

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 балкера NORDIC NULUUJAAK
Power plant of the bulk carrier NORDIC NULUUJAAK

Виконав: студент 4217зст групи


(підпис)

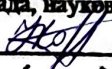
Галай А.І.

(фамілія ініціали)

Керівник роботи:

викладач

(посада, науковий ступінь вчене звання)


(підпис)

Коробейнікова Н.В.

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

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

Студенту _____ Галай Анна Іванівна
(Прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: _____ Енергетична установка балкеру NORDIC NULUUJAAK
_____ Power plant of the bulk carrier NORDIC NULUUJAAK

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 _____ балкер NORDIC NULUUJAAK

Головні розміри: L 229,50 м, B 38,00 м, T 21,30 м; дедвейт 95758,4 т;
швидкість ходу 14,43 вуз, склад СЕУ: 1ГД, 1ГФК, 3ДГ, 1КК, 1ОУ

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 Режими 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 B&W 6G60ME-C9.5

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 компоновальної 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) баластної

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. Компоновальне 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 B&W 6G60ME-C9.5		
4	Розрахунок характеристик СК Aalborg OC TCI		
5	Визначення характеристик (ЗСС) баластної системи		
6	Охорона праці у (МВ)судна		

Завдання прийняв до виконання студент

Галай А.І.

Підпис

ПБ

Керівник роботи

Підпис

Коробейнікова Н.В.

ПБ

NORDIC NULUUJAAK – Bulk carrier



Shipbuilder:Guangzhou Shipyard International Co Ltd
Vessel's name:Nordic Nuluujaak
Owner/Operator:Nordic
Country:China
Designer:Shanghai Merchant Ship Design & Research Institute, CSSC (SDARI)
Country:China
Model test establishment used:China Ship Scientific Research Centre, HSVA
Flag:Marshall Islands
IMO number:9884966
Total number of sister ships already completed (excluding ship presented):3
Total number of sister ships still on order: 0

Nordic Nuluujaak, claimed by its owner Nordic Bulk Carriers as the most efficient ship trading in the Arctic, was delivered by Guangzhou International Shipyard in China in May 2021. The vessel is the first of four 95,758dwt ice classed Post Panamax vessels with the remaining three having been delivered at various times throughout 2021. The SDARI-designed ships will be used for transport of iron ore under a contract between the owner's parent Panacea Logistics Solutions and Baffinland Iron Mines which owns facilities in the Canadian Arctic. The Nordic Nuluujaak has ice-class 1A which allows for sailing only through one-year Arctic ice up to about 30cm thick so it will be obliged to follow icebreakers on some voyages as it moves cargoes via the Northern Sea Route to China.

The ice strengthened vessel is 229.5m in length and with a 38m beam while the scantling draught is 15m. Cargo spaces are the familiar seven holds with side rolling hatch covers. Grain capacity is 114,593m³ and bale 113,400.

Nordic Nuluujaak's propulsion and steering system comprises a MAN B&W 6G60ME-C9.5 Main engine producing 14,000kW at 60% MCR. A design requirement was for an efficient system and the engine consumes 31.7tonnes daily when operating at service speed. A 7.8m fixed pitch propeller with a fan cap operates in front of a twisted flap type rudder. The required EEDI for the vessel is 3.64 and the attained value is 3.26.

The engine meets NOx Tier II requirements under normal conditions and makes use of high pressure SCR when operating in ECAs. There is no scrubber so the ship must make use of compliant fuels to meet SOx requirements.

A Techcross 3,000m³/h ballast treatment

system type-approved by both IMO and US Coast Guard is installed.

TECHNICAL PARTICULARS

Length oa:229.50m
Length bp:225.50m
Breadth moulded:38.00m
Depth moulded
to main deck:21.30m
to upper deck:21.30m
Width of double skin
bottom:1.90m
Draught
scantling:15.00m
design:12.20m

Gross:54,066t
Displacement:112,008.2t
Lightweight:16,249.82t
Deadweight
scantling:95,758.4t
design:72,762.3t

Block co-efficient (please state relevant draught):Td 0.8288 Ts 0.8485
Speed, service 60%MCR output):14.43knots

Cargo capacity (m³)
Bale:113,400
Grain:114,593
Bunkers (m³)
Heavy oil:2,382
Diesel oil:397
Water ballast (m³):28,531
Daily fuel consumption (tonnes/day)
Main engine only:31.7

Classification society and notations:DNV, 1A, Bulk Carrier, BC (A), CSR, ESP, Grab (30), Hold (2, 4&6) may be empty, CMON, ICE (1A), COAT-PPSPC (B), BIS, LCS, Recyclable, Clean, EO, BWM (T), TMON (Oil Lubricated)

% high-tensile steel used in construction:73%
Heel control equipment:1 pair Anti-heeling tank

Propulsion
Main engine(s)
Design:MAN B&W
Model:6G60ME-C9.5 Tier II/III (HP SCR)
Manufacturer:CSSC-MES Diesel Co., Ltd
Number:1
Type of fuel:HFO & MGO
Output of each engine:14,000kW
Is this a diesel-electric or hybrid?:N

Propeller(s)
Material:Ni-Al-Bronze
Designer/Manufacturer:Lyn Marine Technology Co., Ltd

Number:1
Fixed/Controllable pitch:FPP
Diameter:7,800mm
Speed:90rpm

Diesel-driven alternators

Number:3
Engine make/type:CSSC Marine Power Co., Ltd / MAN 7L23/30H
Type of fuel:HFO & MGO
Output/speed of each set:1,050kW / 900rpm

Boilers

Number:1
Type:1 × Oil fired boiler / 1× exhaust gas boiler
Make:Aalborg
Output, each boiler:1 × 4,000kg/h / 1 × 800kg/h

Stern appendages/special rudders:twisted flap type rudders

Other cranes

Number:1
Make:South China marine machinery Co., Ltd
Type:Hydraulic telescope Cylinder luffing
Tasks:Provision handling
Performance:SWL 4t @3m outreach

Mooring equipment

Number:8
Make:Jiangsu Masada Heavy Industries Co., Ltd
Type:Hydraulic

Special lifesaving equipment

Number of each and capacity: ...1 Liferaft for 6 persons, throw over board type/ 2 Liferaft for 16 persons, throw over board type/2 Liferaft for 16 persons, davit launchable type
Make:Viking
Type:6DK/ 16DK/ 16DKF

Cargo/capacity

Hatch covers
Design:7
Manufacturer:TTS

Ballast control system

Make:Techcross
Type:ECS 3200B
Ballast water treatment system
Make:Techcross
Capacity:3,000m³/h

Complement

Crew:28
Single/double/other rooms: ...1 cabin for pilot

Navigation and other equipment

Bridge control system
Make:Hangyue
Is bridge fitted for one-man operation:N
Integrated bridge system:N
Radars
Number:2
Make:Furuno
Model(s):FAR-2328, FAR-2338S

Fire detection system

Make:Consilium
Type:Salwico Cargo
Fire extinguishing systems
Engine room:CO₂ and fixed water-based local application fire fighting
Make/Type:Seaplus / Seaplus

Waste disposal plant

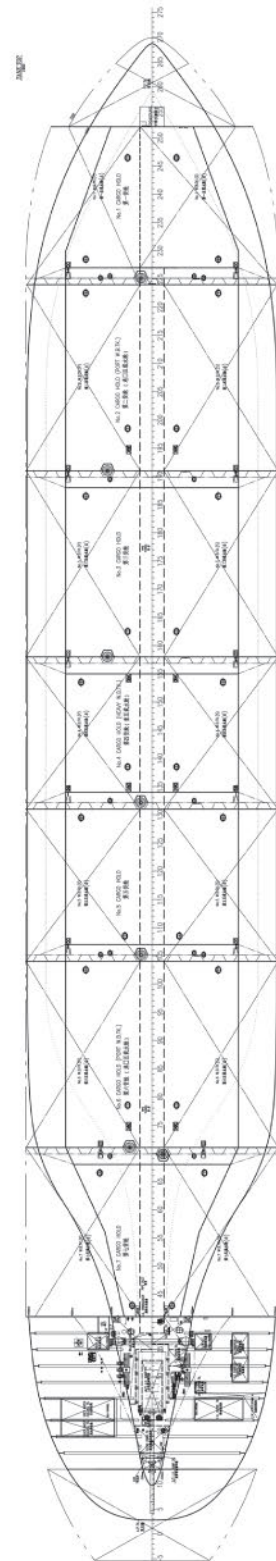
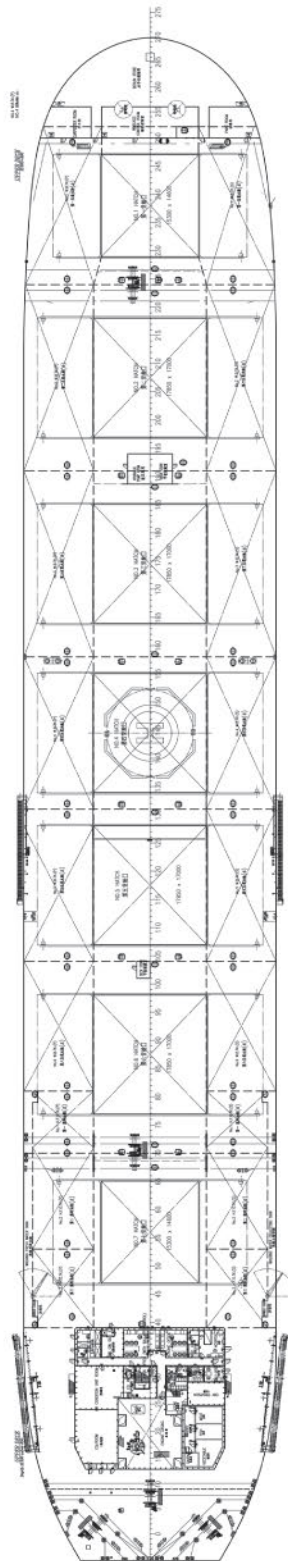
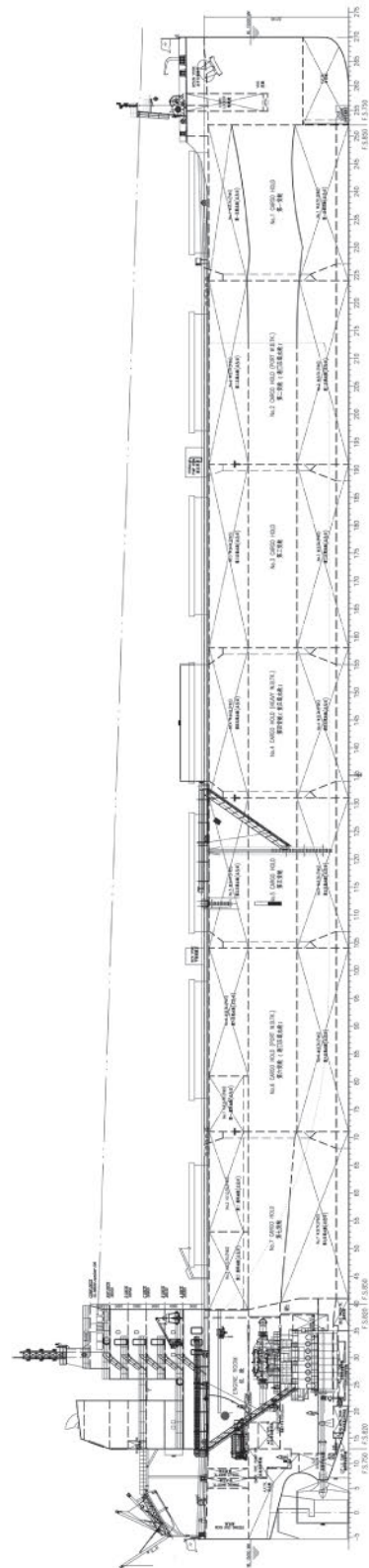
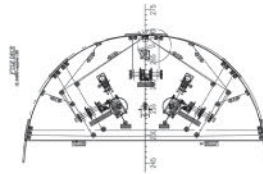
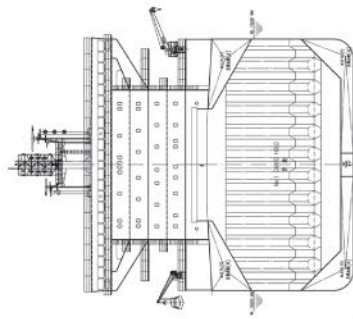
Sewage plant
Make:CSSC Nanjing Luzhou Machine Co., Ltd
Model:STD-2

Efficiency

Attained EEDI value:3.26
Required EEDI value:3.64
Energy Saving Technologies:Propeller Fan Cap

Contract date:April 2019
Launch/float-out date:February 2021
Delivery date:May 2021





АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота на здобуття ступеня бакалавра виконана відповідно до встановленого завдання та присвячена технічному аналізу балкера Nordic Nuluujaak. В роботі надано характеристику судна загалом, а також детальний опис суднової енергетичної установки (СЕУ) та її основних елементів із зазначенням технічних параметрів і конструктивних особливостей. Здійснено розрахунки автономності, а також ефективності роботи окремих складових СЕУ у цілому за умов ходового та стоянкового режимів експлуатації. Також в роботі є визначення основних параметрів двотактного малообертового дизельного двигуна MAN B&W 6G60ME-C9.5, що відповідає екологічним вимогам рівня Tier II щодо викидів. Проведено розрахунок паливної та утилізаційної частини комбінованого котла типу Alfa Laval Aalborg OC-TCi. В роботі проведено гідрравличний розрахунок баластної системи з підбором насоса та виконано перевірку на міцності трубопровода. В додаток у роботі розглянуто потенційні виробничі ризики та шкідливі чинники в межах машинного відділення.

Графічна частина включає п'ять креслень: структурну схему СЕУ з таблицею режимів роботи; теплові діаграми для елементів СЕУ за визначеними режимами експлуатації; поперечний розріз двигуна MAN B&W 6G60ME-C9.5; креслення комбінованого котла Aalborg OC TCi з позначенням ключових елементів; аксонометрична схема баластної системи.

Випускна бакалаврська робота викладена на 112 сторінках, 34 рисунків, 9 таблиць. Список використаної літератури становить 24 джерела.

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

ABSTRACT

The qualification work for the bachelor's degree was completed in accordance with the set task and is devoted to the technical analysis of the bulk carrier Nordic Nuluujaak. The work provides a general description of the vessel, as well as a detailed description of the ship's power plant (PPP) and its main elements, indicating technical parameters and design features. Calculations of autonomy, as well as the efficiency of individual components of the PPP as a whole under the conditions of running and stationary operating modes, were made. The work also includes the determination of the main parameters of the two-stroke low-speed diesel engine MAN B&W 6G60ME-C9.5, which meets the environmental requirements of the Tier II level for emissions. The calculation of the fuel and utilization part of the combined boiler type Alfa Laval Aalborg OC-TCi was carried out. The work carried out a hydraulic calculation of the ballast system with pump selection and a pipeline strength test. In addition, the work considered potential production risks and harmful factors within the engine room.

The graphic part includes five drawings: a structural diagram of the SPP with a table of operating modes; thermal diagrams for the SPP elements according to the specified operating modes; a cross-section of the MAN B&W 6G60ME-C9.5 engine; a drawing of the Aalborg OS TCi combined boiler with the designation of key elements; an axonometric diagram of the ballast system.

The bachelor's thesis is presented on 112 pages, 34 figures, 9 tables. The list of used literature consists of 24 sources.

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

					КРБ.6.135.4217зст.01.А.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		3

СКОРОЧЕННЯ

СД – судновий двигун;
СК – судновий котел;
ЗСС – загальносуднова система;
АДГ – аварійний дизель-генератор;
ГД – головний двигун;
ГРК – гвинт регульованого кроку;
ГФК – гвинт фіксованого кроку;
ДГ – дизель-генератор;
ДК – допоміжний котел;
ДАУ – дистанційно автоматичне керування;
ЕГ – електрогенератор;
ЕУ – енергетична установка;
КВТ – коефіцієнт використання теплоти;
ККД – коефіцієнт корисної дії;
МВ – машинне відділення;
МОД – малообертовий двигун;
ОУ – опріснювальна установка;
ПТД – первинний тепловий двигун;
СЕС – суднова електростанція;
СЕУ – суднова енергетична установка;
УК – утилізаційний котел;
ЦПУ – центральний пост управління;

					КРБ.6.135.4217зст.01.С.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		4

ЗМІСТ

	Стр.
Вступ	7
Розділ 1 Загальна характеристика судна та енергетичної установки (ЕУ)	8
1.1 Загальні відомості про судно	9
1.2 Основні характеристики	11
1.3 Морехідні якості	14
1.4 Загальна характеристика суднової енергетичної установки (СЕУ)	15
Розділ 2 Визначення ефективності суднової енергетичної установки	18
2.1 Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки	19
2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки	26
2.3 Режими роботи судна та суднової енергетичної установки	26
2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи	27
Розділ 3 Визначення параметрів суднового двигуна MAN 6G60ME-C9.5	34
3.1 Загальний устрій та характеристики двигуна	35
3.2 Системи головного двигуна	45
3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна	48
3.4 Побудова індикаторної діаграми	57
Розділ 4 Розрахунок характеристик суднового котла Aalborg OC TCI	60
4.1 Загальний устрій котла	61
4.2 Вибір компоновальної схеми котла	62
4.3 Розрахунок процесу горіння	63
4.4 Тепловий баланс котла	68
4.5 Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь	70
Розділ 5 Визначення характеристик загальносуднової системи баластної	84
5.1 Розробка розгорнутої принципової схеми	85
5.2 Гідравлічний розрахунок системи	89
5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на міцність трубопроводу	95

Розділ 6 Охорона праці у машинному відділенні (МВ) судна	105
6.1.Характеристика потенційних небезпек і шкідливостей у машинному відділенні	106
6.2. Рекомендації щодо захисту від пожежної небезпеки або шкідливостей.	109
Висновки	110
Список використаних джерел	112
Додатки	

					КРБ.6.135.4217зст.01.3.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		6

ВСТУП

Незмінний попит на перевезення руди по всьому світу стимулює розвиток і вдосконалення суден, здатних задовольняти зростаючі потреби у морських вантажних перевезеннях. Одним із таких сучасних суден є балкер Nordic Nuluujaak, який спеціалізується на транспортуванні руди. Судно здатне виконувати рейси у різних морських районах включаючи Північну Атлантику та Карибське море. Зокрема, минулого року судно здійснило рейси до таких портів: Мобіл (США), Гамбург (Німеччина), Маасвлакте — Роттердам (Нідерланди), Гданськ (Польща), Порт-Картъє (Канада) та Пуерто-Драммонд (Колумбія). Це свідчить про його здатність виконувати трансатлантичні рейси між Європою та Північною Америкою. [1]

Балкери, які забезпечують перевезення сипучих вантажів, що відносяться до наволочних, зокрема руди, вугілля та зерна, є одним із основних типів суховантажних суден. Сьогодні вони складають близько 40% світового торгового флоту, відіграючи ключову роль у глобальній економіці. У листопаді 2023 року порти Одеса та Південний здійснили експорт майже 620 тис. тонн залізної руди та 140 тис. тонн металопродукції, що були перевезені на 14 суднах. Зокрема, порт Одеса відправив дев'ять суден з металопродукцією, а порт Південний – чотири балкери з залізною рудою та одне судно з металом. У жовтні того ж року обсяг експорту через порти Великої Одеси складав близько 507 тис. тонн залізної руди, з яких чотири балкери вирушили з порту Південний, а також 213,5 тис. тонн металопродукції, що було доставлено на два судна з Одеси. [2]

Сучасні рудовози, такі як Nordic Nuluujaak, поєднують у собі передові технології, екологічність і економічність. Їх конструкція передбачає зниження витрат пального, оптимізацію роботи суднової енергетичної установки та відповідність міжнародним екологічним стандартам.

