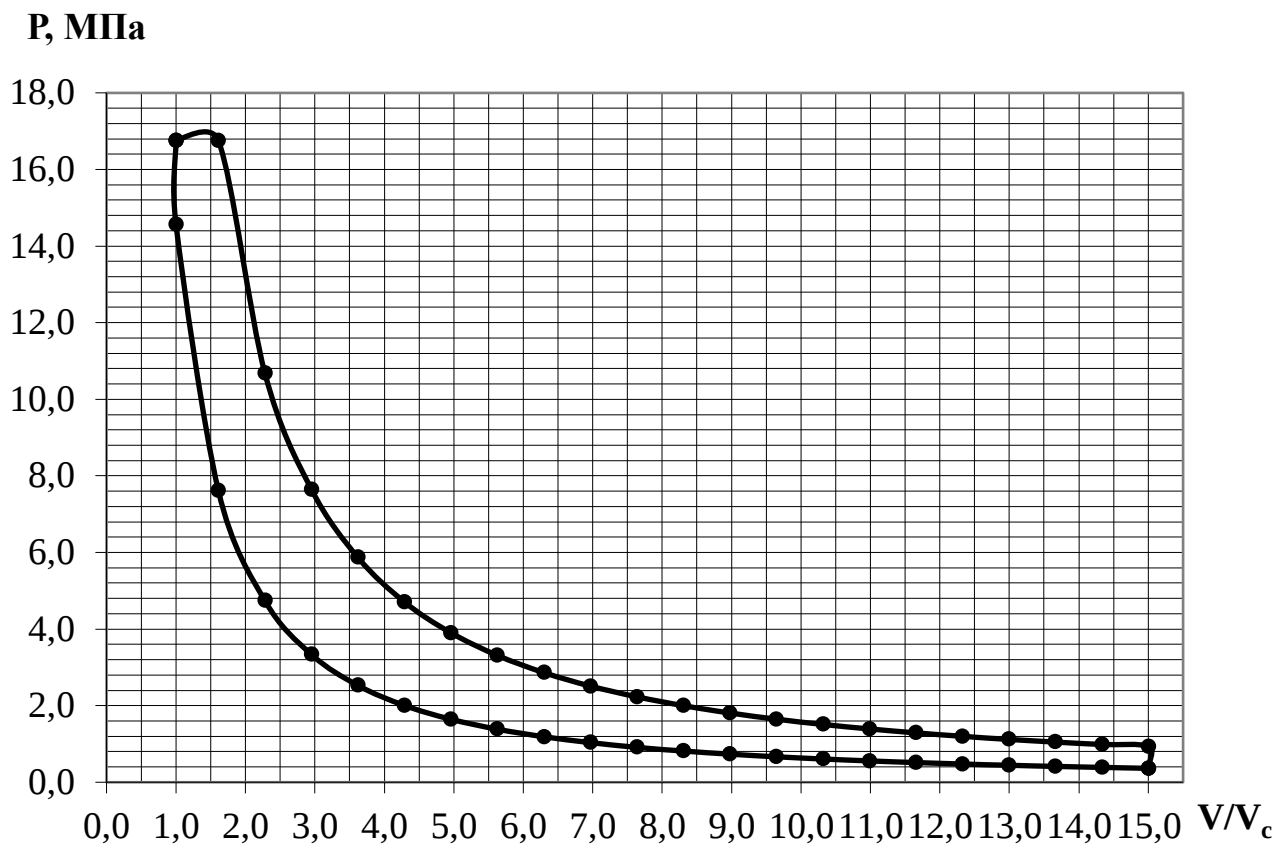


Рис. 3.8. Індикаторна діаграма

Висновок:

У цьому розділі було детально розглянуто конструктивні особливості суднового двотактного двигуна MAN B&W 6S60ME-C. Аналіз показав, що двигун характеризується високими техніко-експлуатаційними показниками, зокрема потужністю 9600 кВт при 84 об/хв, що забезпечує ефективну роботу судна при зниженому навантаженні.

У процесі розрахунків робочого циклу визначено параметри стиснення, згоряння, розширення та наддуву. Отримані значення середнього ефективного тиску, витрати пального та ефективного ККД. Побудована індикаторна діаграма робочого циклу двигуна.

					КРБ.6.135.4211.02.04.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
					Розрахунок характеристик суднового котла Aalborg ОС-ТСі	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Баранюк В.Д.						50	21
Керівник	Коробейнікова Н.В.					НУК		

РОЗДІЛ 4 Розрахунок характеристик суднового допоміжного котла

На судні встановлено комбінований котел Aalborg ОС-ТСі, паропродуктивністю 1,5 т/год при спалюванні палива та 0.5 т/год в режимі утилізації відпрацьованих газів головного двигуна.[6]

4.1 Загальний устрій котла

Комбіновані парогенератори можна зустріти на судах різної потужності. По масовим та габаритним показникам вони мають більшу перевагу, ніж допоміжний та утилізаційний парогенератори, виконані окремо.

Це знизить витрати на виготовлення судна, а також зменшить масо-габаритні показники СЕУ. Спрощується система автоматичного регулювання котельної установки. Функцію сепаратора пари виконує УК, тому необхідність установлення окремого сепаратора відпадає. Особливістю такого типу котлів є те, що допоміжний та утилізаційний парогенератори поєднані в єдину конструкцію.

В такому випадку, наприклад, якщо на ходу судна паропродуктивність утилізаційної частини недостатня (головний двигун працює з пониженим навантаженням), підключається до дії топковий пристрій другої частини парогенератора.

4.2 Вибір компоувальної схеми котла

Комбінований котел Aalborg ОС-ТСі представлено на (рис. 4.1). Утилізаційна частина складається з газотрубного котла, якій виробляє тільки насичену пару і має паропродуктивність до 0.5 т/год. Відпрацьовані гази головного двигуна потрапляють у приймальну камеру, потім по трубному пучку догори у вихідну камеру. При цьому гази підігрівають воду до кипіння та утворення насиченої пари .

Паливна частина має топку, яка являє собою циліндричну бочку. Верхня частина топки плоска, тому потребує підкріплення її зв'язками з верхньою частиною зовнішнього міцного корпусу. Конвективна поверхня підігріву виконана у вигляді поперечних кип'ятильних труб, розташованих у газоході

					КРБ.6.135.4211.02.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		51

прямокутного перерізу. Незважаючи на компактність конструкції котел можна легко мити [6].

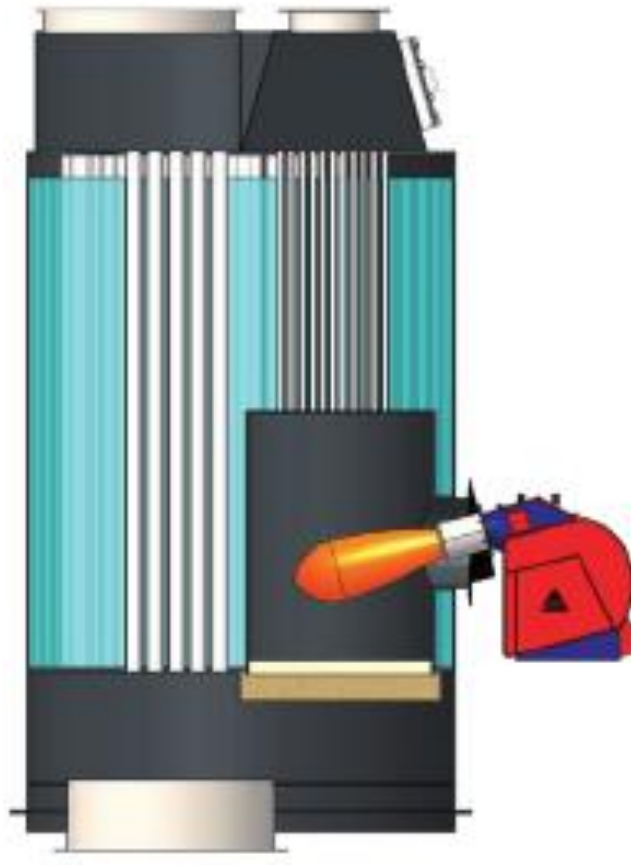


Рис. 4.1. Комбінований котел Aalborg OC-TCi [6]

4.3 Розрахунок процесу горіння

Початкові дані

$D_{ук} = 500 \text{ кг/год}$ – паропродуктивність утилізаційної частини;

$D_{п} = 1500 \text{ кг/год}$ – паропродуктивність паливної частини;

$P_{пп} = 0,7 \text{ МПа}$ – тиск насиченої пари;

α - коефіцієнт надлишку повітря;

$\alpha_{двз} = 2,964$; $\alpha_{п} = 1,15$.

$t_{д} = 260 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – температура газів при виході з двигуна;

$t_{жв} = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – температура живильної води;

					КРБ.6.135.4211.02.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		52

$t_n = 165\text{ }^{\circ}\text{C}$ – температура насичення;

$i' = 697,3\text{ кДж/кг}$ – ентальпія киплячої води;

$i'' = 2761,1\text{ кДж/кг}$ – ентальпія сухої насиченої пари;

$i_{жв} = 209,3\text{ кДж/кг}$ – ентальпія живильної води;

$\varphi=0,98$ – коефіцієнт збереження тепла;

$g_e=0,167\text{ кг/кВт}\cdot\text{год}$ – питома витрата палива;

$L_o=14,3\text{ кг/кг}$ – теоретична кількість повітря, необхідна для спалювання 1 кг палива;

Розрахунок процесу горіння та побудова I-9 діаграми

Утилізаційна частина

Марка палива – для ДВЗ моторне;

Склад горючої маси:

$$C^r + H^r + S_{\text{л}}^r + N^r + O^r = 100\%;$$

Вуглець - $C^r = 86,5\%$;

Водень - $H^r = 12,6\%$;

Азот + кисень - $N^r + O^r = 0,5\%$;

Летуча сірка - $S_{\text{л}}^r = 0,3\%$.

Склад робочої маси:

$$C^p + H^p + S_{\text{л}}^p + N^p + O^p + A^p + W^p = 100\%;$$

Зола - $A^p = 0,05\%$;

Волога - $W^p = 1,5\%$.