Результати даної роботи дозволять оцінити ефективність використання балкерів такого типу та обґрунтувати перспективи подальшого вдосконалення суден для перевезення руди.

					КРБ.6.135.4217зст.01.В.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		7

					КРБ.6.135.42113.01.01.ПЗ			
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент	Галай А.І.				Загальна характеристика судна та енергетичної установки	Ліг	Аркуш	Аркушів
						У	8	10
Керівник	Коробейнікова НВ					НУК ім. адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

1.1 Загальні відомості про судно

Проект судна-рудовоза Nordic Nuluujaak розроблений Shanghai Merchant Ship Design & Research Institute (SDARI) за правилами класифікаційного товариства DNV GL. Воно було побудоване на верфі Guangzhou Shipyard International Co. Ltd у 2021 році в Китаї. Балкер Nordic Nuluujaak належить компанії Fortune Sealion I Limited і експлуатується компанією Nordic Bulk Carriers A/S. Судно працює під прапором Маршаллових островів та зареєстровано в ІМО під номером 9884966. [3]

Nordic Nuluujaak є першим судном у серії з чотирьох льодових балкерів класу 1А, побудованих китайською верф'ю Guangzhou Shipyard International (GSI) для датської компанії Nordic Bulk Carriers, яка входить до складу американської Pangaea Logistics Solutions.

Судно Nordic Nuluujaak призначене для перевезення залізної руди. Перевезення здійснюється навалом у спеціально обладнаних вантажних трюмах. Судно оснащено сімома вантажними люками з боковими зсувними кришками, які мають електричний привід і гідравлічне керування. Подвійний корпус вантажних трюмів розроблений спеціально для безпечного транспортування залізної руди в умовах Арктики.

Форма судна Nordic Nuluujaak була оптимізована для зменшення опору під час руху через однорічний арктичний лід товщиною до 30 см, що підвищує маневровість і знижує енергоспоживання. Аеродинамічний і гідродинамічний дизайн сприяє економії пального як у чистій воді, так і під час використання Північного морського шляху. Оптимізація корпусу забезпечує ефективний розподіл вантажу, стабільність судна при перевезенні великих об'ємів залізної руди та зниження рівня викидів CO₂, відповідаючи сучасним екологічним стандартам і вимогам до Індексу енергетичної ефективності судна (EEDI). Ці особливості притаманні балкерам що відносяться до класу 1А балкерів. [4]

					КРБ.6.135.4217зст.01.01.ПЗ	Арк.
						9
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



Рис. 1.1 Загальний вигляд балкера Nordic Nuluujaak

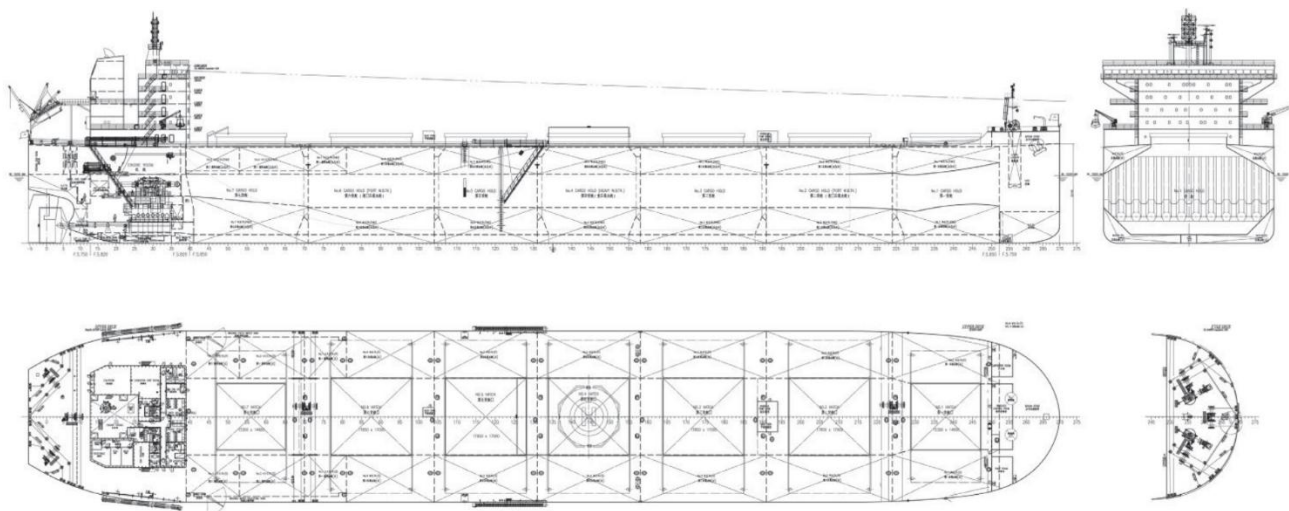


Рис. 1.2 Вид на лівий борт та палубу балкера Nordic Nuluujaak

					КРБ.6.135.4217зст.01.01.ПЗ	Арк.
						10
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2 Основні характеристики

Таблиця 1.1. Загальні технічні характеристики судна. [3]

Назва характеристики	Значення, примітки
Повна довжина, м	229,5
Довжина між перпендикулярами, м	225,5
Максимальна ширина судна, м	38,0
Висота судна:	
- до головної палуби, м	21,3
- до верхньої палуби, м	21,3
Ширина подвійної обшивки	1,9
Осадка:	
Осадка конструктивна	15,0
Водотоннажність, т	112 0008,2
Дедвейт проектний, м ³	95 758,4
Дедвейт проектний, т	7 2762,3
Об'єм паливних цистерн:	
Важке паливо (мазут), м ³	2 382
Дизельне паливо, м ³	397
Об'єм водяного баласту, м ³	28 531
Швидкість руху, вуз	14,43 вузла при експлуатації головного двигуна на 60% від номінальної потужності (MCR)
Склад команди:	
Екіпаж	28
Грибний гвинт:	
Виробник	Lyen Marine Technology Co., Ltd
Матеріал	Ni-Al-Bronze
Кількість	1
Діаметр, мм	7 800
Тип	Фіксованого кроку
Частота обертання, хв ⁻¹	90
Дизель генератор:	
Кількість	3
Вид палива	HFO & MGO
Виробник	CSSC Marine Power Co., Ltd/MAN 7L23/30H
Потужність двигуна	1 050 кВт/ 900 хв ⁻¹
Котельна установка:	
Кількість	1
Тип	1х мазутний котел/ 1х КУВГ
Потужність	1х4 000 кг/г, 1х 800 кг/г
Виробник	Aalborg

					КРБ.6.135.4217зст.01.01.ПЗ	Арк.
						11
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Кран:	
Кількість	1
Виробник	South China marine machinery Co., Ltd
Тип	ГТЦПК
Призначення	Обслуговування продуктових складів
Вантажопідйомність, т	4т.-/3м
Обладнання для швартування:	
Кількість	8
Виробник	Jiangsu Masada Heavy Industries Co., Ltd
Тип	Гідравличне
Рятувальні засоби:	
Спуск за борт	1 на 6 осіб/ 2 на 16 осіб
Спуск за допомогою крана	2 на 16 осіб
Виробник	Viking
Модель	6DK/ 16DK/ 16DKF
Система водяного баласту:	
Виробник	Techcross
Продуктивність, м ³ /год	3 000
Система контролю баласту:	
Виробник	Techcross
Тип	ECS 3200B
Система контролю на містку :	
Виробник	Hangyue
Одноосібне керування	N
Радари:	
Кількість	2
Виробник	Furuno
Модель	FAR-2328, FAR-23385
Інтегрована система керування	N
Система пожежної сигналізації:	
Тип	Salwico Cargo
Виробник	Consilium
Система пожежогасіння:	
Машинне відділення	таціонарні локальні водяні установки та CO ₂
Виробник/ Тип	Seaplus
Очисна станція	
Виробник	CSSC Nanjing Luzhou Machine co., Ltd
Модель	STD-2

					КРБ.6.135.4217зст.01.01.ПЗ	Арк.
						12
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

На судні Nordic Nuluujaak якірний ланцюг має довжину 715 метрів і діаметр 87 мм. Він виготовлений з вуглецевої сталі марки КЗ, що забезпечує високу міцність і стійкість до зношування, що важливо для надійного закріплення судна в умовах морського середовища.

Як і всі сучасні судна, Nordic Nuluujaak обладнаний інсинератором. Інсинератор - це система, розроблена для безпечного та ефективного спалювання відходів, які утворюються на борту, включно з твердими та рідкими відходами, з метою зменшення їх обсягу та мінімізації впливу на навколишнє середовище. Він в основному використовується для поводження з відходами, які неможливо утилізувати іншими способами, особливо в морському середовищі, де утилізація у воді або поблизу портів обмежена міжнародними правилами, такими як MARPOL Додаток V. [5]

На судні передбачені наступні суднові системи: осушувальна система, баластна система, система пожежної сигналізації та пожежогасіння, а також очисне обладнання, зокрема установка очищення стічних вод і інсинератори.

Осушувальна система призначена для видалення води з вантажних трюмів, машинного відділення, цепних ящиків і інших відсіках, в яких може накопичуватися вода. На судні використовується магістральне розміщені осушувальної системи.

Баластна система призначена для покращення необхідних морехідних і експлуатаційних характеристики судна, таких як якість осадка, крен і диферент, шляхом зміни їх величини. Прийом баласту веде до збільшення осадки, що, в свою чергу, підвищує остійність судна та знижує вплив вітрового навантаження, покращуючи керованість судна.

На судні застосовано систему пожежної сигналізації фірми Consilium, що забезпечує своєчасне повідомлення про виникнення пожежі на судні. Сигнал, що надходить від автоматичної або ручної пожежної сигналізації, фіксується на спеціальному щиті, змонтований на відповідному посту.

					КРБ.6.135.4217зст.01.01.ПЗ	Арк.
						13
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1.3 Морехідні якості

Автономність і дальність плавання судна визначаються кількістю палива, що зберігається на його борту [6,7].

На судні Nordic Nuluцjaак застосовуються два типи пального: HFO (важке паливо з ультранизьким вмістом сірки – менше 0,1%), яке допускається до використання в зонах контролю викидів (ECA), та MGO (Marine Gas Oil) – морське газойльове пальне, що належить до легких видів пального.

При розрахунку автономності судна враховується, що під час 90% перебування в морі без поповнення запасів основним видом пального є HFO, а решта 10% – це MDO (Marine Diesel Oil), яке застосовується під час запусків, переходів між режимами роботи, а також при зупинках.

Головними споживачами пального на борту є головний двигун типу 6G60ME-C9.5 Tier II/III, дизель-генератори з первинними двигунами внутрішнього згоряння типу 7L23/30H, а також паливна секція комбінованого котла.

Розраховуємо автономності та дальності плавання судна.

Сумарна добова витрата пального під час переходу (працює 1 ГД , 1 ДГ та паливна частина КК – ДК)

$$V_{\text{добHFO}}^{\text{CEУХР}} = V_{\text{добHFO}}^{\text{ГД}} + V_{\text{добHFO}}^{\text{ДГ}} + V_{\text{добHFO}}^{\text{ДК}} = 30,6 + 2,3 + 5,1 = 38 \text{ м}^3$$

$$V_{\text{добMDO}}^{\text{CEУХР}} = V_{\text{добMDO}}^{\text{ГД}} + V_{\text{добMDO}}^{\text{ДГ}} + V_{\text{добMDO}}^{\text{ДК}} = 3,7 + 0,6 + 0,28 = 4,58 \text{ м}^3$$

На стоянковому режимі

з вантажними операціями (2ДГ та ДК)

$$V_{\text{добHFO}}^{\text{CEУСРзО}} = 2V_{\text{добHFO}}^{\text{ДГ}} + V_{\text{добHFO}}^{\text{ДК}} = 2 \cdot 2,3 + 5,1 = 9,7 \text{ м}^3$$

$$V_{\text{добMDO}}^{\text{CEУСРзО}} = 2V_{\text{добMDO}}^{\text{ДГ}} + V_{\text{добMDO}}^{\text{ДК}} = 2 \cdot 0,28 + 0,6 = 1,16 \text{ м}^3$$

без вантажних операцій (ДГ та ДК)

$$V_{\text{добHFO}}^{\text{CEУСРбезО}} = V_{\text{добHFO}}^{\text{ДГ}} + V_{\text{добHFO}}^{\text{ДК}} = 2,3 + 5,1 = 7,4 \text{ м}^3$$

$$V_{\text{добMDO}}^{\text{CEУСРбезО}} = V_{\text{добMDO}}^{\text{ДГ}} + V_{\text{добMDO}}^{\text{ДК}} = 0,28 + 0,6 = 0,88 \text{ м}^3$$

					КРБ.6.135.4217зст.01.01.ПЗ	Арк.
						14
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Згідно з даними судна [1], ходовий режим триває приблизно 13-20 діб, а стоянка – 1-3 доби, що становить близько 7-15% загального часу плавання. У середньому приймається, що 88% часу судно перебуває у ходовому режимі, 10% – у режимі стоянки з вантажними операціями, і 2% – у режимі стоянки без вантаження. Виходячи з цього, розраховується усереднена добова витрата пального.

Тоді середня добова витрата пального складає

Для важкого пального, м³

$$(V_{\text{добHFO}}^{\text{CEY}} = 0,88V_{\text{добHFO}}^{\text{CEUXP}} + 0,10V_{\text{добHFO}}^{\text{CEYCP з O}} + 0,02V_{\text{добHFO}}^{\text{CEYCP без O}}) \cdot k = 0,88 \cdot 38 + 0,1 \cdot 9,7 + 0,02 \cdot 7,4) \cdot 1,2 = 41,46 \text{ м}^3$$

Для легкого палива, м³

$$(V_{\text{добMGO}}^{\text{CEY}} = 0,88V_{\text{добMGO}}^{\text{CEUXP}} + 0,10V_{\text{добMGO}}^{\text{CEYCP з O}} + 0,02V_{\text{добMGO}}^{\text{CEYCP без O}}) \cdot k = (0,88 \cdot 4,58 + 0,1 \cdot 1,16 + 0,02 \cdot 0,88) \cdot 1,2 = 4,9 \text{ м}^3$$

Де $k = 1,1-1,2$ – коефіцієнт запасу пального на рейс

Автоносність складає по запасам (доба)

Важке пальне

$$T = V_{\text{HFO}} = 2382/V_{\text{добHGO}}^{\text{CEY}} = 2382/41,46 = 57 \text{ діб}$$

Легке пальне

$$T = V_{\text{MDO}=397}/V_{\text{добMGO}}^{\text{CEY}} = 397/4,9 = 81 \text{ діб}$$

Приймаємо мінімальне значення автономності – 57 доби, що забезпечує дальність плавання до 18 000 морських миль при середній швидкості судна 13,4 вузла.

1.4 Загальна характеристика суднової енергетичної установки

Судно має кормове розташування машинного відділення. Головний двигун та дизель-генератори знаходяться в одному приміщенні, тоді як аварійний дизель-генератор встановлено в окремому приміщенні. Машинне відділення обладнано центральним постом управління (ЦПУ), де розміщені пульти управління та контролю за роботою технічних систем, а також головний розподільний щит

					КРБ.6.135.4217зст.01.01.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		15

суднової електростанції. У машинному відділенні також знаходяться видаткові паливні та масляні цистерни, а також приміщення паливної апаратури.

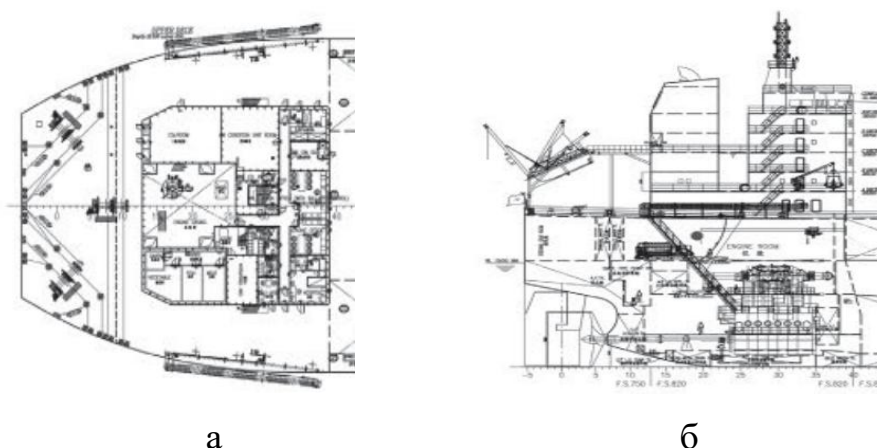


Рис. 1.3 Розташування машинного відділення на балкері Nordica Nuluujaak
а – вид зверху, б – переріз по діаметральній площині

На судні Nordica Nuluujaak використовується пряма передача обертового моменту від двигуна до рушія, оскільки головний двигун є малообертовим. Рушій виготовлений компанією Lyen Marine Technology Co., Ltd. Для виготовлення рушія застосовано сплав нікель-алюміній-бронза. Рушій має фіксований крок.