Перерахунок горючої маси палива на робочу:

Перевідний коефіцієнт:

$$\frac{100 - A^p - W^p}{100} = \frac{100 - 0,05 - 1,5}{100} = 0,9845.$$

					КРБ.6.135.4211.02.04.ПЗ	Арк.
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\left. \begin{aligned} C^p &= 86,5 \cdot 0,9845 = 82,5\% \\ H^p &= 12,6 \cdot 0,9845 = 12,4\% \\ N^p + O^p &= 0,5 \cdot 0,9845 = 0,492\% \\ S_{\text{л}}^p &= 0,3 \cdot 0,9845 = 0,295\% \end{aligned} \right\} 100\%$$

Нижча теплота згорання:

$$Q_{\text{н}}^p = 40600 \text{ кДж/кг};$$

Вологовміст атмосферного повітря:

$$d = 0.01 \text{ кг/кг};$$

Об'єм теоретично необхідної кількості повітря:

$$V^o = 0,0889(C^p + 0,375S_{\text{л}}^p) + 0,267H^p - 0,0333 \cdot O^p;$$

$$V^o = 0,0889(82,5 + 0,375 \cdot 0,295) + 0,267 \cdot 12,4 - 0,0333 \cdot 0,492 = 10,87 \text{ м}^3/\text{кг};$$

Сумарний об'єм газів CO_2 та SO_2 :

$$V_{RO_2} = 0,0187K^p,$$

де $K^p = C^p + 0,375S_{\text{л}}^p$ – наведений вуглець палива;

$$K^p = 85,2 + 0,375 \cdot 0,295 = 85,3;$$

$$V_{RO_2} = 0,0187 \cdot 85,3 = 1,595 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Об'єм водяної пари (при $\alpha = 2,9$):

$$V_{H_2O}^o = 0,111H^p + 0,0124W^p + 1,6dV^o\alpha;$$

$$V_{H_2O}^o = 0,111 \cdot 12,4 + 0,0124 \cdot 1,5 + 1,6 \cdot 0,01 \cdot 10,87 \cdot 3,17 = 1,946 \text{ м}^3/\text{кг};$$

Об'єм водяної пари (при $\alpha = 1$):

$$V_{H_2O}^o = 0,111 \cdot H^p + 0,0124 \cdot W^p + 1,6dV^o;$$

$$V_{H_2O}^o = 0,111 \cdot 12,4 + 0,0124 \cdot 1,5 + 1,6 \cdot 0,01 \cdot 10,87 = 1,569 \text{ м}^3/\text{кг};$$

Об'єм азоту (при $\alpha = 1$):

$$V_{N_2}^o = 0,79 \cdot V^o = 0,79 \cdot 10,87 = 8,587 \text{ м}^3/\text{кг};$$

					КРБ.6.135.4211.02.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		54

Теоретичний (мінімальний) об'єм продуктів повного згорання 1 кг палива при $\alpha = 1$:

$$V_r^o = V_{RO_2} + V_{N_2}^o + V_{H_2O}^o = 1,595 + 8,587 + 1,569 = 11,75 \text{ м}^3/\text{кг};$$

Дійсний об'єм газів:

$$V_r = V_{RO_2} + V_{N_2}^o + V_{H_2O}^o + (1 + 1,6d)(\alpha - 1) \cdot V^o;$$

$$V_r = 1,595 + 8,587 + 1,569 + (1 + 1,6 \cdot 0,01) \cdot (3,17 - 1) \cdot 10,87 = 35,72 \text{ м}^3/\text{кг};$$

Об'єм частки продуктів згорання:

- суми вуглекислого та сірчистого газів r_{RO_2} :

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_r} = \frac{1,595}{35,72} = 0,044;$$

- водяної пари:

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_r} = \frac{1,946}{35,72} = 0,054;$$

- суми триатомних газів:

$$r_n = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,044 + 0,054 = 0,098;$$

Ентальпія продуктів повного згорання 1 кг палива:

$$I_r = (V_{RO_2} C_{RO_2} + V_{N_2}^o C_{N_2} + V_{H_2O}^o C_{H_2O}) \cdot \mathcal{G};$$

Ентальпія теоретично необхідної кількості повітря:

$$I_v^o = V^o C_v \mathcal{G}.$$

Результати розрахунків представлені у вигляді I - $\mathcal{G}$ діаграми (рис.4.2).

					КРБ.6.135.4211.02.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		55

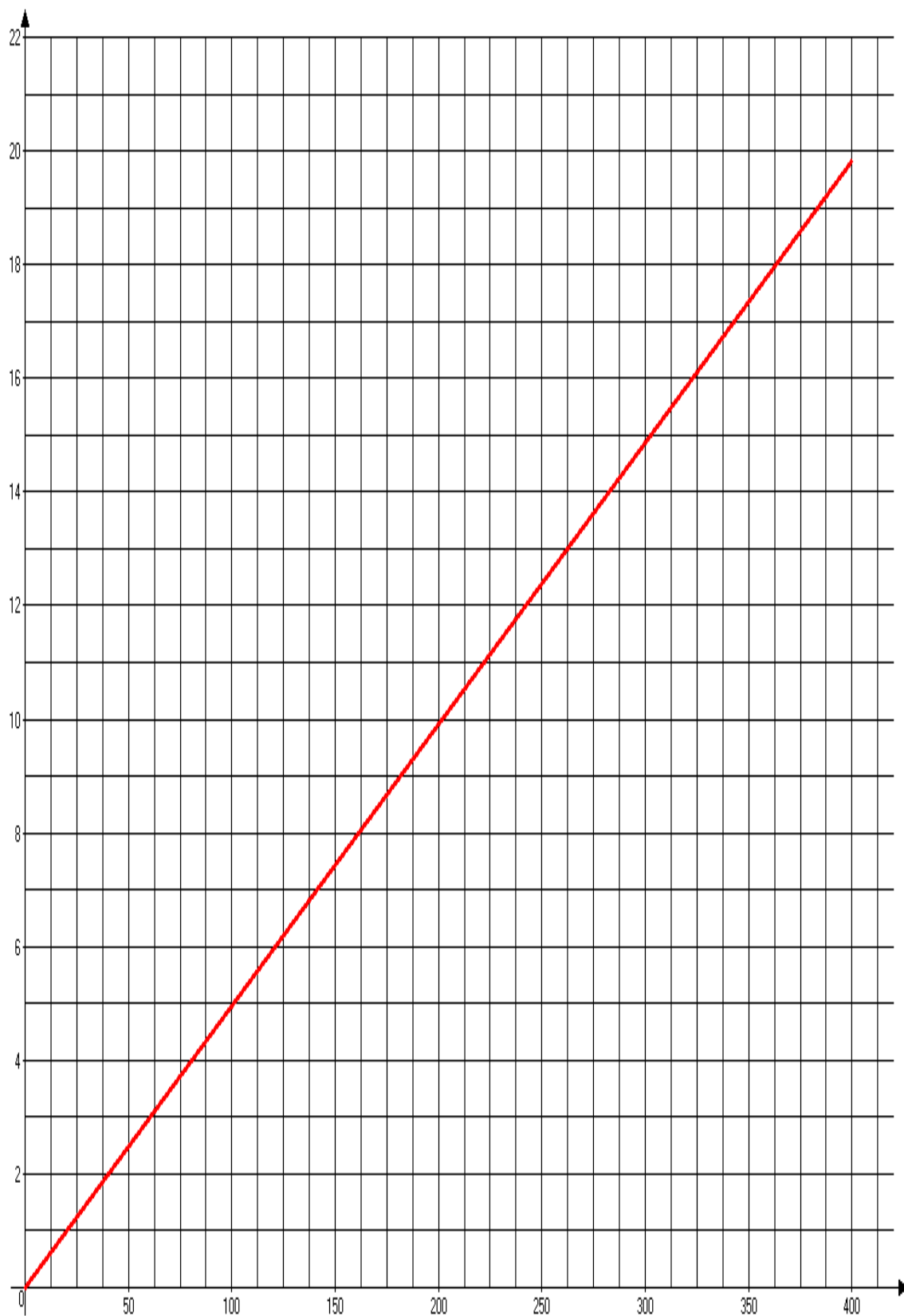


Рис.4.2. Діаграма I - g . Паливо моторне. $\alpha = 2.9$

Паливна частина [8]

Паливо – моторне .

Теоретично необхідна кількість сухого повітря:

$$V^o = 0,0889(C^p + 0,375S_{\text{п}}^p) + 0,267H^p - 0,0333 \cdot O^p;$$

$$V^o = 0,0889(85,505 + 0,375 \cdot 0,7908) + 0,267 \cdot 12,0597 - 0,0333 \cdot 0,494 = 10,8 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Сумарний об'єм газів CO_2 та SO_2 :

$$V_{RO_2} = 0,0187(C^p + 0,375)S_{\text{п}}^p = 0,0187(85,505 + 0,375)0,7908 = 1,6.$$

Теоретичний об'єм водяної пари при $d = 0,01 \text{ кг}/\text{кг}$:

$$V_{H_2O}^o = 0,111H^p + 0,0124W^p + 1,6d \cdot V^o;$$

$$V_{H_2O}^o = 0,111 \cdot 12,0597 + 0,0124 \cdot 1 + 1,6 \cdot 0,01 \cdot 10,8 = 1,57;$$

Дійсний об'єм водяної пари:

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^o + 1,6d \cdot V^o \alpha = 1,57 \cdot 1,6 \cdot 0,01 \cdot 10,8 \cdot 1,15 = 1,769;$$

Теоретичний об'єм азоту:

$$V_{N_2}^o = 0,79 \cdot V^o = 0,79 \cdot 10,8 = 8,532;$$

Повний об'єм продуктів згорання:

$$V_{\Gamma} = V_{RO_2} + V_{N_2}^o + V_{H_2O}^o + (1 + 1,6d)(\alpha - 1)V^o;$$

$$V_{\Gamma} = 1,6 + 8,532 + 1,57 + (1 + 1,6 \cdot 0,01)(1,15 - 1) \cdot 10,8 = 13,55;$$

Парціальний об'єм триатомних газів:

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_{\Gamma}} = \frac{1,6}{13,55} = 0,118;$$

Парціальний об'єм водяної пари:

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{\Gamma}} = \frac{1,769}{13,55} = 0,13;$$

Сума триатомних газів:

$$r_{\text{п}} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,118 + 0,13 = 0,248.$$

					КРБ.6.135.4211.02.04.ПЗ	Арк.
						57
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Ентальпія продуктів повного згорання 1 кг палива:

$$I_{\Gamma} = (V_{RO_2} C_{RO_2} + V_{N_2}^{\circ} C_{N_2} + V_{H_2O}^{\circ} C_{H_2O}) \cdot \vartheta;$$

Ентальпія теоретично необхідної кількості повітря:

$$I_{\text{в}}^{\circ} = V^{\circ} C_{\text{в}} \vartheta.$$

Результати розрахунків представлені у вигляді I - ϑ діаграми (рис.4.3).

4.4. Тепловий баланс котла

Утилізаційна частина [8]

Для розрахунку ентальпій і температур продуктів згорання скористуємось рівнянням теплового балансу по газовій та пароводяній сторонам.

Для паротвірної поверхні утилізаційного газотрубного котла рівняння теплового балансу буде мати вигляд:

$$Q_{\text{по}} = D_{\text{ук}} (i_{\text{н}} - i_{\text{жв}}) = B \cdot \phi (I_{\text{д}} - I_{\text{відх}}),$$

де $D_{\text{ук}} = 500$ кг/год – паропроодуктивність утилізаційної частини;

Витрата палива:

$$B = \frac{g_e \cdot N_e}{3600} = \frac{0,167 \cdot 9600}{3600} = 0,322 \text{ кг/с};$$

Ентальпію газів на вході в котел $I_{\text{д}}$, знаходимо за допомогою $I - \vartheta$ діаграми по $t_{\text{д}} = 260^{\circ} \text{C}$.

$$I_{\text{д}} = 12700 \text{ кДж/кг}.$$

Визначимо ентальпію газів на виході з котла:

$$I_{\text{відх}} = I_{\text{д}} - \frac{D_{\text{ук}} (i_{\text{н}} - i_{\text{жв}})}{B \cdot \phi} = 12700 - \frac{2000(2761,1 - 209,3)}{3600 \cdot 0,322 \cdot 0,98} = 11172,1 \text{ кДж};$$

За допомогою $I - \vartheta$ діаграми знаходимо температуру газів на виході з котла:

$$\vartheta_{\text{відх}} = 180^{\circ} \text{C};$$

					КРБ.6.135.4211.02.04.ПЗ	Арк.
						58
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$I,$
МДж/кг ↑

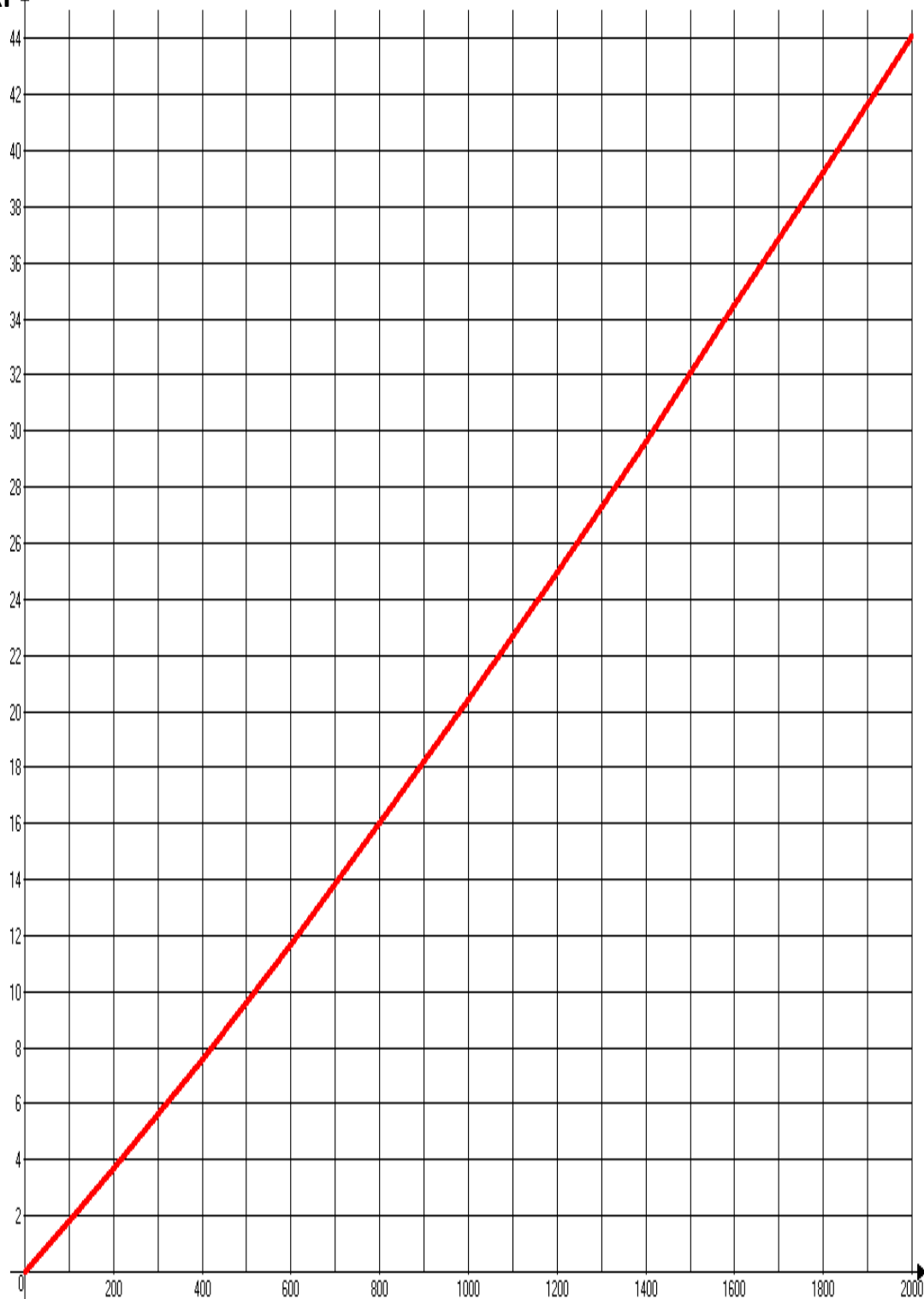


Рис. 4.3. Діаграма $I-P$. Паливо моторне. $\alpha = 1.15$

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.6.135.4211.02.04.ПЗ

Арк.

59

Рівняння теплового балансу УК має наступний вигляд:

$$BI_{\text{д}} = Q_1 + Q_5 + BI_{\text{відх}},$$

де Q_1 – корисна теплосприйняття котла, тобто та частина тепла, яка пішла на отримання пари та гарячої води.

$$Q_1 = Q_{\text{нп}} + Q_{\text{по}} + Q_{\text{эк}}, \text{ кВт},$$

так як в газотрубному пароводяному котлі мається тільки паротвірна поверхня, то

$$Q_1 = Q_{\text{по}} = B\varphi(I_{\text{д}} - I_{\text{відх}}) = 0,322 \cdot 0,98 \cdot (12700 - 11172,1) = 482 \text{ кВт}$$

Q_5 – втрати тепла в навколишнє середовище;

$$Q_5 = 0,035 \cdot B \cdot I_{\text{д}} = 0,035 \cdot 0,322 \cdot 12700 = 143 \text{ кВт}$$

$B \cdot I_{\text{д}}$ – підведена теплота з відпрацьованими газами;

Коефіцієнт використання теплоти:

$$\eta_{\text{ук}} = \frac{Q_{\text{пол}}}{B \cdot I_{\text{д}}} = \frac{Q_1}{B \cdot I_{\text{д}}};$$

Корисна теплота:

$$Q_{\text{пол}} = Q_1 = Q_{\text{по}};$$

$$\eta_{\text{ит}} = 0,38.$$

Паливна частина [8]

Розполагаєма теплота:

$$Q_{\text{р}}^{\text{п}} = Q_{\text{н}}^{\text{п}} + i_{\text{т.л.}} = 40600 + 187,86 \approx 41489 \text{ кДж/кг};$$

Температура підігрітого важкого палива:

$$t_{\text{т.л.}} = 95^\circ \text{C} \text{ (приймаємо);}$$

Теплоємність важкого палива:

$$i_{\text{т.л.}} = (1,74 + 0,0025 \cdot t_{\text{т.л.}}) \cdot t_{\text{т.л.}} = (1,74 + 0,0025 \cdot 95) \cdot 95 = 187,86 \text{ кДж/кг} \cdot \text{K};$$

Відносна втрата теплоти в навколишнє середовище:

$$q_5 = 1\% \text{ (приймаємо);}$$

					КРБ.6.135.4211.02.04.ПЗ	Арк.
						60
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Відносна втрата теплоти з відпрацьованими газами:

$$q_2 = 1 - \eta - q_5 - q_3 = 100 - 86 - 1 - 0.5 = 12.5\%;$$

Втрата теплоти з відпрацьованими газами:

$$Q_2 = \frac{Q_p \cdot q_2}{100} = \frac{41489 \cdot 12.5}{100} = 6370 \text{ кДж/кг};$$

Ентальпія холодного повітря:

$$I_{\text{х.п.}} = \alpha V^\circ C_{\text{вл.п.}} \cdot t_{\text{х.п.}} = 1.15 \cdot 10.8 \cdot 1.32 \cdot 30 = 492.06 \text{ кДж/кг};$$

$$t_{\text{х.п.}} = 30^\circ \text{C};$$

Ентальпія відпрацьованих газів:

$$I_{\text{відх}} = Q_2 + I_{\text{х.п.}} = 6370 + 492.06 = 6862 \text{ кДж/кг};$$

Температура відпрацьованих газів:

$$\vartheta_{\text{yx}} = 370^\circ \text{C} \text{ (діаграма } I-\vartheta \text{)};$$

Витрата палива:

$$B = \frac{D(i_{\text{нп}} - i_{\text{жв}})}{\eta \cdot Q_p} = \frac{0.416 \cdot (2761.1 - 209.3)}{0.86 \cdot 41489} = 0.0298 \text{ кг/с};$$

Теоретична ентальпія газів:

$$I_a = Q_p \left(\frac{100 - q_3}{100} \right) + I_{\text{х.п.}} = 41489 \left(\frac{100 - 0.5}{100} \right) + 492.06 = 41384.8 \text{ кДж/кг};$$

Теоретична температура газів:

$$\vartheta_a = 1890^\circ \text{C} \text{ (діаграма } I-\vartheta \text{)};$$

Розполагаємий теплоперепад:

$$\Delta I = I_a - I_{\text{відх}} = 41384.8 - 6862 = 34522.5 \text{ кДж/кг}.$$

4.5. Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь

Розрахунок поперечного перерізу газотрубного котла [8]

Приймаємо швидкість газу $\omega_r = 30 \text{ м/сек};$

Діаметр труб: внутрішній $d_{\text{вн}} = 32 \text{ мм};$

					КРБ.6.135.4211.02.04.ПЗ	Арк.
						61
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

зовнішній $d_{\text{зов}} = 38\text{мм}$;

товщина $\delta = 3\text{мм}$.

Площа живого перерізу:

$$F_{\text{жп}} = \frac{g_e N_e}{3600} \cdot V_r \left(\frac{\bar{\vartheta} + 273}{273} \right) \cdot \frac{1}{\omega_r},$$

де $\bar{\vartheta}$ - середньоарифметична температура;

$$\bar{\vartheta} = 0,5(t_d + \vartheta_{\text{відх}}) = 0,5(265 + 180) = 225,5^\circ \text{C} ;$$

$$V_r = 35,72\text{м}^3/\text{кг} ;$$

$$F_{\text{жп}} = \frac{0,167 \cdot 16080}{3600} \cdot 35,72 \left(\frac{225,5 + 273}{273} \right) \cdot \frac{1}{30} = 0,47\text{м}^2.$$

Знаходимо кількість труб, Z :

$$F_{\text{жп}} = \left(\frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} \right) \cdot Z,$$

$$\text{звідки } Z = \frac{4F_{\text{жп}}}{\pi d_{\text{вн}}^2} = \frac{4 \cdot 0,47}{3,14 \cdot 0,032^2} = 584,69,$$

приймаємо кількість труб $Z = 585\text{шт.}$

Уточнюємо площу живого перерізу та швидкість газів:

$$F_{\text{жп}} = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} \cdot Z = \frac{3,14 \cdot 0,032^2}{4} \cdot 585 = 0,47\text{м}^2 ;$$

$$\omega_r = \frac{g_e N_e}{3600} \cdot V_r \left(\frac{\bar{\vartheta} + 273}{273} \right) \cdot \frac{1}{F_{\text{жп}}} ;$$

$$\omega_r = \frac{0,179 \cdot 6480}{3600} \cdot 35,72 \cdot \left(\frac{225,5 + 273}{273} \right) \cdot \frac{1}{0,47} = 30\text{ м/сек} ;$$

Приймаємо крок труб у пучку S :

При ввальцовці в трубні дошки $S \geq 1,3d$

$$S = 50\text{мм}.$$

Креслимо ескіз та знаходимо діаметр корпуса котла D ;

Розбивка трубної дошки виконана за схемою рівностороннього трикутника. Діаметр корпуса котла $D = 3500\text{мм}$.

					КРБ.6.135.4211.02.04.ПЗ	Арк.
						62
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Конструктивний тепловий розрахунок утилізаційної частини котла [8]

Метою конструктивного теплового розрахунку є визначення площі поверхні нагріву, яка повинна забезпечувати задану паропродуктивність.

Площа поверхні нагріву визначається шляхом сумісного рішення:

- рівняння теплопередачі:

$$Q = HK\Delta t;$$

- рівняння теплового балансу:

$$Q = D_{\text{ук}} (i_{\text{н}} - i_{\text{жв}}) = \frac{700}{3600} (2763 - 251,2) = 329 \text{ кВт};$$

- площа поверхні нагріву H :

$$H = \frac{Q}{K\Delta t},$$

де Δt – температурний напір;

$$\Delta t = \frac{\vartheta_{\text{д}} - \vartheta_{\text{відх}}}{\ln \frac{\vartheta_{\text{д}} - t_{\text{s}}}{\vartheta_{\text{відх}} - t_{\text{s}}}} = 38,6^{\circ} \text{C}.$$

K – коефіцієнт теплопередачі,

$$K = \Psi(\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}),$$

де Ψ - коефіцієнт теплової ефективності;

$$\Psi = 0,6.$$

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням не враховується, так як температура газів нижче 300°C ;

$\alpha_{\text{к}}$ – коефіцієнт тепловіддачі конвекцією при течії газів всередині труб:

$$\alpha_{\text{к}} = 0,023 \frac{\lambda}{d_{\text{е}}} \left(\frac{\omega_{\text{г}} \cdot d_{\text{е}}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot P_r^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l,$$

де C_t – поправка, яка враховує вплив температурного фактора на величину $\alpha_{\text{к}}$.