Встановлено головний двигун марки 6G60ME-C9.5 Tier II/III (HP SCR), розроблений компанією MAN B&W. Потужність головного двигуна становить 14 000 кВт, при експлуатується на 60% від своєї номінальної потужності. Частота обертання становить 90 об/хв. Двигун здатний працювати на важкому паливі (HFO), морському газойлі (MGO), що відповідає сучасним екологічним стандартам. Він оснащений системою електронного управління (ME-Control), яка забезпечує оптимізацію роботи, контроль упорскування палива, регулювання фаз газорозподілу та мінімізацію витрат. Система автоматизації дозволяє моніторити й керувати роботою двигуна в режимі реального часу, забезпечуючи ефективність та надійність.

Електричну енергію на судні виробляють три дизельні генератори, виготовлені компанією CSSC Marine Power Co., Ltd за ліцензією MAN Energy Solutions. Модель - MAN 7L23/30H. Рядні дизель-генератори з потужністю 1050 кВт та частотою обертання 900 об/хв. Вони працюють на важкому паливі (HFO),

					КРБ.6.135.4217зст.01.01.ПЗ	Арк.
						16
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

або морському газойлі (MGO). Відповідають стандартам ІМО Tier II/III, забезпечуючи мінімізацію викидів. [8]

Котельна установка судна включає комбінований котел виробництва Aalborg із продуктивністю паливної частини 4000 кг/год і продуктивністю утилізаційної, що використовує відпрацьовані гази головного двигуна, частини 800 кг/год. Вона забезпечує теплову енергію для підігріву палива, води та інших систем судна. допоміжний мазутний

Висновок

На судні Nordic Nuluujaak до складу СЕУ входить одновальна пропульсивна установка з головним двигуном 6G60ME-C9.5 Tier II/III (HP SCR) з прямою передачею потужності на гвинт фіксованого кроку діаметром 87 м. Суднова СЕС складається з трьох дизель-генераторів потужністю по 1050 кВт. На судні встановлений комбінований котел та опріснювальна установка, що використовує тепло від головного двигуна для отримання прісної води. Судно працює на двох видах палива HFO та MGO. Запас палива забезпечує автономність ходу до 57 діб та дальність 18 000 морських миль при експлуатаційній швидкості 13,4 вузлів.

					КРБ.6.135.4217зст.01.01.ПЗ	Арк.
						17
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4217зст.01.02.ПЗ		
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Студент	Галай А.І.				Визначення ефективності суднової енергетичної установки		
Керівник	Коробейнікова НВ						
					Літ Аркуш Аркушів у 18 16		
					НУК ім. адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СУДНОВОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

2.1 Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки

2.1.1. Головний двигун

Відповідно до технічної документації судна, на ньому встановлено малообертовий дизельний двигун, виготовлений компанією CSSC-MES Diesel Co., Ltd. Двигун моделі MAN B&W 6G60ME-C9.5-ТІІ є крейцкопфним, реверсивним, оснащеним вбудованим упорним підшипником, системою турбонаддуву та електронним управлінням. [8]

Діаметр циліндра 600 мм та хід поршня 2790 мм. Двигун використовує різні типи палива, зокрема HFO (Heavy Fuel Oil) та MGO (Marine Gas Oil).

Основні технічні параметри головного двигуна G60ME-C9.5-ТІІ

- кількість $i = 1$
- марка 6G60ME-C9.5-ТІІ
- ефективна потужність $N_e^{\Gamma Д} = 14000$ кВт
- частота обертів $n = 90$ хв⁻¹
- питома витрата пального $g_e = 0,168$ кг/(кВт· год)
- степінь підвищення тиску повітря в $\pi_k = 4,155$

компресорі надувного агрегату ДВЗ [9]

- коефіцієнт корисної дії надувного компресора $\eta_k = 0,87$
- сумарний коефіцієнт надлишку повітря $\alpha_{\Sigma} = 2,4$
- температура відпрацьованих газів $T_{\Gamma}^{\Gamma Д} = 491$ К
- температура повітря на вході в надувний $T_{\Pi} = 303$ К

компресор

- нижча теплота згоряння $Q_i^r = 42700$ кДж/кг
- коефіцієнт корисної дії валопровода $\eta_{вп} = 0,99$
- пропульсивний коефіцієнт $\eta = 0,7$

					КРБ.6.135.4217зст.01.02.ПЗ	Арк.
						19
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

2.1.2 Головні судові передачі, муфти, валопровід та рушій

В системі пропульсивної установки судна встановлена гнучка муфта, яка інтегрується у лінію валопроводу. Даний вузол відповідає за передачу повної потужності головного двигуна як на рушійний комплекс, так і на судовий генераторний агрегат, що обумовлює необхідність точного розрахунку її конструктивних параметрів.

Використана муфта демпфіруючого типу RATO має специфічну конструкцію, що включає два гумометалеві диски з фланцевими з'єднаннями на периферії. Таке виконання забезпечує надійне кріплення до ведучої та веденої частин лінії валопроводу.

Ключовою особливістю даної муфти є наявність пружного елемента, який виконує кілька важливих функцій. Він ефективно компенсує можливі похибки центрування валів, а також значно знижує динамічні навантаження, що виникають під час роботи силового агрегату.

Основне призначення цього вузла полягає в забезпеченні стабільної передачі крутного моменту при одночасному демпфуванні вібраційних та ударних навантажень.

Це суттєво підвищує надійність роботи всієї пропульсивної системи та збільшує ресурс судового обладнання [6, 7, 8].

На судні Nordic Nuluujaak встановлено гребний гвинт фіксованого кроку, виготовлений з нікель-алюмінієвої бронзи фірми Lyen Marine Technology C0., Ltd. Діаметр гвинта становить 7800 мм, а частота обертання – 90 об/хв [3]. Його характеристики оптимізовані для роботи на 85% номінальної потужності головного двигуна. Передача потужності від головного двигуна до гвинта здійснюється безпосередньо через валопровід, використовуючи пряму передачу, що забезпечує максимальну ефективність і надійність. Валопровід складається з проміжного та гребного валів, з'єднаних між собою цільнокованими фланцями, демпфуючою муфтою та з'єднувально-роз'єднувальною муфтою.

					КРБ.6.135.4217зст.01.02.ПЗ	Арк.
						20
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Методика визначення діаметрів валів валопроводу враховує робочі навантаження, які виникають під час експлуатації, а також матеріал, з якого виготовлені вали. Зазвичай для цих цілей використовуються вуглецеві сталі, і передбачається, що гребний вал виготовлений зі сталі КМ-25 (міцність на розтяг 480 МПа), а проміжний вал – зі сталі КМ-23 (міцність на розтяг 440 МПа).

При розрахунках враховуються також параметри головного двигуна, зокрема його потужність 16080 кВт і частота обертання валів 90 хв^{-1} .

Найменший припустимий діаметр проміжного валу, приймаємо

$$d_{\text{пр}}^* = F \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{14000}{90}} = 563 \text{ мм},$$

де $F = 100$ – коефіцієнт; для дизельних установок (ДУ) з прямою передачею потужності на гвинт.

Мінімальний розрахунковий діаметр гребного вала

$$d_{\text{гр}}^* = F \cdot k \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 100 \cdot 1,22 \cdot \sqrt[3]{\frac{14000}{90}} = 688 \text{ мм},$$

де $k = 1,22$ – коефіцієнт, що враховує конструкцію вала та для безшпонкового з'єднання гребного гвинта.

Розрахункове значення діаметра гребного вала, виготовленого зі сталі категорії міцності КМ-23

$$d_{\text{м}}^{\text{гр}} = d_{\text{пр}}^* \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{R_{\text{мВ}}+160}} = 563 \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{440+160}} = 550 \text{ мм}$$

Розрахункове значення діаметра гребного вала, виготовленого зі сталі категорії міцності КМ-25

$$d_{\text{м}}^{\text{пр}} = d_{\text{гр}}^* \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{R_{\text{мВ}}+160}} = 688 \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{480+160}} = 658 \text{ мм}$$

За результатами розрахунків прийняті наступні значення діаметрів валів: проміжного – 550 мм; гребного – 658 мм.

Дейдвудний пристрій включає дейдвудні підшипники, ущільнювальні вузли, трубу гребного валу, а також системи змащення та охолодження. Для змащення та охолодження дейдвудних підшипників використовується мастило, яке одночасно

					КРБ.6.135.4217зст.01.02.ПЗ	Арк.
						21
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

забезпечує ефективне прилягання ущільнень, запобігаючи проникненню заборотної води всередину корпусу судна.

Додатково валопровід обладнується спеціальними пристроями: валоповоротним механізмом для періодичного прокручування під час тривалих стоянок, гальмівною системою для контролю вільного обертання, а також вимірювальними приладами для моніторингу частоти обертання валів та температурних показників.

2.1.3. Суднова електростанція

Суднова електростанція включає три дизель-генератори типу MAN 7L23/30H виготовлені фірмою CSSC Marine Power Co., Ltd. Дизель-генератори кожен має потужність 1050 кВт. Род струму – змінний, напруга силової мережі 380 В, напруга освітлення 200 В, частота струму 60 Гц [11].

Двигуни здатні працювати на двох видах палива HFO & MGO

Основні технічні параметри дизель-генератора 7L23/30H

- кількість	$i = 3$
- марка	7L23/30H
- ефективна потужність	$N_e = 1050 \text{ кВт}$
- частота обертів	$n = 900 \text{ хв}^{-1}$
- питома витрата пального	$g_e = 0,192 \text{ кг/(кВт· год)}$
- ступінь підвищення тиску повітря в КНА ДВЗ	$\pi_k = 2,9$
- коефіцієнт корисної дії надувного компресора	$\eta_k = 0,82$
- сумарний коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha_\Sigma = 2,2$
- температура відпрацьованих газів	$T_r^{ДГ} = 627 \text{ К}$
- температура повітря на вході в надувний компресор	$T_n = 303 \text{ К}$
- нижча теплота згоряння	$Q_i^r = 42700 \text{ кДж/кг}$
- електрична потужність електро-генератора	$P_e^{ДГ} = 990 \text{ кВт}$
- коефіцієнт корисної дії електрогенератора	$\eta^{ЕГ} = 0,94$

Двигуни здатні працювати на двох видах палива HFO & MGO

					КРБ.6.135.4217зст.01.02.ПЗ	Арк.
						22
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

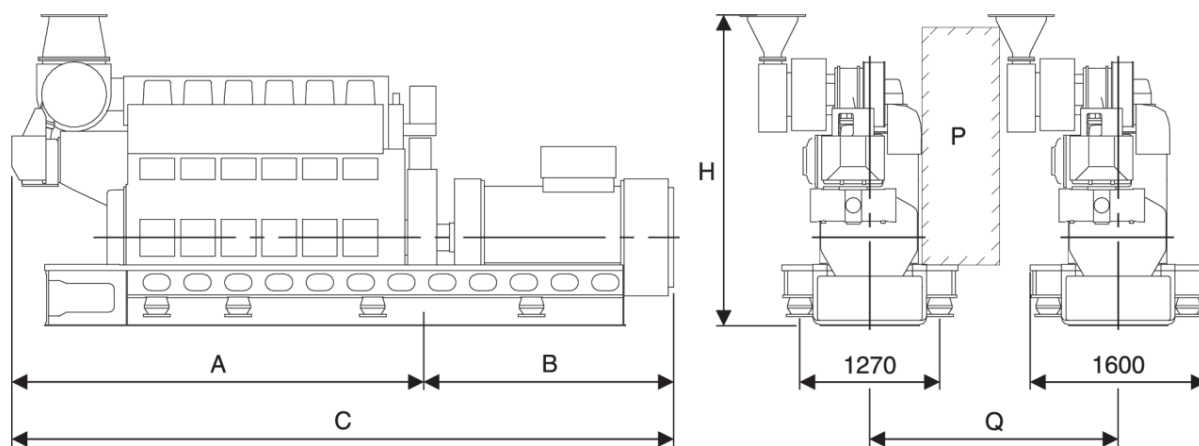


Рис.2.1 .Схема з нанесеними габаритами 7L23/30Н

Суднова електростанція виробляє електроенергію заданих параметрів і розподіляє її між судновими споживачами відповідно до режимів експлуатації судна. Вона повинна забезпечувати роботу всіх допоміжних електричних пристроїв і систем, необхідних для підтримки судна в робочому стані, створення комфортних умов проживання на борту без залучення аварійного джерела електроенергії, а також функціонування електрообладнання, що відповідає за безпеку судна, вантажу та екіпажу в екстрених ситуаціях. Як аварійний дизель-генератор встановлено дизельний двигун типу D2842LE з потужністю 360 кВт, частотою обертання 1500 хв^{-1} і питомою витратою палива $0,198 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$

2.1.4 Котельна установка

Допоміжна котельна установка судна забезпечує подачу пари для обігріву трубопроводів важкого палива, кінгстона, а також іншої донної та забортної арматури та ін. На судні встановлено комбінований котел фірми Alfa Laval Aalborg ОС-ТСі. Котел ОС-ТСі це вертикальний-циліндричний газотрубний паровий котел з комбінованим опаленням [12,13,14].

Основні технічні параметри комбінованого котла Aalborg ОС-ТСі

- кількість $i=1$
- марка Aalborg ОС-ТСі
- продуктивність паливної частини $D_s^{\text{ДК}} = 4000 \text{ кг/год}$

- продуктивність утилізаційної частини $D_s^{УК} = 800 \text{ кг/год}$
- тиск пари $p_s = 0,6 \text{ МПа}$
- температура живильної води(приймаємо) $t_{ж.в.} = 45 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- ККД паливної частини $\eta^{ДК} = 0,89$
- нижча теплота згоряння $Q_i^r = 41500$
- ККД утилізаційної частини $\eta^{УК} = 0,49$



Рис. 2.2. Комбінований котел Aalborg OC-TCI

2.1.5. Опріснювальна установка

Прісна вода на судах застосовується для різних побутових потреб, поповнення витрат води в замкнутах системах охолодження двигунів, конденсато-живильних системах, системах продування парових котлів, а також для сажообдуву через щілини з'єднань парових труб і арматури, і для постачання до технологічних і спеціальних споживачів. В залежності від призначення, прісна вода поділяється на такі групи: питна, яка використовується для пиття та приготування їжі; побутова для постачання умивальників, посудомийних та пральних машин та тд.; технічна для живлення споживачів суднової енергетичної установки, а також для технологічних і спеціальних споживачів.

Розраховуємо продуктивність установки враховуя потреби СЕУ та людей на судні. [14]

					КРБ.6.135.4217зст.01.02.ПЗ	Арк.
						24
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$D_s^{OY} = (10^{-3} \cdot 24 \cdot \alpha \cdot [\Sigma D_{УК}^{KK} + D_{ДК}^{KK}] + 10^{-3} \cdot w \cdot n_e) \cdot 1 = (10^{-3} \cdot 24 \cdot 0,008 \cdot [3200 + 800] + 10^{-3} \cdot 28 \cdot 250) \cdot 2 = 15,6 \text{ т/добу}$$

де 24 – враховує кількість годин на добу; $\alpha = 0,005-0,01$ – коефіцієнт продувки КК(УК та ДК) [12]; $w = 240...300$ – норма води на 1 члена екіпажу на добу, кг/добу; n_e – кількість постійно перебуваючих на судні членів екіпажу, чол.; 2 – враховує необхідність поповнення добових витрат води при 12 годинному режимі роботи ОУ. [14,15]

Фірма Alfa Laval пропонує кілька моделей опріснювачів серії AQUA Blue, зокрема E2 C-type та S-type. З огляду на обмежений простір машинного відділення, обрано модель AQUA Blue E2 C-type [15], яка займає мінімальну площу завдяки скороченій кількості трубопроводів і відсутності зовнішнього корпусу в порівнянні з іншими генераторами прісної води серії AQUA Blue.

Для забезпечення оптимальної продуктивності обрано модель AQUA Blue E2 C-100, яка виробляє до 18 м³ прісної води на добу при температурі гріючої води 85–90°C та температурі заборотної води після підігріву в охолоджувачах надувного повітря до 40°C, що запобігає утворенню соляного осаду [14, 15, 16].

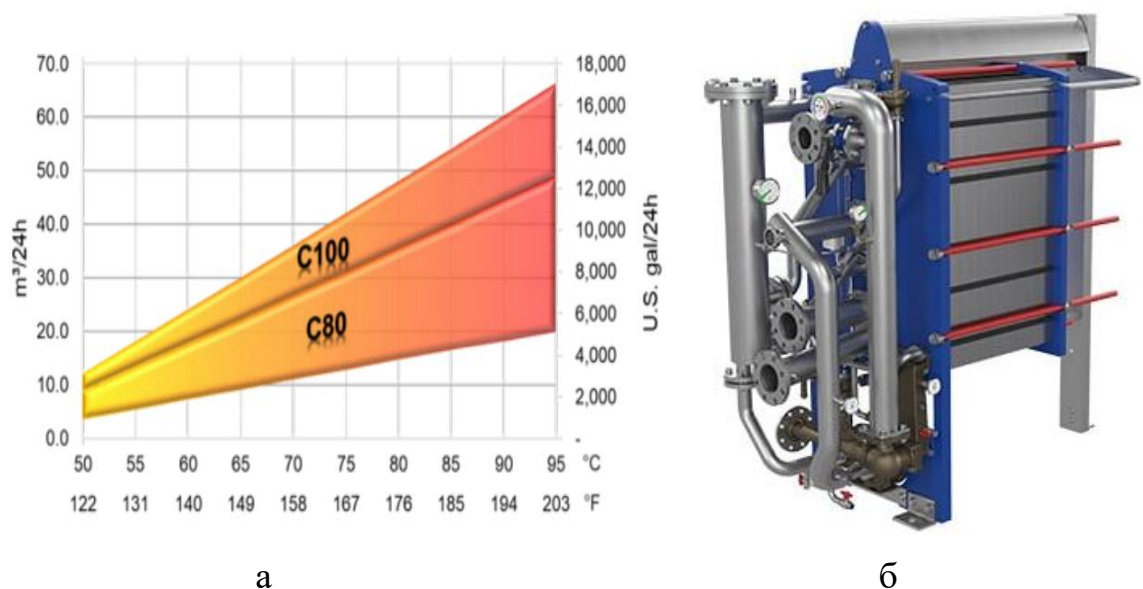


Рис 2.3. Опріснювальна установка AQUA Blue Mini E2

а – характеристика з зазначенням марки по продуктивності; б – загальний вид.