При охолодженні газів $C_t = 1$;

C_l – поправка, яка враховує вплив довжини каналу на $\alpha_{\text{к}}$, так як $l/d \geq 50$

					КРБ.6.135.4211.02.04.ПЗ	Арк.
						63
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$C_l = 1;$$

d_e – еквівалентний діаметр робочого каналу;

$$d_e = d_{\text{вн}} = 32 \text{ мм};$$

ω_r – швидкість газів;

$$\omega_r = 30 \text{ м/с}.$$

Фізичні параметри:

$$\lambda_r = 4,06 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м} \cdot \text{К} - \text{коефіцієнт теплопровідності}; \quad \nu = 33,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} -$$

коефіцієнт кінематичної в'язкості; $P_r = 0,64$ – критерій Прандтля;

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{4,06 \cdot 10^{-2}}{32 \cdot 10^{-3}} \cdot \left(\frac{30 \cdot 32 \cdot 10^{-3}}{33,5 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,64^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 = 106,76 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К},$$

$$K = 0,6 \cdot 106,76 = 80,07 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К};$$

$$H = \frac{329 \cdot 10^3}{38,6 \cdot 80,07} = 106,45 \text{ м}^2.$$

Довжина труб:

$$l = \frac{H}{\pi d_{\text{ср}} \cdot Z};$$

$$d_{\text{ср}} = \frac{38 + 32}{2} = 35 \text{ мм};$$

$$l = \frac{106,45}{3,14 \cdot 0,035 \cdot 585} = 1,66 \text{ м}.$$

Тепловий розрахунок топки паливної частини котла [8]

Питома потужність топки:

$$q_t = 1,0 \cdot 10^3 \text{ кВт/м}^3 \text{ (приймаємо);}$$

Об'єм топки:

$$V_t = \frac{B \cdot Q_p^p}{q_t} = \frac{0,221 \cdot 41098,2}{1,0 \cdot 10^3} = 9,08 \text{ м}^3;$$

					КРБ.6.135.4211.02.04.ПЗ	Арк.
						64
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Кількість форсунок:

$$N = 1 \text{ (приймаємо);}$$

Розрахункова продуктивність однієї форсунки:

$$B_{\phi} = B/N = 0,221/1 = 0,221 \text{ кг/с};$$

Витрата повітря крізь отвір фурми ($P \approx 0,1 \text{ МПа}$):

$$V_{\phi}^{\text{сек}} = \frac{\alpha \cdot V^0 \cdot B_{\phi} (t_{\text{хп}} + 273)}{273} = \frac{1,15 \cdot 10,1 \cdot 0,221 (30 + 273)}{273} = 3,06 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Швидкість повітря у отворі фурми:

$$W'_{\phi} = 30 \text{ м/с};$$

Живий переріз отвору фурми:

$$f' = V_{\phi}^{\text{сек}} / W'_{\phi} = 3,06/30 = 0,102 \text{ м}^2;$$

Діаметр отвору фурми:

$$d'_{\phi} = \sqrt{f'/0,785} = 0,102/0,785 = 0,15 \text{ м};$$

Округляємо до стандартного розміру:

$$d_{\phi} = 0,18 \text{ м};$$

Прийнятий живий переріз отвору фурми:

$$f = 0,785 \cdot d_{\phi}^2 = 0,785 \cdot 0,18^2 = 0,025 \text{ м}^2;$$

Дійсна швидкість повітря у отворі фурми:

$$\omega = V_{\phi} / f = 3,06/0,025 = 122,4 \text{ м/с};$$

Довжина топки:

$$L_{\tau} = A \sqrt{B_{\phi}} = 4,8 \cdot \sqrt{0,221} = 2,27 \text{ м};$$

Ширина топки:

$$D_{\tau} = D - 0,2 = 2,3 \text{ м};$$

$$V_{\tau} = \frac{\pi D_{\tau}^2}{4} \cdot h_{\tau} \Rightarrow h_{\tau} = V_{\tau} / \frac{\pi D_{\tau}^2}{4} = \frac{9,08 \cdot 4}{3,14 \cdot 2,3^2} = 2,19 \text{ м};$$

					КРБ.6.135.4211.02.04.ПЗ	Арк.
						65
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Промінесприймаюча поверхня нагріву топки:

$$H_{\text{л}} = \pi D_{\text{т}} \cdot h_{\text{т}} - \frac{\pi d_{\text{ф}}^2}{4} + 2 \frac{\pi D_{\text{т}}^2}{4};$$

$$H_{\text{л}} = 3,14 \cdot 2,3 \cdot 2,19 - \frac{3,14 \cdot 0,18^2}{4} + 2 \frac{3,14 \cdot 2,19^2}{4} = 23,32 \text{ м}^2;$$

Повна поверхня стін топки:

$$H_{\text{ст.}} = \pi D_{\text{т}} \cdot h_{\text{т}} + \frac{\pi D_{\text{т}}^2}{4} \cdot 2 = 3,14 \cdot 2,3 \cdot 2,19 + \frac{3,14 \cdot 2,3^2}{4} \cdot 2 = 24,12 \text{ м}^2;$$

Розрахунок теплообміну в топці [8]

Температура газів за топкою:

$$\vartheta_{\text{зт}} = 1200^\circ \text{C} \text{ (приймаємо);}$$

Ентальпія газів на виході з топки:

$$I_{\text{з.т.}} = 25100 \text{ кДж/кг} \text{ (діаграма } I-\vartheta \text{);}$$

Ступінь екранування топки:

$$\psi = H_{\text{л}} / H_{\text{ст}} = 23,32 / 24,12 = 0,9.$$

Середня сумарна теплоємність газів:

$$\Sigma(V_{\text{с}})i = \frac{I_{\text{а}} - I_{\text{з.т.}}}{\vartheta_{\text{а}} - \vartheta_{\text{з.т.}}} = \frac{41384,8 - 25100}{1890 - 1200} = 23,60 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К};$$

Постійна випромінювання абсолютно чорного тіла:

$$\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-11} \text{ кВт/м}^2 \cdot \text{К}^4;$$

Критерій Больцмана ($T_{\text{а}} = \vartheta_{\text{а}} + 273 = 1890 + 273 = 2163 \text{ К}$):

$$B'_0 = \frac{\varphi B \cdot \Sigma(V_{\text{с}})i}{\sigma_0 H_{\text{л}} T_{\text{а}}^3} = \frac{0,98 \cdot 0,221 \cdot 23,60}{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 23,32 \cdot 2163^3} = 0,3820;$$

Коефіцієнт: $C = 0,100$;

Безрозмірна температура газів на виході з топки:

$$\theta_{\text{з.т.}} = 1 - \frac{C}{B'_0} = 1 - \frac{0,100}{0,3820} = 0,738;$$

					КРБ.6.135.4211.02.04.ПЗ	Арк.
						66
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Температура газів на виході з топки:

$$\vartheta_{\text{з.т.}} = \theta_{\text{з.т.}} \cdot T_{\text{а}} - 273 = 0,738 \cdot 2163 - 273 = 1223^{\circ} \text{C};$$

$$T_{\text{з.т.}} = \theta_{\text{з.т.}} \cdot T_{\text{а}} = 0,738 \cdot 2163 = 1596 \text{K};$$

Ентальпія газів на виході з топки (I - ϑ діаграма):

$$I_{\text{з.т.}} = 25500 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

Теплова потужність, яка сприймається випромінюванням в топці:

$$Q_{\text{л}} = \varphi \cdot B(I_{\text{а}} - I_{\text{з.т.}}) = 0,98 \cdot 0,221(41384,8 - 25500) = 3007 \text{кВт};$$

Коефіцієнт прямої віддачі:

$$H = \frac{100 \cdot Q_{\text{л}}}{B \cdot I_{\text{а}}} = \frac{100 \cdot 3007}{0,221 \cdot 41384,8} = 32,9\%.$$

Тепловий розрахунок конвективного паротвірного пучка труб [8]

Зовнішній діаметр труб:

$$d_{\text{тр.}} = 0,038 \text{м};$$

Крок:

$$\text{Поперечний } S_1 = 0,055 \text{м};$$

$$\text{Подовжній } S_2 = 0,040 \text{м};$$

Задаємось значеннями T і S :

$$T = 1,8 \text{м};$$

$$S = 1,2 \text{м};$$

Визначимо кількість труб одного ряду:

$$Z_1 = T/S_1 = 1,8/0,55 = 33 \text{ (труб)};$$

Середня швидкість газів:

$$\omega_{\text{г}} = \frac{B \cdot V_{\text{г}}(\vartheta_{\text{сп}} + 273)}{273 \cdot F_{\text{сеч}}} = \frac{0,221 \cdot 13,55(846,5 + 273)}{273 \cdot 0,87} = 13 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

Живий переріз для проходження газів:

$$F_{\text{сеч.}} = T \cdot S - S \cdot d \cdot Z_1 = 1,8 \cdot 1,2 - 1,2 \cdot 0,038 \cdot 37 = 0,87 \text{м}^2;$$

					КРБ.6.135.4211.02.04.ПЗ	Арк.
						67
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Середня температура газів:

$$g_{\text{ср.}} = \frac{g_{\text{відх}} + g_{\text{з.т.}}}{2} = \frac{370 + 1323}{2} = 846,5^{\circ} \text{C}.$$

Коефіцієнт теплопроводності газів:

$$\lambda_r = 9,02 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м} \cdot \text{К};$$

Коефіцієнт кінематичної в'язкості газів:

$$\nu_r = 128,89 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

Критерій Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{\omega_r \cdot d}{\nu_r} = \frac{13 \cdot 0,038}{128089 \cdot 10^{-6}} = 3,8 \cdot 10^3;$$

Коефіцієнт забруднення труб:

$$E = 6,680 \cdot 10^{-3};$$

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією:

$$\alpha_k = C_s \cdot C_z \cdot \lambda/d \left(\frac{\omega \cdot d}{\nu} \right)^{0,6} \cdot P_r^{0,33};$$

Відносний діагональний крок:

$$S'_2/d = \sqrt{0,25(S_1/d)^2 + (S_2/d)^2} = \sqrt{0,25 \cdot 1,45^2 + 1,05^2} = 1,28.$$

Геометричний комплекс:

$$\frac{S_1/d - 1}{S'_2/d - 1} = \frac{1,45 - 1}{1,28 - 1} = 1,6;$$

Коефіцієнт форми C_s :

$$\text{Так як } 0,1 < \frac{S_1/d - 1}{S'_2/d - 1} \leq 1,7, \text{ то}$$

$$C_s = 0,34 \left(\frac{S_1/d - 1}{S'_2/d - 1} \right)^{0,1} = 0,34 \left(\frac{0,055/0,038 - 1}{0,040/0,038 - 1} \right)^{0,1} = 0,42;$$

Коефіцієнт, який враховує кількість рядів труб у шаховому пучку C_z :

$$\text{так як } Z_1 > 10, \text{ то } C_z = 1,0;$$

					КРБ.6.135.4211.02.04.ПЗ	Арк.
						68
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Критерій Прандтля:

$$Pr = 0,6;$$

$$\alpha_k = 0,42 \cdot 1,0 \frac{9,02 \cdot 10^{-2}}{0,038} \left(\frac{13 \cdot 0,038}{128,89 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,6} \cdot 0,6^{0,33} = 107 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К};$$

Ефективна товщина випромінюючого шару:

$$S = 0,9d \left(4/\pi \cdot \frac{S_1 \cdot S_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \left(4/3,14 \cdot \frac{0,055 \cdot 0,040}{0,038^2} - 1 \right) = 0,032 \text{ м};$$

Коефіцієнт послаблення проміней газами:

$$K = \left(\frac{2,47 + 5,06 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{P_{\text{п}} \cdot S}} - 1,02 \right) \left(1 - 0,37 \frac{1596}{1000} \right) 0,248 = 11,2 \text{ 1/МПа} \cdot \text{м};$$

Ступінь чорності триатомних газів:

$$a_r = 1 - e^{-(\kappa \cdot p \cdot s)} = 1 - e^{-(11,2 \cdot 0,10 \cdot 0,032)} = 0,04;$$

Густина теплового потоку поверхні нагріву:

$$q_{\text{п.н.}} = 3 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2;$$

Температура зовнішньої поверхні забруднень:

$$T_{\text{з.}} = t_s + E \cdot q_{\text{п.н.}} + 273 = 170 + 6,68 \cdot 10^{-3} \cdot 3 \cdot 10^4 + 273 = 643,4 \text{ К};$$

Постійне випромінювання абсолютно чорного тіла:

$$\sigma_o = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}^4;$$

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням:

$$\alpha_{\text{л}} = \sigma_o \cdot a_r \cdot T_{\text{сп.}}^3 \frac{1 - (T_{\text{з.}}/T_{\text{сп.}})^{3,6}}{1 - (T_{\text{з.}}/T_{\text{сп.}})};$$

$$\alpha_{\text{л}} = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 0,04 \cdot 1261^3 \frac{1 - (643,4/1261)^{3,6}}{1 - (643,4/1261)} = 3,72 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К};$$

Коефіцієнт теплової ефективності:

$$\psi = 0,6;$$

Коефіцієнт теплопередачі від газів до стінки:

$$K = \psi(\alpha_k + \alpha_{\text{л}}) = 0,6(107 + 3,72) = 66,4 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К};$$

					КРБ.6.135.4211.02.04.ПЗ	Арк.
						69
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Середній температурний напір:

$$\Delta t = \frac{\vartheta_{3.т.} - \vartheta_{відх}}{l_n \frac{\vartheta_{3.т.} - t_s}{\vartheta_{ex} - t_s}} = 483^\circ C;$$

Поверхня нагріву паротвірного пучка:

$$H_{по} = \frac{10^6 \cdot Q_{по}}{K \cdot \Delta t} = \frac{10^6 \cdot 4,835}{66,4 \cdot 483} = 150,7 \text{ м}^2;$$

Потужність конвективного паротвірного пучка:

$$Q_{по} = D(i_{н.п.} - i_{ж.в.}) - Q_{л} = 3,19(2,748 - 0,378) - 3,007 = 4,835 \text{ мВт};$$

Кількість рядів труб:

$$Z_2 = H_{по} / H_1 = \frac{150,7}{4,7} = 34,7 \text{ (рядів)}.$$

Розрахункова поверхня нагріву одного ряду труб:

$$H_1 = \pi d \cdot Z_1 \cdot S = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 33 \cdot 1,2 = 4,7 \text{ м}^2;$$

Прийнята кількість рядів:

$$Z_2 = 35 \text{ (рядів)}.$$

Висновок:

Було здійснено техніко-термодинамічний аналіз та конструктивно-тепловий розрахунок комбінованого котла Aalborg ОС-ТСі.

Проведено порівняльний аналіз із раніше встановленим котлом Kangrim, на основі якого обґрунтовано доцільність впровадження більш сучасної конструкції Aalborg ОС-ТСі. Виконані розрахунки процесу горіння, тепловий баланс, параметри теплообміну в топці та в конвективному пучку підтвердили відповідність обраного обладнання заданим технічним вимогам. Результати свідчать про високу теплову ефективність котла, можливість стабільної роботи в різних режимах експлуатації та забезпечення паропродуктивності до 2,5 т/год при мінімальних теплових втратах.

					КРБ.6.135.4211.02.04.ПЗ	Арк.
						70
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4211.02.05.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
					Визначення характеристик загальноосуднової осушувальної системи	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Баранюк В.Д.						71	16
						НУК		
Керівник	Коробейнікова Н.В.							

РОЗДІЛ 5 Визначення характеристик загальносуднової системи

5.1. Розробка розгорнутої принципової схеми

5.1.1. Вимоги, що застосовуються до системи.

Осушувальна система є однією з критично важливих суднових систем, що забезпечує безпечну експлуатацію судна шляхом своєчасного видалення заборотної та фільтраційної води з приміщень корпусу. Її проектування, монтаж та експлуатація регламентуються низкою міжнародних та національних нормативно-правових актів.

У цьому розділі розглянуто основні нормативно-правові документи та міжнародні конвенції, що регламентують проектування суднових осушувальних систем на міжнародному та національному рівнях. Вимоги цих документів охоплюють технічні стандарти, процедури перевірки та сертифікації, а також критерії безпечного розміщення і експлуатації обладнання системи осушення. Зокрема, вони визначають вимоги до розташування, конструктивних особливостей та функціональності осушувальних систем, які включають насоси, трубопроводи, зворотні клапани, аварійні засоби осушення та системи контролю. Ці системи забезпечують ефективне видалення води з усіх водонепроникних

Проектування, монтаж та експлуатація осушувальних систем на морських судах регулюються низкою міжнародних нормативних актів і конвенцій, що мають на меті забезпечення безпеки судноплавства та запобігання аварійним ситуаціям. Основні міжнародні документи, що встановлюють вимоги до осушувальних систем, включають:

- **Міжнародна конвенція з охорони людського життя на морі (SOLAS)[9]** – встановлює мінімальні вимоги до наявності, продуктивності та функціональності осушувальних систем на судах, включаючи аварійні осушувальні засоби, розділення систем за зонами та вимоги до їх резервування.
- **Міжнародна конвенція про запобігання забрудненню з суден (MARPOL)[10]** – визначає обмеження щодо скидання води, що може містити залишки забруднень або нафтопродуктів, у межах дії осушувальних систем.

- **Міжнародний кодекс з протипожежної безпеки (FTP Code)** – у контексті безпеки іноді містить вимоги до конструктивного виконання систем, пов'язаних з ізоляцією приміщень, які можуть заповнюватися водою.

- **Резолюції та циркуляри IMO (International Maritime Organization)** – надають додаткові рекомендації щодо проектування, технічного обслуговування і перевірки осушувальних систем. [11]

В Україні функціонування, технічне обслуговування та проектування суднових осушувальних систем регламентується низкою національних нормативно-правових актів, стандартів та технічних вимог, що адаптовані до міжнародної практики судноплавства. Основними нормативними джерелами є:

- **Правила класифікації і побудови морських суден Регістру судноплавства України (РСУ)** – встановлюють обов'язкові технічні вимоги до осушувальних систем на всіх етапах їх життєвого циклу: проектування, встановлення, випробування, експлуатація та модернізація. Зокрема, зазначаються вимоги до кількості насосів, їх продуктивності, резервування, розміщення трубопроводів та запірної арматури. [12]

- **Технічний регламент морського обладнання** (затверджений постановою Кабінету Міністрів України) – визначає процедури оцінки відповідності елементів осушувальних систем, що встановлюються на судах під українським прапором, відповідно до міжнародних стандартів (включаючи вимоги SOLAS та MARPOL). [13]

- **Державні стандарти України (ДСТУ)**, що стосуються суднобудування та безпеки на водному транспорті – наприклад, стандарти, які регламентують методи випробування насосного обладнання, проектування систем трубопроводів та матеріальні вимоги до компонентів. [14]

- **Кодекс торговельного мореплавства України** – визначає загальні вимоги до технічного стану та безпеки експлуатації суден, зокрема систем, що впливають на плавучість і остійність. [15]

- **Інші галузеві нормативи, інструкції та методичні рекомендації**, видані Міністерством розвитку громад, територій та інфраструктури України, а також Інспекцією з підготовки та дипломування моряків (ІПДМ). [16]

Виконання вимог національного законодавства є обов'язковим для всіх суден під українським прапором, а також для суднобудівних і ремонтних підприємств, що працюють у межах української юрисдикції.

Осушувальні системи балкерів повинні відповідати особливим вимогам, зумовленим специфікою їх конструкції – наявністю великих вантажних трюмів, протяжних трюмних тунелів, низько розташованих відсіків та можливістю накопичення води у важкодоступних зонах. Міжнародні нормативні акти, які регулюють функціонування таких систем, включають:

- **Конвенція SOLAS (Safety of Life at Sea)** – встановлює обов'язкові вимоги до наявності, розташування, продуктивності та резервування осушувальних насосів. Окремо регламентується осушення машинного відділення, трюмів, форпіку та ахтерпіку. [9]
- **Конвенція MARPOL (Annex I)** – визначає екологічні обмеження щодо скидання вод, які можуть містити нафтовмісні або інші забруднюючі речовини, що особливо актуально для машинного відділення. [10]
- **FSS Code (у контексті інтеграції з системами безпеки судна)** – передбачає вимоги до дублювання систем, сигналізації, контролю рівня води в різних відсіках і швидкого реагування в аварійних ситуаціях.

5.2. Гідравлічний розрахунок системи

Для балкера NING MAY спроектована осушувальна система, яка є критично важливою для забезпечення безпеки судна під час навантаження, транспортування та розвантаження вантажів.

Система призначена для своєчасного відведення води, що може накопичуватися в вантажних трюмах, подвійних днищах, машинних відділеннях та інших конструктивних порожнинах судна. Ефективна робота системи є запорукою стабільності балкера та збереження вантажу.

Як правило, осушувальна система складається з таких основних елементів:

- магістральних трубопроводів з відгалуженнями до всіх водонепроникних відсіків;
- датчика нафтовмісту;

					КРБ.6.135.4211.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

- осушувальних насосів (основних та аварійних);
- водозабірних пристроїв (донних ящиків, забірних патрубків);
- незворотних клапанів та запірної арматури;
- системи керування (ручної або автоматичної);
- сигналізації рівня води в контрольованих відсіках;
- колекторів або ліній скидання за борт.

Усі елементи повинні бути виготовлені з матеріалів, стійких до морського середовища, та мати відповідні сертифікати. Їх розміщення має враховувати доступність для обслуговування, надійність у довготривалій експлуатації та відповідність класу вибухозахисту в окремих приміщеннях судна.

Розташування осушувальної системи під кормовою надбудовою на балкері NING MAY (як і на більшості суден такого типу) має цілком обґрунтовані технічні та експлуатаційні причини адже кормова частина судна – це місцезнаходження машинного відділення (де зазвичай знаходяться головні та допоміжні насоси), електричні щити, системи керування, сигналізації та джерела живлення, також таке розташування дозволяє зробити зручний доступ до трубопроводу, арматури та контролюючого обладнання.

Централізоване розташування насосного обладнання в кормі дозволяє мінімізувати довжину напірних і зливних ліній, що знижує гідравлічні втрати.

Відвід води за борт також найчастіше відбувається в кормовій частині судна.

Після виявлення надходження рідин (наприклад, у разі протікання чи затоплення), осушувальні насоси автоматично або вручну вмикаються та подають рідини з відсіків у трубопровідну систему. У системі обов'язково передбачено незворотні клапани для запобігання зворотному надходженню рідин. Рідина спочатку транспортується до датчика нафтовмісту (після датчика встановлено фільтр, який відфільтровує воду від нафтовмістних рідин якщо протікло пальне або інша паливна рідина, після чого воно перенаправляється в цистерну для збору шламу) аби не забруднювати навколишнє середовище.