					КРБ.6.135.4217зст.01.02.ПЗ	Арк.
						25
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки

Структурно- функціональна схема СЕУ представлена на рисунку 2.4

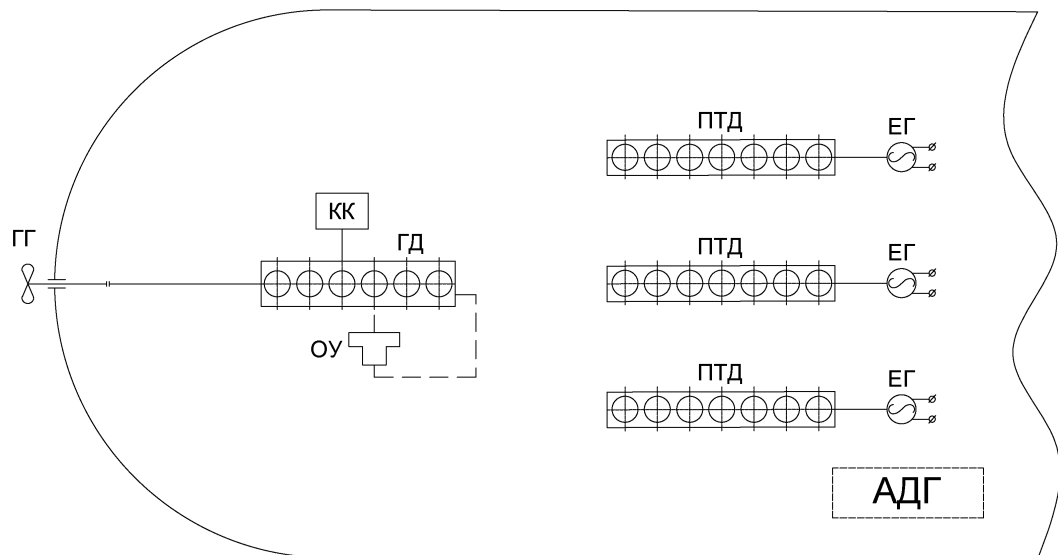


Рис. 2.4. Структурно – функціональна схема СЕУ:

ГД – головний двигун; ГГ – гребний гвинт; ДГ – дизель-генератор; ЕГ – електрогенератор; ОУ –опріснювальна установка; КК – комбінований котел;
АДГ – аварійний дизель-генератор.

2.3. Режими роботи судна та суднової енергетичної установки

Таблиця 2.1. Режими роботи СЕУ

Елементи СЕУ	Режим роботи СЕУ				Примітка
	Ходовий	Стоянкові		Аварійний	
		З вантажними операціями	Без вантажних операцій		
ГД (1)	+1	-	-	-	
ОУ (1)	+1	-	-	-	
ДГ (3)	+1	+2	+1	-	1 резерв
КК	УК+ДК	+(ДК)	+(ДК)	-	
АДГ	-	-	-	+	

2.4 Розрахунок потоків енергії в сеу на основних режимах роботи

2.4.1 Головний двигун

Розрахунок потоків теплоти в головному двигуні.

Теплота, що виділилась при спалюванні пального, кВт,

$$Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} = g_e^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}} \cdot Q_i^r / 3600 = 0,168 \cdot 14000 \cdot 42700 / 3600 = 27897,$$

Витрата пального, кг/с

$$G_{\text{пал}}^{\text{ГД}} = g_e^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}} / 3600 = 0,168 \cdot 14000 / 3600 = 0,653$$

Теплота, що втрачається з відпрацьованими газами, кВт:

$$Q_{\text{Г}}^{\text{ГД}} = G_{\text{Г}} c_{\text{рг}} T_{\text{Г}} - G_{\text{П}} c_{\text{рп}} T_{\text{П}} = 1,1 \cdot 28,68 \cdot 491 - 1,005 \cdot 28,028 \cdot 303 = 7097$$

$G_{\text{Г}}$, $G_{\text{П}}$ – кількість відпрацьованих газів та повітря двигуна

$$G_{\text{П}} = \alpha_{\Sigma} L_0 g_e N_e = 14,3 \cdot 0,168 \cdot 14000 \cdot 2,4 / 3600 = 28,028$$

$$G_{\text{Г}} = G_{\text{Г}} + G_{\text{пал}} = (1 + \alpha_{\Sigma} L_0) g_e N_e = 0,168 \cdot 14000 \cdot (1 + 2,4 \cdot 14,3) = 28,681$$

- теплоємності відпрацьованих газів та повітря відповідно [15]

$$c_{\text{рп}} = f(T_{\text{П}} = 491\text{K}) = 1,1 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$$

$$c_{\text{рг}} = f(T_{\text{П}} = 303\text{K}) = 1,005 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$$

Теплота, що відбирається від надувного повітря

$$Q_{\text{н.п.}}^{\text{ГД}} = G_{\text{П}} c_{\text{рг}} (T_{\text{к}} - T_{\text{П}}) = 28,028 \cdot 1,005 \cdot (486 - 303) = 4486$$

$T_{\text{к}}$ – температура повітря після надувного компресора, К

$$T_{\text{к}} = T_{\text{П}} + \Delta T = T_{\text{П}} \cdot \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k} \right] = 303 \cdot [1 + (4,155^{0,286} - 1) / 0,87] = 486$$

ΔT – це збільшення температури під час реального процесу стиснення повітря в компресорі турбонагнітального агрегату (ТНА); $\pi_k = 4,155$ ступінь підвищення тиску повітря в компресорі наддувного агрегату дизельного двигуна (ДВЗ), $\eta_k = 0,87$ – коефіцієнт корисної дії компресора ТНА.

Теплові втрати через розсіювання в навколишнє середовище є залишковою складовою енергетичного балансу та становлять 0,2–0,6 % від $Q_{\text{пал}}$.

$$Q_{\text{заг}}^{\text{ГД}} = 0,01 Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} = 0,01 \cdot 27897 = 279 \text{ кВт}$$

					КРБ.6.135.4217зст.01.02.ПЗ	Арк.
						27
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Втрати тепла через охолоджувальну прісну воду та масло у вузлах тертя можуть бути визначені за відповідними рівняннями :

$Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}} = G_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}} \cdot c_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}} \cdot \Delta T_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}}$ та $Q_{\text{м}}^{\text{ГД}} = G_{\text{м}}^{\text{ГД}} \cdot c_{\text{м}}^{\text{ГД}} \cdot \Delta T_{\text{м}}^{\text{ГД}}$, або з балансового рівняння теплоти двигуна, враховуючи основні тенденції розподілу теплових витрат у сучасних дизельних двигунах.

Зокрема, втрати тепла з охолоджувальною прісною водою становлять 5–10 %, з маслом – 3–4 % від загальної кількості теплоти, що виділяється при спалюванні палива, а втрати теплоти через корпус двигуна в навколишнє повітря складають 0,2–0,6 %.

Рівняння теплового балансу для головного двигуна

$$Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} \leq Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{н.п.}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{г}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{заг}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{м}}^{\text{ГД}} + N_e^{\text{ГД}}$$

$$Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{м}}^{\text{ГД}} = Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} - (Q_{\text{г}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{заг}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{н.п.}}^{\text{ГД}} + N_e^{\text{ГД}}) / Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} \cdot 100\%$$

$$= 27897 - (14000 + 7097 + 4486 + 279) / 27897 \cdot 100\% = 7,9\%$$

$$Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}} = 0,062 \cdot Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} = 0,062 \cdot 27897 = 1395 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{м}}^{\text{ГД}} = 0,03 \cdot Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} = 0,03 \cdot 27897 = 837 \text{ кВт}$$

Перевірка

$$Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} - (Q_{\text{г}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{заг}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{м}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{н.п.}}^{\text{ГД}} + N_e^{\text{ГД}}) / Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} \cdot 100\% = 0,01\%$$

Нев'язка балансу становить 0,01%, що є меншим за допустимий $\pm 0,5\%$.

2.4.2. Комбінований котел

Утилізаційну частину КК розраховуємо за такою методикою [10, 16].

Визначимо кількість теплоти відпрацьованих газів головного двигуна, яку можна утилізувати та використати для утворення пари в утилізаційній частині котла.

Кількість теплоти, що може бути передана від газів живильної води для утворення пари, кВт:

$$Q_{\text{г}}^{\text{УК}} = G_{\text{г}} c_{\text{рг}} (T_{\text{г}} - T_{\text{від}}^{\text{УК}}) = 28,68 \cdot 1,1 \cdot (491 - 453) = 1199$$

Кількість теплоти, що витрачається для виробництва насиченої пари, кВт:

$$Q_{\text{с}}^{\text{УК}} = D_{\text{с}}^{\text{УК}} \cdot (i'' - i_{\text{ж.в}}) / 3600 = 800 \cdot (2567,24 - 188,35) / 3600 = 524$$

					КРБ.6.135.4217зст.01.02.ПЗ	Арк.
						28
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт використання теплоти в УК:

$$\eta^{УК} = \frac{Q_s^{УК}}{Q_{г}^{УК}} = \frac{524}{1199} = 0,44$$

Ентальпії сухої насиченої пари та живильної води можна визначити за таблицями для водяної пари при тиску $p_s = 0,6$ МПа, $i_{ж.в} = 45^\circ\text{C} = 188,35$ $i'' = 2567,24$ кДж/кг. [15]

Паливну частину розраховуємо за такою методикою [12]

Кількість теплоти, що витрачено для отримання насиченої пари, кВт

$$Q_s^{ДК} = D_s^{ДК} \cdot (i'' - i_{ж.в})/3600 = 4000 \cdot (2567,24 - 188,35)/3600 = 2335$$

Ентальпія сухої насиченої пари i'' та живильної води $i_{ж.в}$ співпадають з показниками для утилізаційної частини котла.

Кількість теплоти, що виділяється під час спалювання палива в паливній частині котла, у кВт:

$$Q_{пал}^{ДК} = \frac{Q_s^{ДК}}{\eta^{ДК}} = \frac{2335}{0,89} = 2623$$

2.4.3. Опріснювальна установка базується на методиці [14,15]

Установка AQUA Blue Mini E2 C100 використовує прісну воду з головного двигуна для підігріву морської води та утворення пари. Це можливе лише за умови підтримки вакууму, оскільки температура гріючої води ($85-90^\circ\text{C}$) нижча за 100°C , при якій може відбутися кипіння за атмосферного тиску. Такий процес отримання прісної води називається дистиляцією.

З розрахунків для головного двигуна максимальна кількість теплоти, яку можна використати для отримання води, становить 1395 кВт. Перепад температур гарячої прісної води та заборотної води у випарнику становить $45-50^\circ\text{C}$, при цьому забортна вода кипітиме при температурі 60°C . Відповідно до таблиць водяної пари, визначаємо тиск вторинної пари, а також ентальпії сухої насиченої пари та морської води, з якої утворюється дистилят:

$$i_{ж.в} = 209,3 \text{ кДж/кг}, i'' = 2567,24 \text{ кДж/кг}.$$

$$Q_s^{ОУ} = D^{ОУ} \cdot (i'' - i_{з.в.})/24/3600 = 16 \cdot 10^3 \cdot (2567,24 - 209,3)/24/3600 = 441$$

					КРБ.6.135.4217зст.01.02.ПЗ	Арк.
						29
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

D^{OY} – продуктивність ОУ, т/добу, взята з коефіцієнтом запасу $16/15,6 = 1,06$

Коефіцієнт використання теплоти в ОУ

$$\eta^{OY} = \frac{Q_s^{OY}}{Q_{пр.в}^{ГД}} = \frac{441}{1395} = 0,32$$

2.4.4. Дизель-генератор [8, 14].

Методика розрахунків потоків теплоти у первинному тепловому двигуні ДГ аналогічна розрахункам для головного двигуна, оскільки обидва є дизельними двигунами внутрішнього згоряння (ДВЗ), але числові значення значно відрізняються. Це пояснюється тим, що ГД є двотактним двигуном, тоді як двигун ДГ – чотиритактний. Особливо це помітно за надлишком повітря, питомими витратами пального та температурами за турбонагнітачами.

Теплота, що виділилась при спалюванні пального, кВт,

$$Q_{пал}^{ДГ} = g_e^{ДГ} \cdot N_e^{ДГ} \cdot Q_i^r = 0,192 \cdot 1050 \cdot 42700/3600 = 2391$$

Витрата пального, кг/с

$$G_{пал}^{ДГ} = g_e^{ДГ} \cdot N_e^{ДГ} / 3600 = 0,192 \cdot 1050 / 3600 = 0,056$$

Теплота, що втрачається з відпрацьованими газами, кВт:

$$Q_{Г}^{ДГ} = G_{Г} c_{рг} T_{Г} - G_{п} c_{рп} T_{п} = 1,82 \cdot 1,138 \cdot 627 - 1,76 \cdot 1,005 \cdot 303 = 734$$

$G_{Г}$, $G_{п}$ – кількість відпрацьованих газів та повітря двигуна

$$G_{п} = \alpha_{\Sigma} L_0 g_e N_e = 2,2 \cdot 14,3 \cdot 0,192 \cdot 1050 / 3600 = 1,76$$

$$G_{Г} = G_{п} + G_{пал} = g_e N_e (1 + \alpha_{\Sigma} L_0) = 0,192 \cdot 1050 \cdot (1 + 2,2 \cdot 14,3) / 3600 = 1,82$$

Теплоємності відпрацьованих газів та повітря відповідно [15]

$$c_{рг} = 1,141 \text{ кДж/(кг К)} ; \quad c_{рп} = 1,005 \text{ кДж/(кг К)}$$

Теплота, що відбирається від надувного повітря

$$Q_{н.п.}^{ДГ} = G_{п} c_{рп} (T_k - T_{п}) = 1,76 \cdot 1,005 \cdot (456 - 303) = 244$$

T_k – температура повітря після надувного компресору

$$T_k = T_{п} + \Delta T = T \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k} \right] = 303 \cdot \left[1 + (2,9^{0,286} - 1) / \frac{1}{0,82} \right] = 456 \text{ К}$$

					КРБ.6.135.4217зст.01.02.ПЗ	Арк.
						30
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

де $\pi_k = 2,9$ – степінь підвищення тиску повітря в компресорі надувного агрегату ДВЗ, $\eta_k = 0,82$ – коефіцієнт корисної дії компресору ТНА.

Втрати теплоти, що розсіюються в навколишнє середовище, є залишковим елементом теплового балансу і становлять 1,5–2 % від загальної кількості тепла, виділеного при спалюванні палива $Q_{\text{пал}}$.

$$Q_{\text{зал}}^{\text{ДГ}} = 0,02 Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} = 0,02 \cdot 2391 = 24 \text{ кВт}$$

Подібним чином визначаються втрати теплоти через прісну охолоджуючу воду та масло.

$$Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} \leq N_e^{\text{ДГ}} + Q_{\text{г}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{н.п}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{пр.в}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{м}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{зал}}^{\text{ДГ}}$$

$$Q_{\text{пр.в}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{м}}^{\text{ДГ}} = Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} - \frac{Q_{\text{г}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{заг}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{н.п}}^{\text{ДГ}} + N_e^{\text{ДГ}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}}} \cdot 100\%$$

$$2391 - (1050 + 734 + 244 + 24) / 23,91 = 14,17 \%$$

$$Q_{\text{пр.в}}^{\text{ДГ}} = 0,096 \cdot Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} = 0,096 \cdot 2391 = 227 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{м}}^{\text{ДГ}} = 0,04 \cdot Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} = 108 \text{ кВт}$$

Перевірка

$$\begin{aligned} & Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} - (N_e^{\text{ДГ}} + Q_{\text{г}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{н.п}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{пр.в}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{м}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{зал}}^{\text{ДГ}}) / Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} \cdot 100\% \\ &= 2391 - (1050 + 244 + 24 + 227 + 108 + 734) / 2391 \cdot 100\% \\ &= 0,16\% \end{aligned}$$

Нев'язка балансу складає 0,16%, менше $\pm 0,5\%$. Баланс зведено

Розрахунок потоків енергії в СЕУ на ходовому режимі [13, 14].

Потоки енергії пропульсивного комплексу (ПК)

Втрати енергії на валопроводі

$$Q^{\text{ВП}} = N_e^{\text{ГД}} \cdot (1 - \eta^{\text{ВП}}) = 14000 \cdot (1 - 0,99) = 140 \text{ кВт.}$$

До рушія підводиться потужність $N^{\text{ВП}}$

$$N^{\text{ВП}} = N_e^{\text{ГД}} - Q^{\text{ВП}} = 14000 - 140 = 13860 \text{ кВт}$$

					КРБ.6.135.4217зст.01.02.ПЗ	Арк.
						31
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Втрати енергії на комплексі рушій-корпус (Q^P) визначаються з урахуванням пропульсивного коефіцієнта η . При $\eta = 0,7$ ці втрати складають наступну величину:

$$Q^P = (1-\eta) \cdot N^{\text{ВП}} = 0,3 \cdot 13860 = 4158$$

Потужність, що перетворюється на упор, $N_p = N_R$ є корисним ефектом пропульсивної установки, який виникає в результаті спалювання палива в головному двигуні.

$$N_R = N^{\text{ВП}} - Q^P = 13860 - 4158 = 9702$$

ККД пропульсивного комплексу визначимо:

$$\eta_e^{\text{ПК}} = \frac{N_R}{Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}}} = \frac{9702}{27897} = 0,35$$

Коефіцієнт використання теплоти в СЕУ на ходовому режимі:

$$(\eta_{\text{КВТ}}^{\text{СЕУ}})_{\text{ХР}} = \frac{N_R + Q_s^{\text{УК}} + Q_s^{\text{ОУ}} + P_{\text{ег}}^{\text{ДГ}} + Q_s^{\text{ДК}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = \frac{9702 + 524 + 441 + 990 + 2335}{27897 + 2391 + 2623} = 0,43$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на ходовому режимі

$$(\eta^{\text{СЕУ}})_{\text{ХР}} = \frac{N_R + P_{\text{ег}}^{\text{ДГ}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = \frac{9702 + 990}{27897 + 2391 + 2623} = 0,33$$

					КРБ.6.135.4217зст.01.02.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		32

Розрахунок потоків енергії на стоянковому режимі з вантажними операціями [13, 14].

Коефіцієнт використання теплоти в СЕУ на стоянковому режимі з вантажними операціями.

$$(\eta_{\text{КВТ}}^{\text{СЕУ}})_{\text{CP з O}} = \frac{2P_{\text{ег}}^{\text{ДГ}} + Q_s^{\text{ДК}}}{2Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = \frac{2 \cdot 990 + 2335}{2 \cdot 2391 + 2623} = 0,86$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на стоянковому режимі з вантажними операціями

$$(\eta^{\text{СЕУ}})_{\text{ХР}} = \frac{2P_{\text{ег}}^{\text{ДГ}}}{2Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = \frac{2 \cdot 990}{2 \cdot 2391 + 2623} = 0,49$$

Висновки

Коефіцієнт використаної теплоти (КВТ) становить 0,43, а коефіцієнт корисної дії (ККД) – 0,33 на ходовому режимі. На стоянковому режимі з вантажними операціями ці позники значно вищі: КВТ-0,86 та ККД- 0,39. Ці показники підтверджують ефективність СЕУ в такому складі. Щоб підвищити ефективність СЕУ особливо ККД можна за допомогою впровадження додаткових спрямовувачів гвинта або елементів, що використовують енергію вітру та перетворюють її для забезпечення руху.

					КРБ.6.135.4217зст.01.02.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		33

					КРБ.6.135.4211з.01.03.ПЗ			
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
					Визначення параметрів суднового двигуна MAN B&W 6G60ME-C9.5	Ліг	Аркуш	Аркушів
Студент	Галай А.І.					у	34	26
Керівник	Коробейнікова НВ					НУК ім. адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 3 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ СУДНОВОГО ДВИГУНА

MAN B&W 6G60ME-C9.5

3.1 Загальний устрій та характеристики двигуна.

На даному судні Nordic Nuluцjaак встановлений MAN B&W G60ME-C9.5-Tier II/III (HP SCR) малообертовий, реверсивний, крейцкопфний двигун. Двигун моделі G60ME-C9.5-Tier II/III (HP SCR) виготовлений фірмою CSSC-MES Diesel Co.,Ltd. Це шестициліндровий, двотактний дизельний двигун з електронним керуванням паливними клапанами (ME – електронне керування впорскуванням пального), без розподільчого вала для управління випускним клапаном, оскільки управління здійснюється електронно (C – camshaft-less), більш докладніше будо роглянуто вище. Індекс C9.5 вказує на покоління розробки та технічні характеристики конструкції. Двигун оснащений (HP SCR – High Pressure Selective Catalytic Reduction), що забезпечує очищення відпрацьованих газів та зниження рівня викидів NOx. Хід поршня $S = 2790$ мм та діаметр циліндра $D = 600$ мм.

Нижче буде наведено детальний розгляд двигуна та основних компонентів, їх функціональних особливостей та взаємодії в робочому циклі.[6,10]

Концепція двигуна ME. Двигуни серії ME розроблені на основі гідравлічно-механічної системи керування, яка забезпечує активацію впорскування палива та функціонування випускних клапанів. Всі приводи управляються електронною системою, що складається з інтегрованих елементів керування, які формують повноцінну систему контролю роботи двигуна. Компанія MAN Energy Solutions розробила як апаратне, так і програмне забезпечення для керування процесами двигуна, що дозволяє створити комплексне рішення з високим рівнем гнучкості та адаптивності. Система підвищення тиску пального реалізована у вигляді гідравлічного плунжерного механізму, який активується масляним поршнем. Регулювання тиску здійснюється електронно-керованим пропорційним клапаном, що дозволяє точно дозувати подачу пального відповідно до робочих режимів двигуна. Механізм керування випускними клапанами також функціонує на основі гідравлічної системи, де двоступеневий привід активується контрольованим потоком масла через електронно-керований пропорційний клапан. Закриття

					КРБ.6.135.4217зст.01.03.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		35

випускних клапанів здійснюється за допомогою "пневматичної пружини", що сприяє їх ефективному функціонуванню без використання традиційних механічних пружин. В якості робочого середовища у гідравлічній системі використовується стандартні масла, які проходять фільтрацію та стискання у гідравлічному енергоблоці. Цей блок може бути інтегрований безпосередньо на двигуні або розташований у машинному відділенні судна.

Двигуни ME також оснащені вдосконаленою системою пневматичного запуску, де пускові клапани відкриваються за допомогою електронно-керованих пневматичних клапанів типу "on/off". Це дозволяє повністю відмовитися від механічного розподільника стартового повітря, що покращує надійність та спрощує конструкцію.

Електронне керування впорскуванням пального та випускними клапанами здійснюється з урахуванням виміряного в реальному часі положення колінчастого вала, що забезпечує повний контроль над процесом горіння. Завдяки цьому система керування двигуном може автоматично адаптувати робочі параметри для досягнення оптимального балансу між продуктивністю, паливною ефективністю та екологічними нормами. Ключовою перевагою даної концепції є її гнучкість, що реалізується через набір адаптивних "режимів роботи двигуна", які можуть змінюватися автоматично відповідно до експлуатаційних умов або вручну за рішенням оператора. Основним режимом є "Fuel Economy Mode", який оптимізує роботу двигуна відповідно до екологічних стандартів IMO NOx щодо обмеження викидів.

Двигуни серії MAN B&W ME/ME-C-TII розроблені відповідно до вимог Міжнародної морської організації (ІМО) та повністю відповідають екологічним стандартам Tier II щодо обмеження шкідливих викидів. Високий рівень паливної ефективності та зниження емісії оксидів азоту (NOx) досягається завдяки оптимізованим параметрам горіння, електронно-керованій системі упорскування пального та вдосконаленим технологіям газообміну. Відповідно до вимог Міжнародної морської організації (ІМО) щодо регулювання рівня оксидів азоту (NO_x), оптимізація паливної ефективності двотактних двигунів повинна

					КРБ.6.135.4217зст.01.03.ПЗ	Арк.
						36
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

здійснюватися з урахуванням встановлених обмежень на питомі витрати пального (SFOC). Загальна тенденція свідчить, що зменшення SFOC супроводжується зростанням рівня NO_x , і навпаки.

Двигуни MAN B&W у стандартній конфігурації налаштовані таким чином, щоб максимально наблизитися до ліміту NO_x , встановленого IMO Tier II, не перевищуючи нормативних значень. Регламентований рівень NO_x визначається як зважене середнє значення викидів у режимах 25%, 50%, 75% та 100% навантаження, що дозволяє застосовувати стратегії зміни SFOC у різних робочих діапазонах. Зокрема, питома витрата пального може бути оптимізована у частковому (50-85%) або низькому (25-70%) діапазоні навантажень за рахунок її збільшення у високому діапазоні навантажень. Такий підхід забезпечує ефективність роботи двигуна, не порушуючи встановлених обмежень IMO Tier II. Для досягнення оптимальної витрати пального у частковому або низькому діапазоні навантажень використовуються такі методи регулювання: EGB (Exhaust Gas Bypass) – система обходу відпрацьованих газів, що покращує ефективність двигуна на малих і середніх навантаженнях, та HPT (High Pressure Tuning) – високотискована оптимізація (доступна лише для двигунів ME-C і впроваджується за запитом). Обидва методи дозволяють знизити витрати пального при часткових навантаженнях, зберігаючи можливість роботи на повній потужності у разі необхідності. Однак, вони не можуть застосовуватися одночасно на одному двигуні. Для двигунів 40-го типорозміру та менше, а також для більших двигунів із традиційними турбокомпресорами, застосовується лише оптимізація для високого навантаження. У стандартній конфігурації всі параметри базуються на налаштуваннях для роботи на повному навантаженні, якщо не зазначено інше.

Можна зробити висновок, що саме вибір двигуна MAN B&W G60ME-C9.5-Tier II/III (HP SCR) для судна Nordic Nuluujaak обумовлений його високою паливною ефективністю, відповідністю суворим екологічним стандартам IMO Tier II/III завдяки системі селективного каталітичного відновлення (HP SCR), а також передовими технологіями електронного керування, які забезпечують точне регулювання параметрів роботи двигуна та знижують експлуатаційні витрати.

					КРБ.6.135.4217зст.01.03.ПЗ	Арк.
						37
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

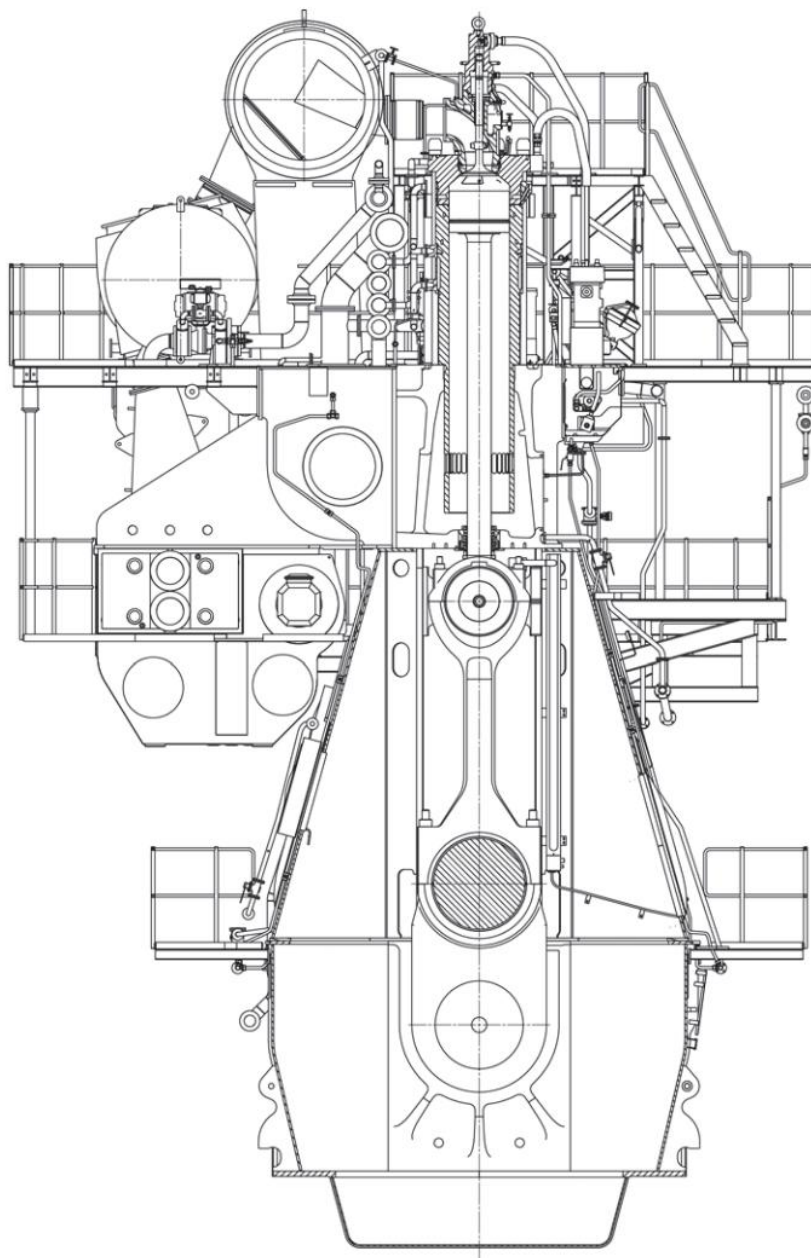


Рис.3.1.Загальний вид дизеля MAN B&W G60ME-C9.5-Tier II/III (HP SCR)

Фундаментальна рама. Фундаментальна рама (Bedplate) виготовляється з упорним підшипником, розташованим у кормовій частині двигуна. Фундаментальна рама складається з високих зварних поздовжніх балок та зварних поперечних балок із литими сталевими опорами підшипників. Для кріплення до посадкового місця двигуна на судні використовуються довгі, еластичні анкерні болти та гідравлічні інструменти для затягування. Фундаментальна рама виготовляється без конусності для двигунів, встановлених на епоксидні підкладки.

					КРБ.6.135.4217зст.01.03.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		38

Масляний картер, виконаний зі сталевого листа і приварений до фундаментальної рами, збирає зворотне масло із системи примусового змащення та охолодження. Масляні виходи з картера розташовані вертикально (як стандартне рішення) і обладнані ґратами.

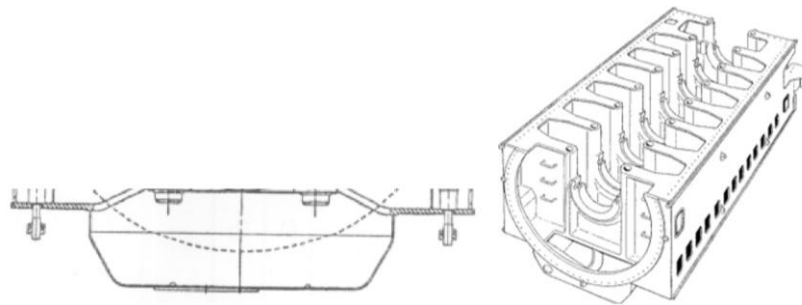


Рис.3.2 Фундаментальна рама

Рама циліндра та сальниковий вузол. Циліндрова рама є литою конструкцією та обладнана оглядовими люками для очищення повітряного ресивера, якщо це необхідно, а також для інспекції продувних каналів і поршневих кілець з маневрового боку. Разом із циліндровою гільзою вона утворює простір для продувного повітря. Циліндрова рама оснащена трубопроводами для подачі охолоджувального масла до поршня. На ній розташовані повітряний ресивер, турбонагнітач, коробка повітряного охолоджувача та кронштейни галереї. У нижній частині циліндрової рами встановлено сальниковий вузол поршневого штока, який містить ущільнювальні кільця для герметизації продувного повітря та маслознімні кільця, що запобігають потраплянню масла з картера у продувний простір. Дренажні трубопроводи для відведення конденсату з продувного простору та сальникового вузла поршневого штока розташовані в нижній частині циліндрової рами.

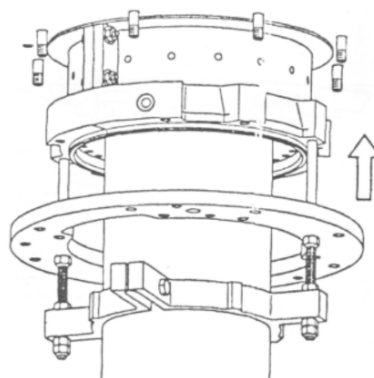


Рис. 3.3. Рама циліндра та сальниковий вузол

					КРБ.6.135.4217зст.01.03.ПЗ	Арк.
						39
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Кришка циліндра. Циліндрова кришка виготовлена з кованої сталі, є монолітною конструкцією та має канали для циркуляції охолоджувальної води. У центральній частині кришки розташований отвір для випускного клапана, а також отвори для паливних клапанів, пускового клапана та індикаторного клапана. Циліндрова кришка кріпиться до циліндрової рами за допомогою шпильок і гайок, які затягуються гідравлічними домкратами.

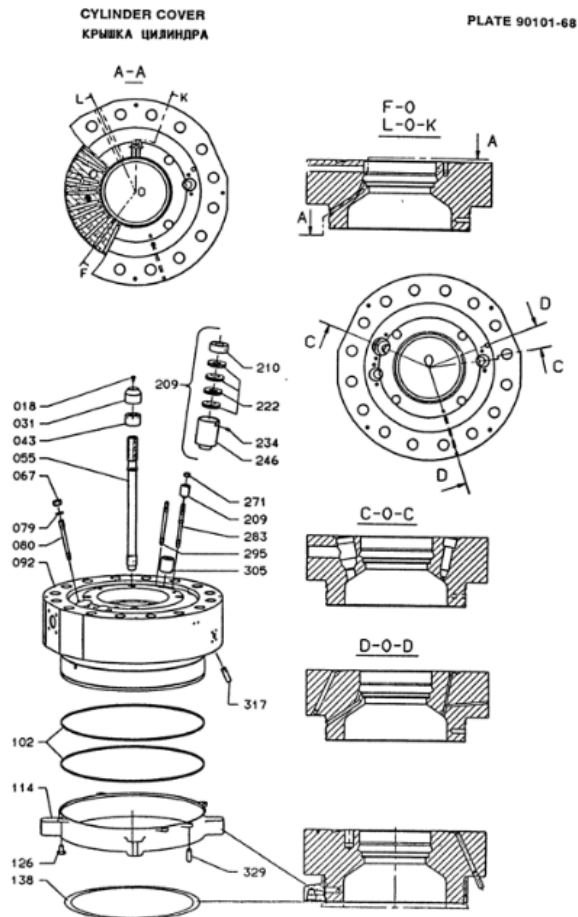


Рис. 3.4 Кришка циліндра

Колінчастий вал. Колінчастий вал виготовляється за напівзбірною схемою та складається з кованих або литих щік.

У кормовій частині колінчастий вал оснащений комірком упорного підшипника, фланцем для встановлення зубчастого колеса підвищувального редуктора (якщо він передбачений у конструкції), фланцем для встановлення поворотного колеса та фланцем для кріплення з'єднувальних болтів до проміжного валу.