					КРБ.6.135.4211.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		75

5.2.1. Основні розрахункові параметри системи

Приймаємо: $v_B = 2(\text{м/с})$; $v_H = 2,5(\text{м/с})$

Визначимо внутрішній діаметр всмоктуючої магістралі і відгалужень.

$$d_m = 1,68\sqrt{L(B + D)} + 25 = 1,68\sqrt{229 \cdot (36 + 20)} + 25 = 0,215\text{м}$$

де L - довжина, B - ширина, D – висота судна відповідо

Також визначимо діаметр відгалуження у вантажних трюмах.

$$d_b = 2,15\sqrt{l(B + D)} + 25 = 2,15\sqrt{9 \cdot (36 + 20)} + 25 = 0,073\text{ м}$$

Розрахуємо сумарну подачу осушних насосів $\text{м}^3/\text{с}$

$$\sum Q_{oc} = \frac{\pi d_M^2}{4} v_B = \frac{3,14 \cdot 0,250^2}{4} \cdot 2 = 0,098$$

$$Q_{oc} = \frac{\pi d_e^2}{4} v_B = \frac{3,14 \cdot 0,080^2}{4} \cdot 2 = 0,01$$

Далі розрахуємо діаметр напірної магістралі

$$d_M = \sqrt{\frac{4 \cdot \sum Q_{oc}}{\pi \cdot v_H}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,098}{3,14 \cdot 2,5}} = 0,223\text{ мм}$$

Виходячи з розрахунків приймаємо:

Внутрішній діаметр для труби всмоктуючої магістралі 250 мм

Для труб відгалуження приймемо 80 мм

Для труби напірної магістралі 250 мм

Задля спрощення розрахунків, переведемо діаметр труб з міліметрів в метри:

$$250/1000 = 0,25\text{ м}$$

$$80/1000 = 0,08\text{ м}$$

5.2.2 Визначення розрахункової ділянки системи

Для розрахунку будемо вважати що насос підібрано правильний, якщо його потужності вистачає для осушування найвіддаленішого резервуара преміщення, де виникла протічка.

Початковою точкою розрахункової частини буде найближчий трюм до носу судна, а кінцевою для вибросу рідини. Розрахункова частина, з розподілом на ділянки наведена на рис.5.1.

					КРБ.6.135.4211.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

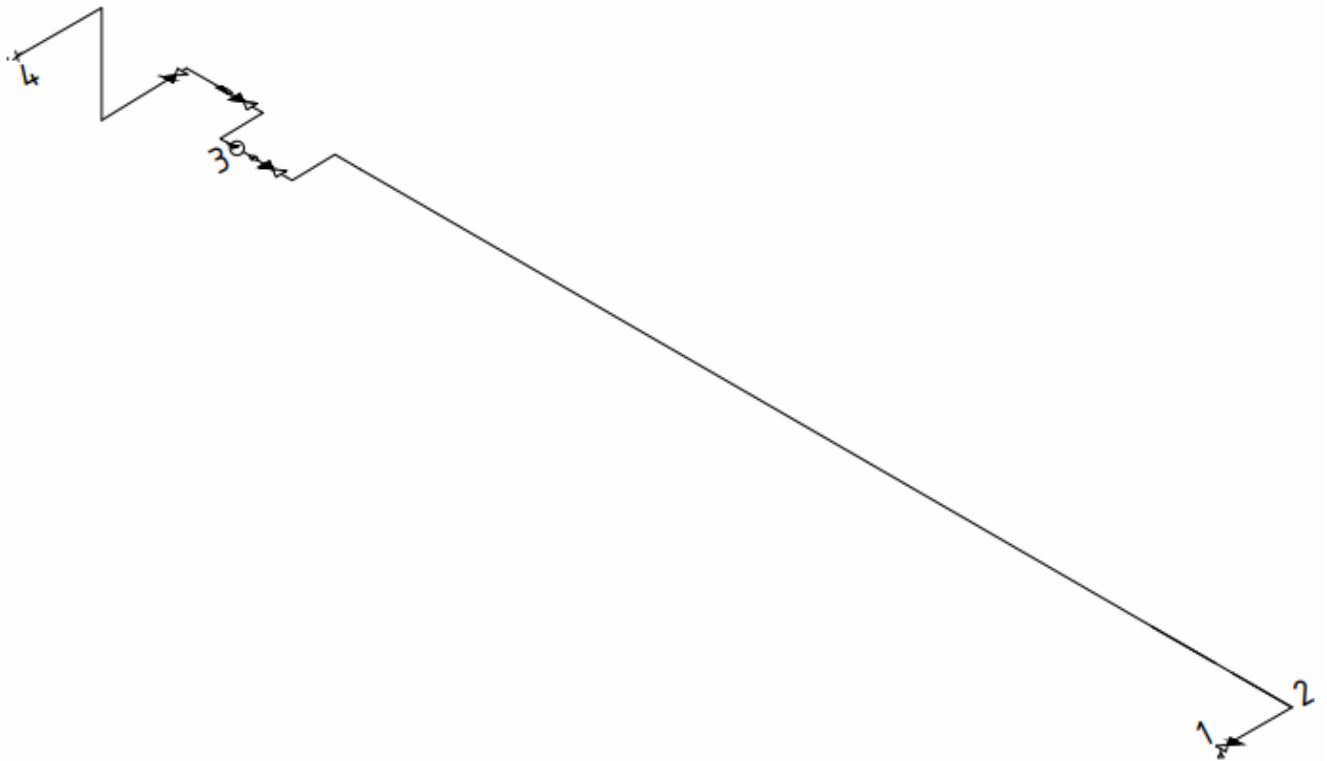


Рис.5.1. Розрахункова ділянка

5.2.3 Гідравлічний розрахунок трубопроводу системи

Виходячи з рис. 5.2. коефіцієнти місцевого опору розраховується тільки для горизонтальної ділянки, адже вертикальна ділянка відсутня. Числові данні місцевого опору для ділянок, та їх сума буде наведенна нижче в табл. 5.1.

Таблиця 5.1. Коефіцієнти місцевих опорів розрахункової ділянки.

Ділянка	Місцеві опори, їх кількість	Коефіцієнти	Сумарний коефіцієнт місцевих опорів
1 - 2	вхід в трубу - 1	0,7	6,8
	відвід під 90° - 2	1,6	
	клапан незворотний прохідний - 1	4,5	
2 - 3	відвід під 90° - 2	1,6	17,1
	клапан незворотний прохідний - 1	4,5	
	фільтр - 1	11	
3 - 4	відвід під 90° - 5	4	13,5
	клапан незворотний прохідний - 2	9	
	вихід з трубу - 1	0,5	

Гідравлічний розрахунок при подачі $Q = 100, 80$ та 120% наведені нижче в таблицях 5.2 – 5.5

Таблиця 5.2 Гідравлічний розрахунок втрат напору горизонтальної ділянки при подачі 100% від номінального значення

№	Параметр	Позначення	Номер ділянки		
			1-2	2-3	3-4
1	Подача, м ³ /с	Q	0,01	0,098	0,098
2	Температура °С	T	20		
3	Густина води, кг/м ³	ρ	1025		
4	Кінематична в'язкість, м ² /с	ν	0,000004		
5	Діаметр труби, м	d	0,08	0,25	0,25
6	Довжина вертикальних ділянок, м	$\Delta z = z_i - z_{i-1}$	1,5	0	11
7	Статична складова напору, м.вод.ст.	$H_{cm} = z\rho g 10^{-4}$	1,50675	0	11,0495
8	Довжина ділянки, м	l	10,338	162,648	67,77
9	Абсолютна шорсткість, мм	Δ	0,0001		
10	Швидкість, м/с	$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$	1,990	1,997	1,997
11	Число Рейнольдса	$Re = \frac{vd}{\nu}$	39808	124840	124840
12	Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0.11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)$	0,026	0,019	0,019
13	Коефіцієнти місцевих опорів	$\sum \xi$	6,8	17,1	13,5
14	Місцеві втрати напору, м.вод.ст.	$= \sum \xi \frac{v^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	1,40889116	3,567933141	2,81678932
15	Втрати напору на тертя, м.вод.ст.	$= \lambda \frac{lv^2 \rho}{2gd} 10^{-3}$	0,687	2,618	1,091
16	Сумарні втрати напору на ділянці, м.вод.ст.	$H_{сум} = H_{тр} + H_{cm} + H_{мест}$	3,602	6,186	14,957
17	Втрати напору при номінальній подачі, м вод.ст.		24,745		

Таблиця 5.3 Гідравлічний розрахунок втрат напору горизонтальної ділянки при подачі 80% від номінального значення

№	Параметр	Позначення	Номер ділянки		
			1-2	2-3	3-4
1	Подача, м3/с	Q	0,008	0,0784	0,0784
2	Температура °C	T	20		
3	Густина води, кг/м3	ρ	1025		
4	Кінематична в'язкість, м2/с	ν	0,000004		
5	Діаметр труби, м	d	0,08	0,25	0,25
6	Довжина вертикальних ділянок, м	$\Delta z = z_i - z_{i-1}$	1,5	0	11
7	Статична складова напору, м.вод.ст.	$H_{cm} = z \rho g 10^{-4}$	1,50675	0	11,0495
8	Довжина ділянки, м	l	10,338	162,648	67,77
9	Абсолютна шорсткість, мм	Δ	0,0001		
10	Швидкість, м/с	$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$	1,592	1,598	1,598
11	Число Рейнольдса	$Re = \frac{vd}{\nu}$	31847	99872	99872
12	Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0.11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)$	0,027	0,020	0,020
13	Коефіцієнти місцевих опорів	$\sum \xi$	6,8	17,1	13,5
14	Місцеві втрати напору, м.вод.ст.	$= \sum \xi \frac{v^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	0,90169034	2,28347721	1,80274517
15	Втрати напору на тертя, м.вод.ст.	$= \lambda \frac{lv^2 \rho}{2g d} 10^{-3}$	0,455	1,733	0,722
16	Сумарні втрати напору на ділянці, м.вод.ст.	$H_{sum} = H_{тр} + H_{cm} + H_{мест}$	2,863	4,016	13,574
17	Втрати напору при номінальній подачі, м вод.ст.		20,454		

Таблиця 5.4 Гідравлічний розрахунок втрат напору горизонтальної ділянки при подачі 120% від номінального значення

№	Параметр	Позначення	Номер ділянки		
			1-2	2-3	3-4
1	Подача, м3/с	Q	0,012	0,1176	0,1176
2	Температура °C	T	20		
3	Густина води, кг/м3	ρ	1025		
4	Кінематична в'язкість, м2/с	ν	0,000004		
5	Діаметр труби, м	d	0,08	0,25	0,25
6	Довжина вертикальних ділянок, м	$\Delta z = z_i - z_{i-1}$	1,5	0	11
7	Статична складова напору, м.вод.ст.	$H_{cm} = z \rho g 10^{-4}$	1,50675	0	11.0495
8	Довжина ділянки, м	l	10,338	162,648	67,77
9	Абсолютна шорсткість, мм	Δ	0,0001		
10	Швидкість, м/с	$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$	2,389	2,397	2,397
11	Число Рейнольдса	$Re = \frac{vd}{\nu}$	47770	149808	149808
12	Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0.11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)$	0,025	0,019	0,019
13	Коефіцієнти місцевих опорів	$\sum \xi$	6,8	17,1	13,5
14	Місцеві втрати напору, м.вод.ст.	$= \sum \xi \frac{v^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	2,02880328	5,13782372	4,05617662
15	Втрати напору на тертя, м.вод.ст.	$= \lambda \frac{lv^2 \rho}{2g d} 10^{-3}$	0,964	3,676	1,532
16	Сумарні втрати напору на ділянці, м.вод.ст.	$H_{cum} = H_{tr} + H_{cm} + H_{мест}$	4,500	8,814	16,637
17	Втрати напору при номінальній подачі, м вод.ст.		29,951		

5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на міцність трубопроводу

В основу системи відноситься насос марки Д630-90 від підприємства СЛЕМЗ, який забезпечує осушення приміщень, резервуарів відведених під осушувальну установку.