					КРБ.6.135.4217зст.01.03.ПЗ	Арк.
						40
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

У носовій частині колінчастий вал обладнаний коміром для демпфера осьових вібрацій та фланцем для встановлення балансувального (налаштувального) колеса. За необхідності цей фланець також може бути використаний для відбору потужності (РТО).

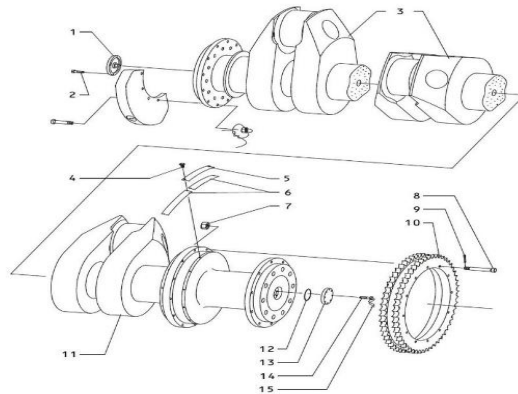


Рис. 3.5 Колінчастий вал

Упорний підшипник. Пропульсивне зусилля гребного гвинта передається через упорний комір, сегменти та фундаментальну раму на кінцеві підкладки та посадочне місце двигуна, а далі – на корпус судна. Упорний підшипник розташований у кормовій частині двигуна. Він є підшипником типу V&W-Michell і складається з упорного коміра на колінчастому валу, опори підшипника та сталевих сегментів із біметалевим покриттям на основі білої бронзи. Двигун будуть оснащені упорним підшипником типу 240 градусів. Для упорного коміра на різних типах двигунів застосовується гнучка кулачкова конструкція від MAN Energy Solutions. Упорний вал є інтегрованою частиною колінчастого валу та змащується через загальну систему змащення двигуна.

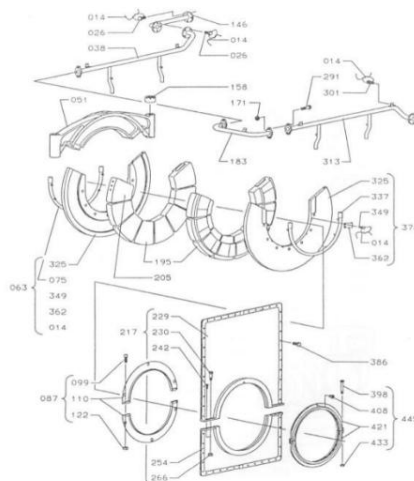


Рис.3.6 Упорний підшипник

					КРБ.6.135.4217зст.01.03.ПЗ	Арк.
						41
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Шатун. Шатун виготовлений із кованої або литої сталі та оснащений кришками підшипників для хрестовини та шатунної шийки колінчастого валу. Кришки підшипників хрестовини та шатунної шийки закріплені на шатуні за допомогою шпильок і гайок, які затягуються гідравлічними домкратами. Підшипник хрестовини складається з комплекту тонкостінних сталевих вкладишів із біметалевим покриттям. Кришка підшипника хрестовини виконана монолітною, із косим вирізом для поршневого штока. Підшипник шатунної шийки також має тонкостінні сталеві вкладиші із біметалевим покриттям. Змащення здійснюється через масляні канали в хрестовині та шатуні.

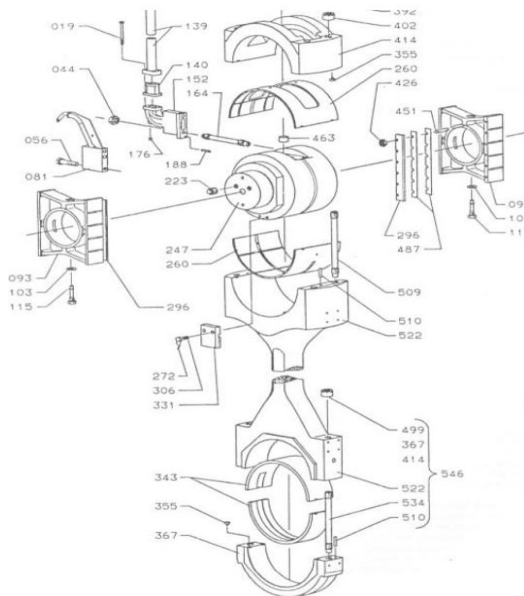


Рис.3.7 Шатун

Поршень. Поршень складається з поршневої головки та поршневої спідниці. Поршнева головка виготовлена з термостійкої сталі. У верхній частині гільзи циліндра розташоване очисне поршневе кільце, яке знімає зайві відкладення золи та нагару з верхньої частини поршня. Поршень має три або чотири канавки для поршневих кілець, які мають твердо-хромоване покриття на верхній та нижній поверхнях. Кількість поршневих кілець (три або чотири) залежить від типу двигуна. Верхнє поршневе кільце є CPR-типу (Controlled Pressure Relief), тоді як інші можуть бути CPR-типу або з косим замком. Залежно від типу двигуна, верхнє поршневе кільце може бути вищим за інші. Всі поршневі кільця мають алюмінієве покриття на зовнішній поверхні для покращеного припрацювання. Поршнева

					КРБ.6.135.4217зст.01.03.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		42

спідниця виготовлена з чавуну та покрита бронзовою смугою або молібденовим покриттям.

Поршневий шток. Поршневий шток виготовлений із кованої сталі та має загартовану поверхню в зоні контакту з ущільнювальним пристроєм. Шток з'єднаний із хрестовиною за допомогою чотирьох болтів. Він має центральний канал, який разом із трубопроводом охолоджувального мастила утворює вхід та вихід для охолоджувальної олії.

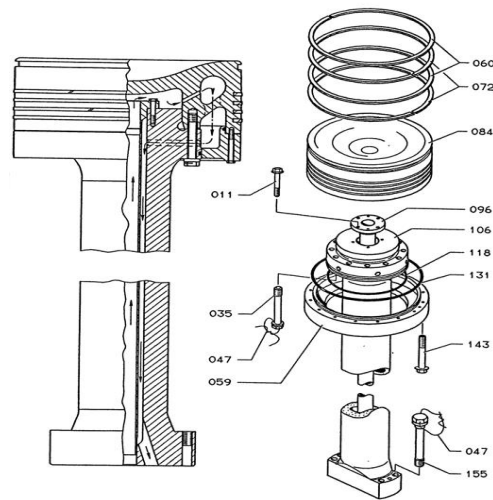


Рис.3.8 Поршень

Крейцкопф. Крейцкопф виготовлена з кованої сталі та оснащена напрямними башмаками зі сталевого лиття, робоча поверхня яких покрита білою бронзою. Напрямний червика має низький коефіцієнт тертя, а підшипники крейцкопф виконан за схемою широкої опорної поверхні. Телескопічний трубопровід для подачі мастила та трубопровід для відведення мастила закріплені на напрямних черевиків.

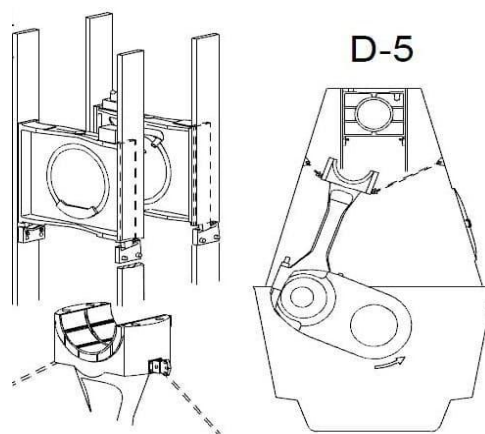


Рис. 3.9 Крейцкопф

					КРБ.6.135.4217зст.01.03.ПЗ	Арк.
						43
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Вихлопний турбокомпресор. Двигуни можуть бути оснащені турбокомпресорами типу MAN, ABB або MHI, що забезпечують ефективну подачу повітря для процесу згоряння. Для двигунів dot 4 і 2 передбачена опціональна комплектація турбокомпресорами MAN TCA, обладнаними системою регульованого сопла (Variable Nozzle Technology, VNT). Зазначена технологія забезпечує оптимізацію витрати палива в режимах часткового навантаження шляхом динамічного регулювання тиску продувочного повітря, що сприяє підвищенню ефективності згоряння та зменшенню питомої витрати палива.

Впускний клапан. Впускний клапан складається з корпусу клапана та штока клапана. Корпус клапана виконаний за технологією Millennium, виготовлений із чавуну та не має водяного охолодження. У нижній частині корпусу встановлена охолоджувана водою сталева вставка з загартованим сідлом розширеного типу (Wide-seat design).

Шток впускного клапана виконаний за технологією DuraSpindle та спрямований у напрямній втулці корпусу. Клапан кріпиться до кришки циліндра за допомогою шпильок і гайок.

Відкривання клапана здійснюється гідравлічно за допомогою електронної системи активації клапанів, а закривання – через пневматичну поворотну пружину. Випускний клапан виконаний у конструкції з низьким робочим навантаженням та керується багатопозиційним клапаном (ELVA або FIVA).

Випускний клапан. Під час роботи шток клапана обертається за рахунок впливу вихлопних газів, що діють на лопатеве колесо, закріплене на штоку. Герметизація прямої втулки випускного клапана забезпечується системою контрольованого рівня мастила (COL), яка створює масляну ванну в нижній частині повітряного циліндра, над ущільнювальним кільцем. Ця ванна також забезпечує змащення прямої втулки штока клапана та ущільнювального кільця.

					КРБ.6.135.4217зст.01.03.ПЗ	Арк.
						44
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2 Системи головного двигуна

Паливна система. Система подачі палива розроблена таким чином, щоб забезпечити можливість використання як дизельного палива, так і мазуту. Із сервісного танка паливо подається до електропривідного насоса подачі, за допомогою якого підтримується тиск приблизно 4 бар у низькотисковій частині циркуляційної системи палива. Це дозволяє уникнути газоутворення у вентильовальній коробці в умовах робочих температур. Вентильовальна коробка з'єднана з сервісним танком через автоматичний деаераційний клапан, який випускає гази, але утримує рідину. З низькотискової частини система подає паливо до циркуляційного насоса, також електропривідного, що перекачує паливо через підігрівач і повнопоточковий фільтр, розміщений безпосередньо перед входом у двигун. Вприскування палива здійснюється за допомогою електронно керованого бустера тиску, розташованого в гідравлічному циліндровому блоці (HCU) – по одному на кожен циліндр. Цей блок також включає виконавчий механізм для активації випускного клапана. Циліндрові блоки керування (CCU), що є частиною системи керування двигуном, розраховують момент упорскування палива та відкриття випускного клапана. Щоб забезпечити достатнє заповнення HCU, продуктивність циркуляційного насоса перевищує реальне споживання палива двигуном. Надлишкове паливо повертається назад через вентильовальну коробку. Для підтримання постійного тиску палива на форсунках за будь-яких режимів навантаження двигуна в систему інтегровано перепускний клапан пружинного типу. Тиск палива на вході до паливного насоса двигуна повинен становити 7–8 бар, що відповідає тиску циркуляційного насоса 10 бар.[10]

					КРБ.6.135.4217зст.01.03.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		45

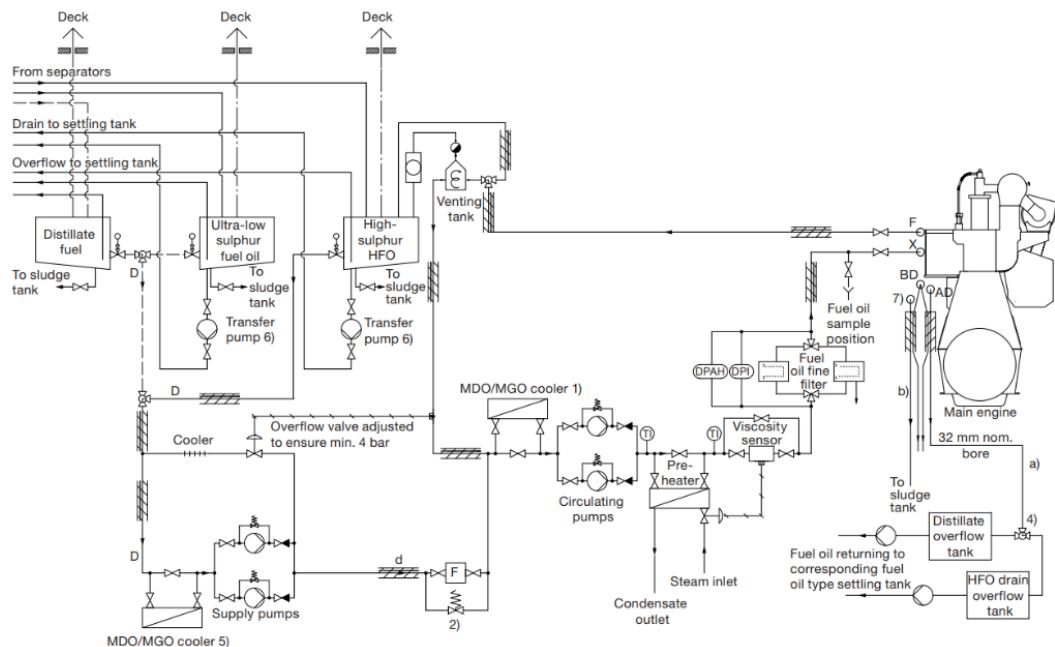


Рис. 3.10. Паливна система: 1- охолоджувач НFO/MGO; 2- Витранометр палива; 3- витрата палива (CFR); 4- клапан на зливному трубопроводі двигуна; 5- охолоджувач НFO/MGO; 6- насос перекачування; 7- фланцеве з'єднання (AF), а) обігрів паливопроводів, б) обігрів зливних ліній.

Масляна система. Масляна система головного двигуна забезпечує безперервну циркуляцію мастила для змащення, охолодження та очищення рухомих деталей, таких як розподільний вал, шатунні підшипники, поршні та інші вузли тертя. Масло зберігається в головному масляному резервуарі (картері або окремому танку) та подається насосом високої продуктивності до основної магістралі. Звідти воно розподіляється до всіх точок змащування двигуна. Перед подачею до двигуна масло проходить через теплообмінник, де охолоджується до робочої температури (приблизно 45–47 °C), і через фільтр тонкого очищення, що затримує механічні домішки. Після змащення вузлів, масло самопливом повертається в резервуар. Частина масла постійно подається через центрифугу для очищення від домішок і продуктів зносу. Центрифуга працює або в автоматичному, або в ручному режимі, забезпечуючи видалення твердих частинок без втрати мастила. У системі передбачений байпасний клапан, що дозволяє направити масло в обхід охолоджувача при запуску двигуна або в разі потреби підтримати оптимальну температуру. Робота насоса, охолоджувача, фільтрів та клапанів

					КРБ.6.135.4217зст.01.03.ПЗ	Арк.
						46
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

автоматизована й контролюється з поста управління. Окрема система циліндрового змащення подає спеціальне лужне масло безпосередньо в циліндри для нейтралізації кислот, що утворюються під час згоряння палива. Подавання здійснюється синхронно з роботою двигуна, відповідно до навантаження і типу палива.[10]

Центральна система охолодження. Центральна система охолодження використовує єдиний теплообмінник, що охолоджується забортною водою, тоді як усі інші теплообмінники, включаючи охолоджувач сорочкової води, працюють на основі циркуляції центральної охолоджувальної води. Продуктивність насосів забортної води та центрального охолоджувача визначається так, щоб температура прісної води після проходження охолоджувача мастильного масла головного двигуна не перевищувала 54 °С. За тропічних умов із максимальною температурою вхідної води 36 °С підвищення температури не повинно перевищувати 18 °С. Оптимальна робота двигуна залежить від мінімально можливої температури охолоджувальної води на вході до охолоджувача наддувного повітря. Відповідно до вимог MAN Energy Solutions, температура регульовального клапана центрального охолодження має бути не нижче 10 °С, що дозволяє температурі води відповідати температурі забортної води. При застосуванні системи регулювання потоку насосів забортної води точка налаштування температури повинна бути приблизно на 4 °С вище температури забортної води, але не нижче 10 °С. [10]

Система відпрацьованих газів. Відпрацьовані гази відводяться з циліндрів до ресивера відпрацьованих газів та звідти газ надходить до турбонагнітача. Між корпусами випускних клапанів і ресивером, а також між ресивером і турбонагнітачем встановлено компенсатори. Між ресивером відпрацьованих газів і турбонагнітачем розміщено захисну решітку. Турбонагнітач обладнаний датчиком для контролю та дистанційної індикації швидкості обертання. Ресивер відпрацьованих газів і випускні трубопроводи мають термоізоляцію, закриту сталевим кожухом. Турбонагнітачі розташовані на випускній стороні двигуна. Також турбонагнітачі оснащені системою водяного промивання компресорної

					КРБ.6.135.4217зст.01.03.ПЗ	Арк.
						47
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

сторони та м'якого обдуву турбінної частини. При номінальному режимі (MCR) двигуна, загальний зворотний тиск у системі відпрацювання газів після турбонагнітача не повинен перевищувати 350 мм вод. ст. Крім того щоб уникнути надмірних втрат тиску, розробники фірми пропонують вважати нормою швидкість потоку близько 35 м/с, але не вище 50 м/с. Тому для проєктування з'єднань зовнішніх випускних труб використовуються відповідні діаметри труб, розраховані на швидкість потоку 35 м/с до 50 м/с.

До складу системи відведення відпрацьованих газів головного двигуна входять: випускні трубопроводи, котел-утилізатор, глушник, іскрогасник, компенсатори та кріплення трубопроводів.