Характеристика	Значення
Q м³/год	630
Напір, м	90
P, кВт	250
N, об/хвил	1500
ККД, %	77
Кавіт. запас, м	<5,5
Витік л/год	0,2 ... 7

Рис. 5.2. Загальний вигляд та характеристики насосу Д630-90 [17]

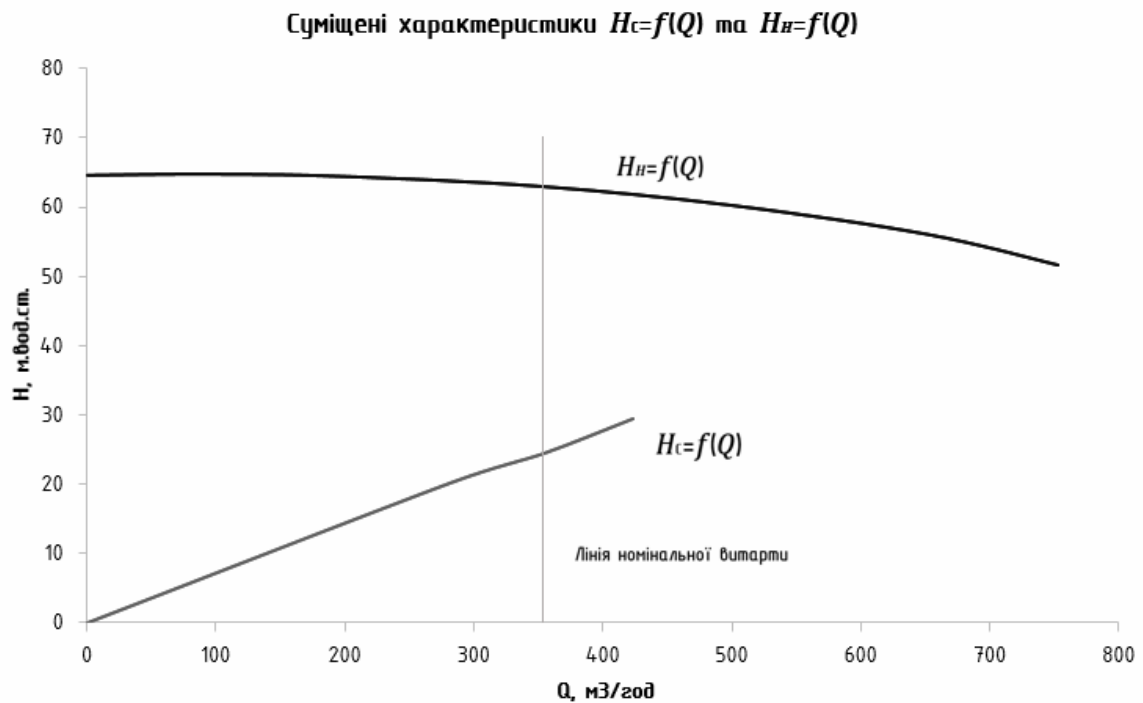


Рис. 5.4. Напірно – витратна діаграма характеристик насосу та системи

Опір дросельної шайби знайдемо із рис.5.2 : $H_{ш} = 41$ м.вод.ст.

Коефіцієнт опору дросельної шайби дорівнює:

$$\zeta = \frac{2gH_{ш}}{V^2\rho} = \frac{2 \cdot 9,8 \cdot 41}{4 \cdot 1025} = 0,196$$

Такому опору відповідає $F_0/F_{вн}=0,98$

Площа внутрішнього перерізу нагнітаючого трубопроводу складає:

$$F_{вн} = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,250^2}{4} = 0,049$$

$F_0 = 0,048$ м², внутрішній діаметр шайби становить: $d_{ш} = 0,247$.

Для з'єднання трубопроводу в осушувальній системі використовуються фланцеві та фітінгові з'єднання рис 5.4 – 5.8

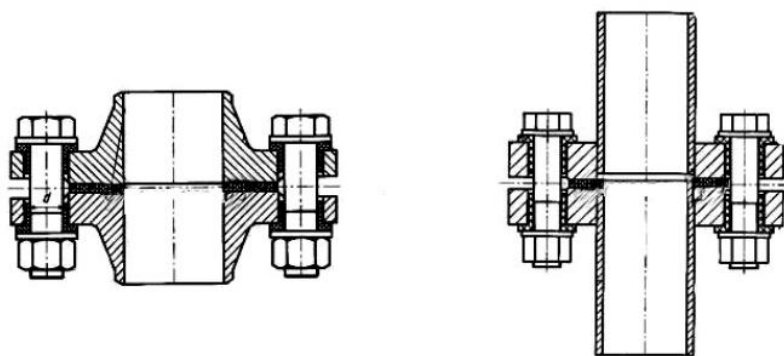


Рис. 5.4 Ізолювальні фланцеві сполуки з двох фланців [18]

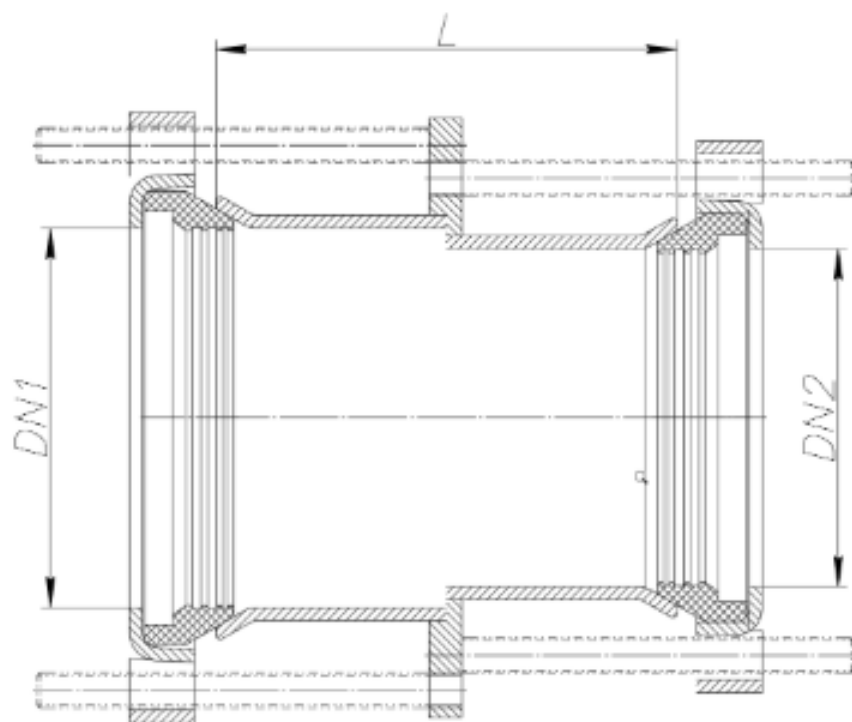


Рис. 5.5 Муфтове з'єднання різного діаметру з обох сторін [19]

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.6.135.4211.02.05.ПЗ

Аркуш

83

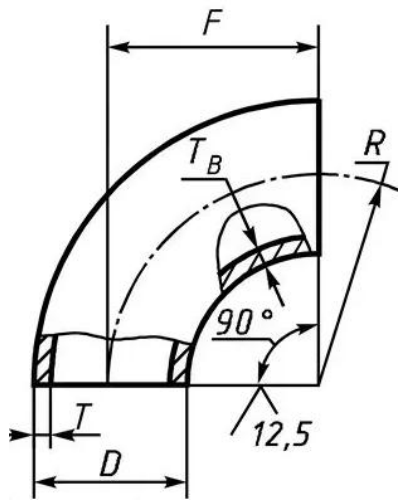


Рис. 5.6 Стальний відвід 90° [20]

По всій осушувальній системі встановлені незворотно-запірні клапани, які не пропускають рідину по трубопроводу в іншу сторону.

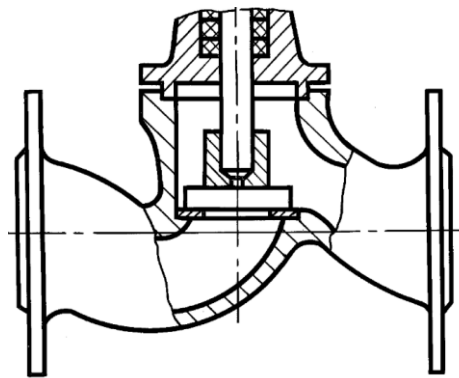


Рис.5.7. Незворотньо-запірний клапан

Задля захисту трубопроводу від прогинання, легкого демонтування, та запобіганню вібрації на судні використовують підвіски та опори рис. 5.8

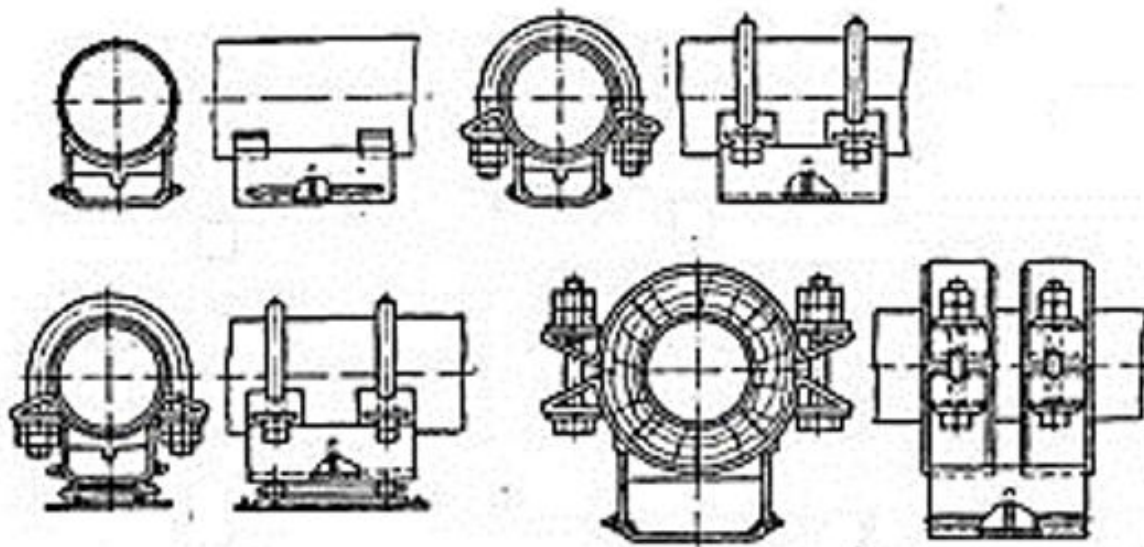


Рис. 5.8. Суднові трубопровідні підвіски та опори.

Розрахунок трубопроводу на міцність.

Товщина стінок металевих труб, які працюють під тиском повинна відповідати більшому за значень, отриманих за формулою:

$$S = \frac{S_0 + b + c}{1 - \left(\frac{a}{100}\right)} = \frac{0,510 + 0,046 + 3}{1 - \frac{0}{100}} = 3,556$$

де S_0 - теоретична товщина стінки, мм;

$$S_0 = \frac{dP}{2\sigma\varphi + p} = \frac{273 \cdot 0,3}{2 \cdot 80 + 0,5} = 0,510$$

$d = 273$ мм – зовнішній діаметр труби, мм;

$P = 0,3$ МПа – розрахунковий тиск спрацювання запобіжних клапанів;

$p = 0,5$ МПа – розрахунковий тиск у системі;

φ – коефіцієнт надійності (для безшовних труб $=1$) ;

$\sigma = 80$ МПа – допустиме нормальне навантаження;

b – прибавка, яка враховує фактичне зменшення товщини труби при згинанні,

$$b = 0,4S_0 \frac{d}{R_{\pi}} = 0,4 \cdot 0,510 \cdot \frac{273}{1200} = 0,046 \text{ мм}$$

$R_{\pi} = 1200$ мм – середній радіус погину труби;

$c = 3$ мм – прибавка на корозію для морської води;

a – мінусовий виробничий допуск на товщину стінки труби, % (якщо використовується труби без мінусового допуску, $a = 0$)

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.6.135.4211.02.05.ПЗ

Аркуш

85

Товщина стінки обраного трубопроводу складає 6,5 мм, що більше ніж необхідне значення із умов міцності металу. Обраний трубопровід буде витримувати розрахункове навантаження.