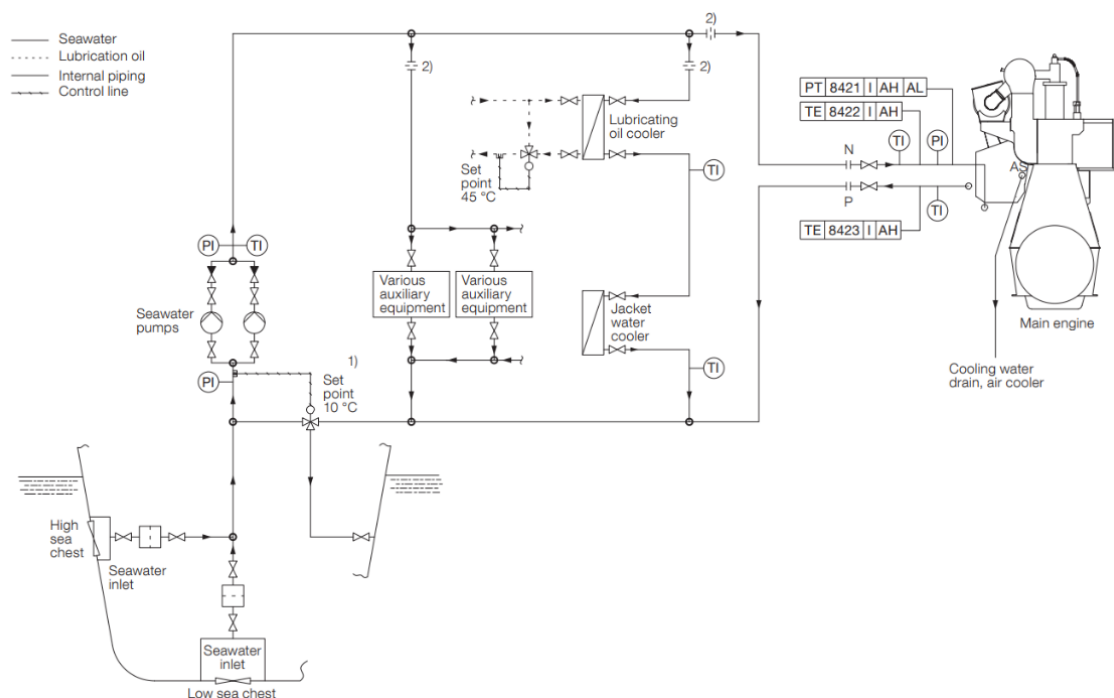


Рис 3.11 Центральна система охолодження

3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

Для розрахунку робочого циклу двигуна потрібно прийняти наступні значення:

Температура навколишнього повітря T_0 .

Приймаємо $T_0 = 303$ К (стандартні умови застосування).

					КРБ.6.135.4217зст.01.03.ПЗ	Арк.
						48
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Тиск навколишнього повітря p_0 приймається $p_0 = 0,1$ МПа (стандартні умови застосування).

Ступінь стиску ε . Для прийняття параметру ступеня стиску слід враховувати розміри циліндру та спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\varepsilon = 15$.

Коефіцієнт надлишку повітря α є ключовим параметром, який впливає на ефективність роботи двигуна. Його оптимальне значення залежить від конструкції циліндра та особливостей утворення паливно-повітряної суміші. Збільшення α призводить до зниження питомої витрати палива, але водночас зменшує потужність двигуна та ефективний тиск. Виходячи з цього коефіцієнт надлишку повітря слід приймати з декількох спроб розрахунків з урахуванням досягнення заданої потужності та можливої економічності. Остаточний вибір значення α робиться з вибором оптимального значення π_k . Враховуючи всі фактори $\alpha = 2,4$.

Показник адіабати повітря $k_b = 1,4$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0,97$.

Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ад} = 0,82$.

Коефіцієнт γ_r залежить від тактності й частоти обертання двигуна, типу системи газообміну та її конструктивного виконання, розмірів циліндра, перепадів тиску між впускним і випускним колекторами. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$.

Значення коефіцієнтів використання теплоти в точках z (ξ_z) і b (ξ_b) можуть суттєво варіюватися залежно від ефективності роботи двигуна.

Найдоцільніше задавати їх на основі порівняльного аналізу теплових балансів аналогічних двигунів.

Приймаємо: $\xi_z = 0,95$

$\xi_b = 0,98$

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ приймається $\lambda = 1,15$.

Величина підігріву заряду від стінок циліндру ΔT_a складає 5-45 К- для ДВЗ з наддувом. Приймаємо $\Delta T_a = 20$ К.

Значення коефіцієнта скруглення індикаторної діаграми ζ обирають на підставі результатів випробувань, враховуючи конструктивні особливості двигуна та характеристики системи газообміну. Обираємо $\zeta = 0,99$.

					КРБ.6.135.4217зст.01.03.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		49

Механічний ККД двигуна приймаємо $\eta_m = 0,94$.

Повітроохолоджувач чинить опір потоку повітря, внаслідок чого в ньому спостерігається зниження тиску ΔP_{ox} . Учисловому виразі приймаємо $\Delta P_{ox} = 0,005$ Мпа.

Температуру залишкових газів приймаємо $T_r = 600$ К [7].

Хімічний склад пального, що використовується в розрахунках, відповідає середньому складу важкого палива [8]: С = 0,87 кг- кількість вуглицю; Н = 0,126 кг – кількість водню; S = 0 кг – кількість сірки; О = 0,004 кг – кількість кисню.

Коефіцієнт тактності Z показує, скільки робочих ходів поршня виконується за один оберт колінчастого вала; для двотактних двигунів $Z = 1$.

Нижча теплота згоряння палива $Q_i^r = Q_n$ приймається $Q_n = 42700$ кДж/кг.

Ступінь підвищення тиску в компресорі π_k для даного типу компресора приймаємо $\pi_k = 3,8$.

Частота ходу поршня втраченого на продувку φ_n для двотактного двигуна приймається $\varphi_n = 0,07$.

Ефективна потужність	Ne=14000
Частота обертання	n=90 хв ⁻¹
Тиск навколишнього середовища	P ₀ = 0,1 МПа
Температура навколишнього середовища	T ₀ = 303 К
Тиск наддуву	P _к = 0,38 МПа
Коефіцієнт продувки	$\varphi_a = 1,2$
Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0,04$
Коефіцієнт використання теплоти у точці z	$\xi_z = 0,95$
Коефіцієнт використання теплоти у точці b	$\xi_b = 0,98$
Ступінь стиснення	$\varepsilon = 15$
Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1,15$
Підігрів заряду від стінки циліндра	$\Delta T_a = 20$ К
Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми	$\xi = 0,99$
Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0,94$

					КРБ.6.135.4217зст.01.03.ПЗ	Арк.
						50
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad} = 0,77$
Втрати тиску в повітроохолоджувачі	$\Delta P_{ox} = 0,005 \text{ Мпа.}$
ККД повітроохолоджувача	$\eta_o = 0,8/0,92$
Температура залишкових газів	$T_r = 600 \text{ К}$
Масовий склад палива	$C = 0,87; H = 0,126;$ $S = 0; O = 0,004$
Нижча теплота згоряння палива	$Q_H = 42\,700 \text{ кДж/кг}$
Кількість циліндрів	$i = 6$
Коефіцієнт тактності	$z = 1$
Діаметр циліндра	$D_{ц} = 0,6 \text{ м}$
Хід поршня	$S = 2,790 \text{ м}$
Коефіцієнт надлишку повітря	$a = 2,4$
Показник адіабати повітря	$\kappa_B = 1,4$
Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{t.ad} = 0,82$
Механічний ККД турбіни	$\eta_{t.m} = 0,97$
Співвідношення тиску газів перед турбіною до тиску повітря за компресором	$\psi_t = 0,97$

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за першим ступенем компресора:

$$T_k = T_0 \left[1 + \frac{\left[\left(\frac{P_{k1}}{P_0} \right)^{0,286} - 1 \right]}{\eta_{k.ad1}} \right] = 485,955 \text{ К}$$

Температура повітря перед двигуном:

$$T_s = T_k - \eta_0 (T_k - T_0) = 339,591$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення:

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = 368,837 \text{ К}$$

Тиск повітря перед двигуном:

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,375 \text{ МПа}$$

					КРБ.6.135.4217зст.01.03.ПЗ	Арк.
						51
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення:

$$P_a = 0,97P_s = 0,364 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт наповнення:

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_a}{P_s} \frac{T_s}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r} (1 - \varphi_a) = 0,849$$

Розрахунок процесу стиснення

У реальних умовах роботи двигуна теплоємність газової суміші в циліндрі змінюється залежно від температури, оскільки відбувається теплообмін із поверхнею циліндра. Крім того, на перебіг процесу стиснення впливають такі фактори, як витікання газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, часткове наповнення циліндра до моменту закриття впускного клапана, випаровування палива, а також початкові етапи його згоряння наприкінці стиснення. Через ці фактори точне термодинамічне моделювання процесу стиснення в реальному двигуні є складним завданням. Тому на практиці прийнято вважати, що стиснення відбувається за політропним процесом з показником n_1 ,

який підбирають таким чином, щоб забезпечити таку саму величину роботи стиснення, як і в реальному процесі зі змінним показником.

При виборі значення n_1 враховують наступні тенденції:

- зі зростанням частоти обертання колінчатого вала значення n_1 зростає;
- зі збільшенням середньої температури в процесі стиснення n_1 зменшується;
- при зменшенні ефективності охолодження двигуна n_1 підвищується;
- при зменшенні співвідношення площі охолодженої поверхні до об'єму циліндра n_1 також збільшується.

Для дизельних двигунів з нерозділеною камерою згоряння типові значення показника політропи становить в діапазоні 1,32-1,42. В даних розрахунках приймаємо:

Регресійне рівняння для розрахунку середньої ізохорно мольної питомої теплоємності повітря, кДж / (кмоль · К)

					КРБ.6.135.4217зст.01.03.ПЗ	Арк.
						52
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$C'_{\nu} \leftarrow 19,26 + 0,0025T$$

Регресійне рівняння для розрахунку середньої ізохорно мольної питомої теплоємності газів, що відходять, кДж / (кмоль·К)

$$C''_{\nu} \leftarrow 20,47 + 0,0036T$$

Теплоємність суміші повітря і залишкових газів на ході стиснення:

$$c''_{\nu c} \leftarrow \frac{\gamma_r c''_{\nu} [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] c'_{\nu}}{\alpha(1 + \gamma_r)} \leftarrow a_{\nu c} - b_c T$$

$$b_c = 0,002518 \quad a_{\nu c} = 19,279$$

Середній показник політропи стиснення:

$$n_1 - 1 \leftarrow \frac{8,13}{a_{\nu c} + b_c T_a (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})}$$

$$n_1 = 1,362$$

Тиск наприкінці стиснення:

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1} = 14,543 \text{ МПа}$$

Температура наприкінці стиснення:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 983,06 \text{ К}$$

Розрахунок процесів згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння:

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = 1,174$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\beta_0 = 1 + \frac{8H + O}{32L} = 1,028$$

Частка палива, що згоріла в точці z:

$$x_z = \frac{\zeta_z}{\zeta_b} = 0,969$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z:

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) x_z = 1,026$$

Середня мольна ізохорна теплоємність в точці z:

$$c''_{\nu z} \leftarrow \frac{(m x_z + \gamma_r) c''_{\nu} + [\alpha(1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] c'_{\nu}}{\alpha(1 + \gamma_r) + (m - 1) x_z} \leftarrow a_{\nu z} + b_z T$$

					КРБ.6.135.4217зст.01.03.ПЗ	Арк.
						53
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) = 0,033$$

$$m = 1 + \frac{\Delta M}{L} = 1,028$$

$$a_{vz}=19,76678 \quad b_z=0,00296$$

Середня мольна ізохорна теплоємність в точці b:

$$c''_{vb} \leftarrow \frac{(m + \gamma_r)c''_v + (\alpha - 1)(1 + \gamma_r)c'_v}{\alpha(1 + \gamma_r) + (m - 1)} \leftarrow a_{vb} + b_b T$$

$$a_{vb} = 19,78178 \quad b_b = 0,002974$$

Максимальну температура згоряння знаходимо з рівняння:

$$\frac{\zeta_z \cdot Q_i}{a \cdot L_0} + [C'_v + 8,314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (C''_v + 8,314 \cdot \lambda)] \cdot T_c = \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot C''_{pz} \cdot T_z$$

Звідси:

$$T_z = 1803 \text{ K}$$

Максимальний тиск згоряння:

$$P_z = \lambda P_c = 16,724 \text{ МПа}$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення:

$$\rho = \frac{\beta_z T_z}{\lambda T_c} = 1,636$$

Ступінь наступного розширення:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = 9,167$$

Середнє значення показника політропи розширення та температура в кінці розширення визначаються за допомогою системи рівнянь, розв'язання якої здійснюється методом послідовних наближень:

$$n_2 \leftarrow \left[\frac{8,314 \left(\frac{\beta_z}{\beta} T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H |\zeta_b - \zeta_z|}{L |1 + \gamma_r| \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} |a_{vz} + b_z T_z| T_z - |a_{vb} + b_b T_b| T_b} \right] + 1$$

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

					КРБ.6.135.4217зст.01.03.ПЗ	Арк.
						54
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$n_2 = 1,285$$

$$T_b = 975,143$$

Тиск наприкінці процесу розширення:

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = 0,97$$

Визначення індекаторних показників:

Теоретичний середній індикаторний тиск:

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] = 2,125 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск:

$$P_i = P'_i \zeta (1 - \varphi_n) = 2,018 \text{ МПа}$$

Індикаторна питома витрата палива:

$$b_i = 433 \frac{P_s \eta_H}{\alpha L_0 T_s P_i} = 0,164 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i Q_H} = 0,514$$

Визначення ефективних показників:

Середній ефективний тиск:

$$P_e = P_i \eta_m = 2,102 \text{ МПа}$$

Ефективний ККД двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = 0,483$$

Питома ефективна витрата палива:

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} = 0,174$$

Ефективна потужність двигуна:

$$N_e = 13,1 D_c^2 S_c z P_e n i = 14093 \text{ кВт}$$

Перевірка:

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} = 0,067$$

					КРБ.6.135.4217зст.01.03.ПЗ	Арк.
						55
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок має достатню точність – різниця між заданою і розрахованою потужністю становить менше 0,5%

Перерахунок π_k турбокомпресора на даному режимі роботи двигуна.

Витрата повітря через компресор:

$$G = \left[\frac{\pi D_c^2}{4} \right] S_c \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{RT_s} \right) \eta_n i_z \left(\frac{n}{60} \right) \varphi_a = 53,023$$

Витрата газів через турбіну:

$$G_t = G + b_e \frac{N_e}{3600} = 53,747 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Тиск газів перед турбіною:

$$P_r = 0,9 P_k = 0,342 \text{ МПа}$$

Температура газів перед турбіною:

$$T_t = T_b \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 726,935 \text{ К}$$

Загальна кількість продуктів згоряння:

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0,79 \cdot \alpha \cdot L_0) = 1,23$$

Універсальна газова стала для відпрацьованих газів:

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 M_s 189} + \frac{H}{2 M_s 461,6} + \frac{0,21(\alpha - 1)L_0}{M_s 259,8} + \frac{0,79\alpha L_0}{M_s 296,8}} = 283,469$$

Показник адіабати розширення газів в турбіні:

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b T_t} = 1,379$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в турбокомпресорі:

$$\pi_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) R_t T_t \left[1 - \frac{1}{\left(0,905 \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t-1}{k_t}}} \right] \eta_t G_t}{G R T_k \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 4.155$$

Уточнений тиск стисненого повітря перед охолоджувачем:

$$P_{kd} = \pi_k P_0 = 0,416 \text{ МПа}$$

Порівняння заданого і отриманого тиску наддува:

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} = \frac{0,4155 - 0,41}{0,4155} = 0,135\%$$

3.4 Побудова індикаторної діаграми

Початкові данні для розрахунку індикаторної діаграми зведені у таблиці 3.1

Таблиця 3.1 Початкові данні для розрахунку індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,362
Показник політропи розширення n_2	1,285
Тиск кінця стиснення, МПа	14,564
Максимальний тиск згоряння, МПа	16,749
Ступінь попереднього розширення ρ	1,735
Ступінь стиснення ε	15

Використовуємо наступні формули для обчислення ординати точок політропи та розширення:

Для процесу стиснення:

$$p = \frac{p_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1}}$$

Для процесу розширення:

$$p = \frac{\lambda \cdot p_c \cdot p^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1}}$$

де $V/V_c = \varepsilon$ - відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення.