Розрахунок теплових втрат і необхідної товщини ізоляції трубопроводу

Температура робочого середовища баластної системи вище $+20^{\circ}\text{C}$ і нижче $+60^{\circ}\text{C}$, оскільки транспортується морська вода, то немає необхідності проводити розрахунок на компенсацію теплових деформацій і розраховувати ізоляцію.

Висновок:

У п'ятому розділі було проведено детальний аналіз та розрахунок загальносуднової осушувальної системи, що є критично важливою для забезпечення безпеки експлуатації балкера NING MAY. Згідно з міжнародними (SOLAS, MARPOL, FSS Code) та національними (PCY, ДСТУ) нормативами, система спроектована відповідно до вимог щодо ефективності, надійності та екологічної безпеки.

Було розроблено принципову схему осушувальної системи з урахуванням особливостей конструкції балкера, включно з вантажними трюмами, трюмними тунелями та машинним відділенням. Проведено гідравлічний розрахунок трубопроводів системи для різних режимів подачі, що дозволило обґрунтувати вибір діаметрів труб та насосного обладнання. Як основний насос обрано модель Д630-90, яка повністю відповідає вимогам до продуктивності та тиску.

Окрім цього, виконано перевірку на міцність трубопроводів, що засвідчило достатню товщину стінок обраних труб для роботи під тиском до 0,5 МПа. Також було визначено, що умови експлуатації не потребують додаткової термоізоляції.

					КРБ.6.135.4211.02.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		86

					КРБ.6.135.4211.02.05.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
					Визначення характеристик загальноосуднової осушувальної системи	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Баранюк В.Д.						71	16
						НУК		
Керівник	Коробейнікова Н.В.							

РОЗДІЛ 6. Охорона праці в машинному відділенні судна. [9,10,11,12]

Машинне відділення – одна з найскладніших і потенційно небезпечних частин судна. Тут зосереджено головні й допоміжні механізми, системи живлення, вентиляції, електрообладнання, паливні та трубопровідні мережі. Саме тому проектування цієї зони має базуватися на суворому дотриманні норм безпеки, з метою запобігання аваріям, пожежам і забезпечення безпечної роботи екіпажу. Міжнародну нормативну базу формують документи, такі як Конвенція SOLAS (2020) та Кодекс FSS (2007), які регламентують вимоги до пожежозахисту, аварійного живлення та вентиляції. Їх доповнюють положення MARPOL щодо екологічної безпеки. На національному рівні використовуються Правила класифікації та побудови морських суден РСУ (Томи 3 і 4). Загальні принципи безпечного облаштування машинних приміщень базуються на вимогах частин VII і VIII цих Правил, що регулюють експлуатацію механічних установок і трубопровідних систем. Вимоги спрямовані на захист екіпажу, ефективне функціонування систем і запобігання потенційним аваріям. Вентиляція машинного відділення повинна забезпечувати запобігання скупченню парів нафтопродуктів і важких газів. У суден із двопаливними двигунами обов'язковим є встановлення газових сенсорів і аварійної сигналізації граничного рівня концентрації.

Паливні системи підпадають під суворі технічні регламенти. Зокрема, трубопроводи повинні бути герметичними, виготовленими зі зварних з'єднань, з мінімальною кількістю роз'ємів. Обладнання має забезпечувати очищення палива для подачі до головних і допоміжних двигунів. Особлива увага приділяється пожежній безпеці: машинні приміщення категорії А обладнуються системами виявлення пожеж, автоматичним відключенням подачі палива при займаннях і ручними пристроями для припинення подачі ззовні. Осушувальні системи є критично важливими для запобігання затоплення. Вони включають незалежні насоси й арматуру, відокремлену від інших трубопроводів. Вентиляція має підтримувати роботу механізмів на повну потужність та створювати комфортні умови для персоналу. Організація простору машинного відділення повинна передбачати робочі платформи, проходи, проміжні палуби та протипожежні

					КРБ.6.135.4211.02.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		88

виходи. Усі потенційно небезпечні частини механізмів необхідно огорожувати. Електропостачання включає як основні, так і аварійні системи. Автономне джерело енергії (генератор або акумулятор) має забезпечувати роботу критично важливих механізмів при відмові основної системи. Всі елементи автоматизації повинні мати живлення від двох незалежних фідерів. Системи автоматизації відповідають за управління обладнанням, контроль стану й забезпечення безпеки. Вони охоплюють дистанційне керування генераторами, синхронізацію, розподіл навантаження, а також отримують живлення від резервних джерел. Моніторинг технічного стану – ще один важливий аспект. Для ДВЗ вимірюються тиск у циліндрах, параметри згоряння, індикаторна потужність. Контроль вібрацій допомагає виявити знос або дисбаланс механізмів. Застосовуються віброметри-аналізatori з широким частотним діапазоном і функцією збереження даних.

Сучасна система безпеки на судні NING MAY є інтегрованою, багаторівневою і побудованою на гармонізації національних стандартів з міжнародними (IMO, SOLAS, ISO, ДСТУ). Це дозволяє забезпечити надійне функціонування суднових систем і високу стійкість морського транспорту до ризиків.

Висновок:

Забезпечення охорони праці в машинному відділенні судна є ключовим елементом безпечної експлуатації всього судна. Це досягається шляхом дотримання міжнародних і національних стандартів безпеки, впровадженням ефективних вентиляційних, протипожежних, енергетичних і автоматизованих систем, а також систем моніторингу технічного стану обладнання. Такий комплексний підхід значно знижує ризик аварій, забезпечує безпеку екіпажу та підвищує надійність морських перевезень..

					КРБ.6.135.4211.02.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		89

					КБР.6.135.4211.02.06.ПЗ								
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата									
					Охорона праці у машинному відділенні судна				Літ.	Арк.	Аркушів		
Студент	Баранюк В.Д.										87	3	
									НУК				
Керівник	Коробейнікова Н.В.												

ВИСНОВКИ

1.Огляд технічних характеристик балкера NING MAY охоплює основні параметри судна, включаючи автономність, яка складає 27 діб, та дальність плавання – 9070 морських миль. Ці дані отримано на основі аналізу витрат пального, води та продуктивності енергетичної установки, що дозволяє забезпечити тривалу навігацію без поповнення запасів.

2.Енергетична ефективність судна була оцінена шляхом визначення коефіцієнтів корисної дії (ККД) та використання тепла (КВТ). Для ходового режиму ККД склав 0,34, а КВТ – 0,41, що свідчить про оптимальне використання енергії при русі. У стоянковому режимі з вантажними операціями ККД знижується до 0,29, натомість КВТ зростає до 0,51.

3.Головний двигун MAN B&W 6S60ME-C – двотактний дизель потужністю 9600 кВт при 84 об/хв – було проаналізовано на предмет конструктивних особливостей і ефективності. Проведені теплотехнічні розрахунки циклу стиснення, згоряння та розширення, а також побудова індикаторної діаграми, підтвердили відповідність двигуна сучасним вимогам.

4.Допоміжний котел Aalborg OC-TCi встановлений на судні як комбіноване джерело пари. Завдяки об'єднанню функцій утилізаційної та паливної частини, він дозволяє ефективніше використовувати тепло відпрацьованих газів. Проведений порівняльний аналіз із котлом Kangrim підтвердив доцільність впровадження нової моделі на основі показників теплового балансу.

5.Осушувальна система судна є критично важливою для безпеки експлуатації. Розроблена схема охоплює всі зони – вантажні трюми, трюмні тунелі та машинне відділення. Гідравлічний розрахунок трубопроводів дозволив оптимізувати діаметри та обрати насос Д630-90, що забезпечує надійне відведення води навіть у складних умовах.

6.Охорона праці в машинному відділенні передбачає інтеграцію міжнародних (SOLAS, MARPOL, FSS Code) та національних норм. Впроваджено ефективні системи вентиляції, пожежогасіння, енергопостачання та моніторингу технічного стану обладнання. Це знижує ризики аварій, підвищує безпеку персоналу й сприяє безперебійній роботі судна.

					КРБ.6.135.4211.02.В.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		90

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Significant Ships of 2021 URL:
https://www.rina.org.uk/significant_ships_2021.html
2. Vessel Finder: офіційний сайт. URL:
<https://www.vesselfinder.com/vessels/details/9869162>
3. Горбов В.М. Енциклопедія суднової енергетики: підручник/
В.М.Горбов. – Миколаїв: НУК, 2010. – 624 с
4. MAN Energy Solutions. S60ME-C Project Guide : technical documentation.
Rev. 0.. Copenhagen : MAN Energy Solutions, 2025. 748 p. Document No. 7020-0314-
11ppr.
5. Daihatsu-DE-series-Engine-6DE-18 6DE-23 6DEM-23 Technology.pdf
6. Aalborg OC-TCi . Alfa laval URL: <https://www.alfalaval.ua/products/heat-exchanger/boilers/oil-gas-fired-composite-steam-boiler/aalborg-oc-tci/>
7. Горбов В.М. Основи суднової енергетики: збірник практичних занять /
В.М.Горбов, І.П.Єсін, В.С.Мітенкова – Миколаїв: НУК, 2018. – 244с
8. Єпіфанов О. А. Конструкції суднових котлів : навч. посіб. Миколаїв :
НУК, 2016. 198 с.
9. Міжнародна конвенція з охорони людського життя на морі (SOLAS)
URL: <https://www.austlii.edu.au/au/other/dfat/treaties/1968/7.html>
10. Міжнародна конвенція про запобігання забрудненню з суден
(MARPOL) URL:
[https://www.imo.org/about/conventions/listofconventions/pages/international-convention-for-the-prevention-of-pollution-from-ships-\(marpol\).aspx](https://www.imo.org/about/conventions/listofconventions/pages/international-convention-for-the-prevention-of-pollution-from-ships-(marpol).aspx)
11. Резолюції та циркуляри ІМО (International Maritime Organization) URL:
<https://www.imo.org/en>
12. Регістр судноплавства України. Правила класифікації та побудови
морських суден. Том 3. Київ : РСУ, 2021. 336 с.
13. Технічний регламент морського обладнання URL:
<https://www.kmu.gov.ua/npas/91251653>

14. Державні стандарти України URL:
<https://me.gov.ua/Documents/Detail?lang=uk-UA&id=50115aee-4114-4956-985f-3ec5c0fed1fc&title=DerzhavniStandartiUkraini-dstu-?skuvqnydgmywsixu>
15. Кодекс торговельного мореплавства України URL:
<https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/176/95-%D0%B2%D1%80#Text>
16. Інспекція з питань підготовки та дипломування моряків URL:
<https://mtu.gov.ua/timeline/inspekciya-z-pitan-pidgotovki-ta-diplomuvannya-moryakiv.html>
17. Слобожанський електромеханічний завод, офіційний сайт:
https://konsolnik.com.ua/uk/nasosy-dvostoronnogo-vuhodu-d-1d/nasos_d630-90/
18. Ізолювальні фланцеві сполуки / ТОВ «ПРОМТРУБОПРОВОДКОМПЛЕКТ» URL: <https://ptpk.prom.ua/ua/p63417417-flantsy-izoliruyuschie-izoliruyuschee.html>
19. Муфтове з'єднання / Компанія « ВіК » URL :
https://vik.com.ua/tovar/mufti_zyednuvalni_perehidni
20. Стальний відвід 90° / Компанія Армашоп URL :
<https://armashop.ua/otvod-stalnoy-krutoizognutyty-besshovnyy-du-150-159x4.5/>