Наведені вище розрахунки слугують основою для побудови індикаторної діаграми. Узагальнені дані для її побудови подано в таблиці 3.2

Таблиця 3.2 Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_C	$P_{ст}$	$P_{розш}$
1,00	16,70	
1,00	14,53	16,70
1,74	6,86	16,70
2,40	4,41	11,02
3,06	3,16	8,05
3,72	2,42	6,26
4,39	1,94	5,07
5,05	1,60	4,23
5,71	1,35	3,61
6,38	1,16	3,14
7,04	1,02	2,76
7,70	0,90	2,46
8,37	0,80	2,21
9,03	0,73	2,01
9,69	0,66	1,83
10,36	0,60	1,68
11,02	0,55	1,55
11,68	0,51	1,44
12,35	0,47	1,34
13,01	0,44	1,25
13,67	0,41	1,18
14,36	0,39	1,11
15,00	0,36	1,04
15,00		0,36

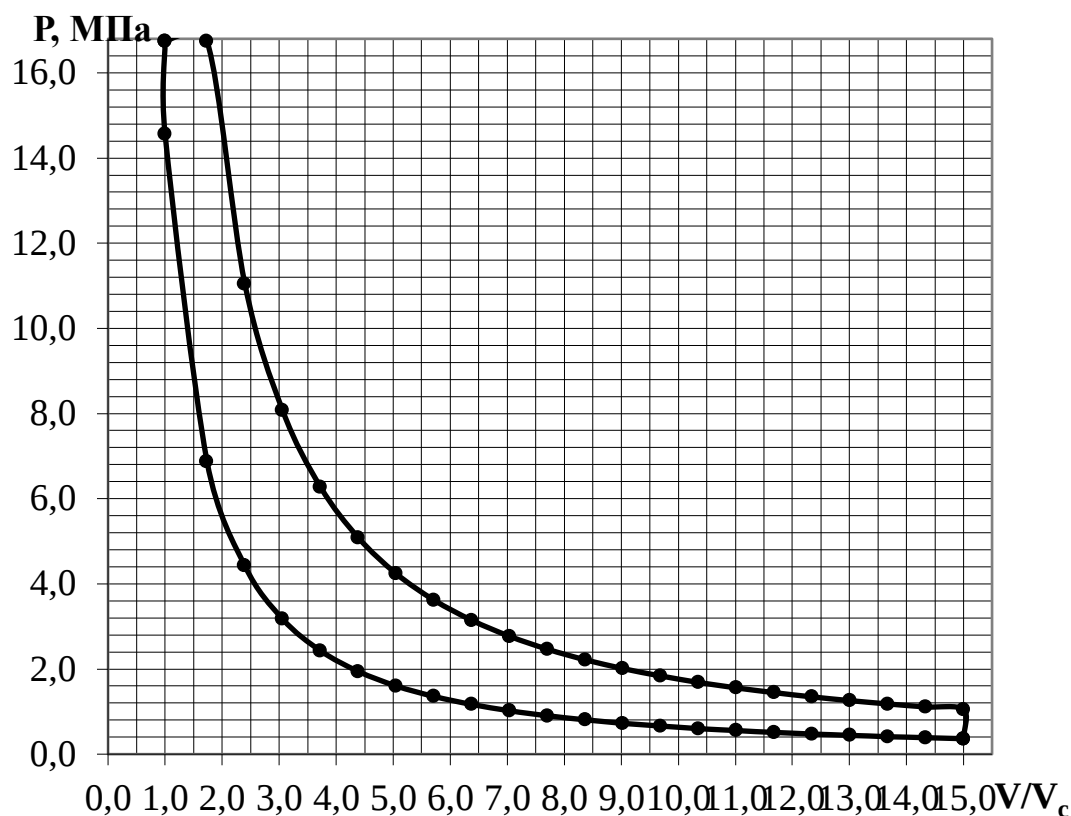


Рис. 3.12 Індикаторна діаграма

Висновок

Двигун MAN B&W G60ME-C9.5-Tier II/III (HP SCR) демонструє високу ефективність завдяки оптимізованому робочому циклу (індикаторний ККД – 0,514, ефективний ККД – 0,483), електронному керуванню (ME), яке забезпечує точну подачу палива та регулювання фаз газорозподілу, двотактній конструкції з наддувом, що дозволяє досягати високої потужності при низьких обертах (90 хв⁻¹) Використання пального з 0,1% сірки дозволяє не укомплектовувати ці двигуни скруберами, для виділення з газів SO₂.

					КРБ.6.135.4211з.01.04.ПЗ			
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Розрахунок характеристик суднового котла AALBORG ОС-ТСІ	Літ	Аркуш	Аркушів
Студент	Галай А.І.					У	60	24
Керівник	Коробейнікова НВ					НУК ім. адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 4 РОЗРАХУНОК ХАРАКТЕРИСТИК СУДНОВОГО КОТЛА ALBORG OC TCI

4.1 Загальний устрій котла

На судні Nordic NuluuJaak встановлено комбінований паровий котел типу Aalborg OC-TCi, виробництва компанії Alfa Laval, яка входить до складу промислового об'єднання з відомим данським виробником котельного обладнання Aalborg.[12]

Котел Aalborg OC-TCi є високоефективною парогенераторною установкою комбінованого типу, що функціонує як на рідкому паливі, так і на тепловій енергії відпрацьованих газів головного двигуна. Це забезпечує безперервне постачання пари як під час рейсової експлуатації, так і в режимі стоянки судна в порту. Компактна конструкція агрегата дозволяє раціонально використовувати машинне відділення судна завдяки інтеграції утилізаційної та допоміжної секцій у єдину котельну систему. Конструкція котла була оптимізована для підвищення ефективності теплопередачі та реалізації системи Turbo Clean Intelligent, що забезпечує інтенсивне самоочищення трубного пучка без застосування традиційної водяної промивки.

Підвищена швидкість потоку димових газів у котлі порівняно з попередніми моделями сприяє інтенсивнішому теплообміну та зменшенню відкладень на внутрішніх поверхнях теплообмінних елементів. Крім того, вдосконалена система контролю рівня води підвищує експлуатаційну надійність установки та зменшує потребу в регламентному обслуговуванні.

Завдяки інтеграції функцій сепарації пари безпосередньо в конструкцію котла, відпадає потреба в окремому сепараторі, що сприяє зменшенню масогабаритних характеристик і спрощує монтаж. Важливо також відзначити екологічну перевагу цієї моделі: усунення необхідності зливу забруднених промивних вод сприяє зменшенню шкідливого впливу на водне середовище.

Система автоматичного керування Aalborg Control Touch, побудована на основі мікропроцесорної платформи, забезпечує повністю автоматизовану роботу

					КРБ.6.135.4217зст.01.04.ПЗ	Арк.
						61
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

котельної установки, включаючи контроль роботи пальника, рівня води, безпеки та послідовності запуску обладнання.

4.2 Вибір конформувальної схеми котла

Котел Aalborg ОС-ТСі представляє собою вертикально-циліндричну парову установку, що складається з двох основних компонентів: паливної та утилізаційної частин.[18]

Паливна частина обладнана топкою циліндричної форми значних розмірів, що сприяє оптимізації процесу горіння палива. Верхня поверхня топки є плоскою, що потребує додаткового зміцнення за допомогою зв'язкових елементів, інтегрованих із зовнішнім міцним корпусом. Топка виготовлена з листової сталі та охолоджується неорганізованої природної циркуляції води, що обмежує її паропроодуктивність до рівня 8 т/год. На судні Nordic NuluuJaak продуктивність котла Aalborg ОС-ТСі становить 4 т/год. Для оптимізації теплового процесу топковий пристрій розташований під кутом 15°, що сприяє подовженню факела. Система використовує моноблочні топкові пристрої з механічними форсунками, що забезпечують ефективне розпилення палива. Захист піддону топки здійснюється футеруванням, яке знижує теплові втрати. Конвективний пароутворювальний пучок складається з вертикально розташованих гелікоїдальних димогарних труб, що покращують конвективну теплопередачу. Як зазначено раніше, котел оснащений системою турбоочищення, яка забезпечує самоочищення внутрішніх відкладень.

Утилізаційний частина котла розроблена у формі газотрубною системи, що містить вертикальні димогарні труби, закріплені в трубних дошках. Нижня частина трубного вузла інтегрована до корпусу котла, тоді як верхня з'єднана із випускною камерою. Після виходу з двигуна відпрацьовані гази спочатку надходять у приймальну камеру, після чого піднімаються крізь внутрішню структуру димогарних труб, забезпечуючи нагрівання води до стану кипіння з подальшим утворенням насиченої пари.

					КРБ.6.135.4217зст.01.04.ПЗ	Арк.
						62
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Газохід паливної частини та верхня газова камера утилізаційної частини надійно зварені із верхнім днищем котельного корпусу, що сприяє стабільності конструкції. Паропродуктивність утилізаційної секції становить 0,8 т/год.

З огляду на конструкцію комбінованих котлів марок Олборг ОС- ТСі можуть працювати з ГД та ДДГ. В цьому випадку їх корпусі додатково розміщують утилізаційні поверхні нагріву, що підключені до ДДГ, а приймальну та впускну газові камери обладнують перегородками для відокремлення газоходів.

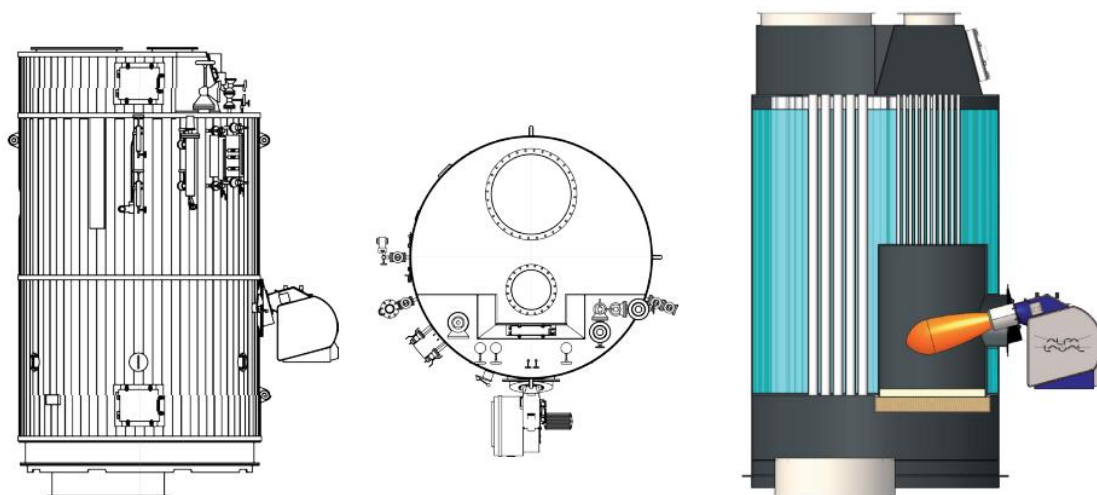


Рис. 4.1. Комбінований котел Aalborg OC-TSi

4.3 Розрахунок процесу горіння

Вихідні дані для розрахунків паливної частини

Паропродуктивність утилізаційної частини	$D_{ук} = 800 \text{ кг/год}$
Паропродуктивність паливної частини	$D_{п} = 4000 \text{ кг/год}$
Тиск насиченої пари	$P_{нп} = 0,6 \text{ МПа}$
Коефіцієнт надлишку повітря	$a_{дв} = 2,9; a_{п} = 1,15$
Температура газів при виході з двигуна	$t_{д} = 218 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Температура живильної води	$t_{жв} = 45 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Температура насичення	$t_{н} = 159 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Ентальпія киплячої води	$i' = 670,4 \text{ кДж/кг}$
Ентальпія сухої насиченої пари	$i'' = 2756,4 \text{ кДж/кг}$
Ентальпія живильної води	$i_{жв} = 189 \text{ кДж/кг}$

Коефіцієнт збереження тепла

$$\varphi = 0,98$$

Питома витрата палива ГД

$$g_e = 0,168$$

Теоритична кількість повітря, необхідна для спалювання 1 кг палива

$$L_0 = 14,3 \text{ кг/кг}$$

Нижча теплота згоряння

$$Q_H = 41500$$

Розрахунок процесу горіння та побудова І-З діаграми

Паливна частина

Паливо- моторне

Склад палива

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 - $W^p = 1,5\%$.

Коефіцієнт перерахунку з горючої маси на робочу:

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

Склад палива на робочу масу, %:

$$C^p = K \cdot C^r = 85,159$$

$$H^p = K \cdot H^r = 12,404$$

$$S^p = K \cdot S^r = 0,3938$$

$$O^p = K \cdot O^r = 0,4923$$

					КРБ.6.135.4217зст.01.04.ПЗ	Арк.
						64
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Теоритична кількість повітря, м³/кг:

$$V^o = 0,0889(C^p + 0,375S^p_{\text{л}}) + 0,267H^p - 0,0333 \cdot O^p = 10,8794$$

Об'єм триатомних газів, м³/кг:

$$V_{RO_2} = 0,0187(C^p + 0,375 \cdot S^p) = 1,5952$$

Вологовміст повітря, г/кг

$$d = 0,01$$

Питома витрата форсунової пари на 100% навантаженні, кг/кг $G_{\phi} = 0,0$

Теоритичний об'єм водяної пар, м³/кг:

$$V_{0_{H_2O}} = 0,111 \cdot H^p + 0,0124 \cdot W^p + 1,6 \cdot d \cdot V^o + 1,24 \cdot G_{\phi} = 1,5696$$

Об'єм водяної пари, м³/кг:

$$V_{0_{H_2O}} = 0,111 \cdot H^p + 0,0124 \cdot W^p + 1,6 \cdot a \cdot V^o + 1,24 \cdot G_{\phi} = 1,5696$$

Теоритичний об'єм азоту, м³/кг:

$$V_{0_{N_2}} = 0,79 \cdot V^o = 8,5948$$

Об'єм продуктів згоряння, м³/кг:

$$V_{\Gamma} = V_{RO_2} + V_{0_{N_2}} + V_{0_{H_2O}} + (a - 1) \cdot (1 + 1,6 \cdot d) \cdot V^o = 13,4176$$

Об'єм частки продуктів згоряння, м³/кг:

суми іуглекислого та сірчистого газів

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_{\Gamma}} = 0,1189$$

водяної пари

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{\Gamma}} = 0,1189$$

суми триатомних газів

$$r_{\Pi} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,2378$$

Температура продуктів згоряння, $\theta_I = 200 \text{ C}^{\circ}$,

Теплоємність продуктів згоряння і повітря, лДж/(м³ · К):

$$C_{IRO_2} = 1,787 \quad C_{IN_2} = 1,3 \quad C_{IH_2O} = 1,522 \quad C_{I_{\text{пов}}} = 1,332$$

Ентальпія теоритичного об'єму газів, кДж/кг

$$I_{oI\Gamma} = 3,2826 \cdot 10^3$$

					КРБ.6.135.4217зст.01.04.ПЗ	Арк.
						65
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Ентальпія теоритичної кількості повітря, кДж/кг

$$I_{oIпов} = V^o \cdot C_{Iпов} \cdot \theta_I = 2,8983 \cdot 10^3$$

Ентальпія дійсного об'єму газів, кДж/кг

$$I_{Iг} = I_{oIг} + (a - 1) \cdot I_{oIпов} = 3,7173 \cdot 10^3$$

Температура продуктів згоряння, $\theta_{II} = 400$ °С,

Теплоємність продуктів згоряння і повітря, лДж/(м³ · К):

$$C_{IIRO_2} = 1,930 \quad C_{IIN_2} = 1,317 \quad C_{IINH_2O} = 1,566 \quad C_{IIпов} = 1,354$$

Ентальпія теоритичного об'єму газів, кДж/кг

$$I_{oIIг} = 6,7424 \cdot 10^3$$

Ентальпія теоритичної кількості повітря, кДж/кг

$$I_{oIIпов} = V^o \cdot C_{IIпов} \cdot \theta_{II} = 5,8923 \cdot 10^3$$

Ентальпія дійсного об'єму газів, кДж/кг

$$I_{IIг} = I_{oIIг} + (a - 1) \cdot I_{oIIпов} = 7,6262 \cdot 10^3$$

Температура продуктів згоряння, $\theta_{III} = 600$ °С,

Теплоємність продуктів згоряння і повітря, лДж/(м³ · К):

$$C_{IIIRO_2} = 2,04 \quad C_{IIIN_2} = 1,34 \quad C_{IIINH_2O} = 1,62 \quad C_{IIпов} = 1,38$$

Ентальпія теоритичного об'єму газів, кДж/кг

$$I_{oIIIг} = 1,0388 \cdot 10^4$$

Ентальпія теоритичної кількості повітря, кДж/кг

$$I_{oIIIпов} = V^o \cdot C_{IIIпов} \cdot \theta_{III} = 9,0082 \cdot 10^3$$

Ентальпія дійсного об'єму газів, кДж/кг

$$I_{IIIг} = I_{oIIIг} + (a - 1) \cdot I_{oIIIпов} = 1,1739 \cdot 10^4$$

Температура продуктів згоряння, $\theta_{IV} = 1000$ °С,

Теплоємність продуктів згоряння і повітря, лДж/(м³ · К):

$$C_{IVRO_2} = 2,20 \quad C_{IVN_2} = 1,40 \quad C_{IVH_2O} = 1,72 \quad C_{IVпов} = 1,44$$

Ентальпія теоритичного об'єму газів, кДж/кг

$$I_{oIVг} = 1,8242 \cdot 10^4$$

Ентальпія теоритичної кількості повітря, кДж/кг

$$I_{oIVпов} = V^o \cdot C_{IVпов} \cdot \theta_{IV} = 1,5666 \cdot 10^4$$

					КРБ.6.135.4217зст.01.04.ПЗ	Арк.
						66
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Ентальпія дійсного об'єму газів, кДж/кг

$$I_{YI} = I_{oYI} + (a - 1) \cdot I_{oYI_{пов}} = 2,0592 \cdot 10^4$$

Температура продуктів згоряння, $\theta_Y = 1400^\circ\text{C}$,

Теплоємність продуктів згоряння і повітря, лДж/(м³ · К):

$$C_{Y_{RO_2}} = 2,31 \quad C_{Y_{N_2}} = 1,44 \quad C_{Y_{H_2O}} = 1,83 \quad C_{Y_{пов}} = 1,52$$

Ентальпія теоритичного об'єму газів, кДж/кг

$$I_{oYI} = 2,6507 \cdot 10^4$$

Ентальпія теоритичної кількості повітря, кДж/кг

$$I_{oYI_{пов}} = V^o \cdot C_{YI_{пов}} \cdot \theta_Y = 2,3151 \cdot 10^4$$

Ентальпія дійсного об'єму газів, кДж/кг

$$I_{YI} = I_{oYI} + (a - 1) \cdot I_{oYI_{пов}} = 2,998 \cdot 10^4$$

Температура продуктів згоряння, $\theta_{YI} = 1800^\circ\text{C}$,

Теплоємність продуктів згоряння і повітря, лДж/(м³ · К):

$$C_{YI_{RO_2}} = 2,39 \quad C_{YI_{N_2}} = 1,47 \quad C_{YI_{H_2O}} = 1,92 \quad C_{YI_{пов}} = 1,52$$

Ентальпія теоритичного об'єму газів, кДж/кг

$$I_{oYI} = 3,5029 \cdot 10^4$$

Ентальпія теоритичної кількості повітря, кДж/кг

$$I_{oYI_{пов}} = V^o \cdot C_{YI_{пов}} \cdot \theta_{YI} = 2,9766 \cdot 10^4$$

Ентальпія дійсного об'єму газів, кДж/кг

$$I_{YI} = I_{oYI} + (a - 1) \cdot I_{oYI_{пов}} = 3,9494 \cdot 10^4$$

Температура продуктів згоряння, $\theta_{YII} = 2200^\circ\text{C}$,

Теплоємність продуктів згоряння і повітря, лДж/(м³ · К):

$$C_{YII_{RO_2}} = 2,45 \quad C_{YII_{N_2}} = 1,50 \quad C_{YII_{H_2O}} = 2,00 \quad C_{YII_{пов}} = 1,55$$

Ентальпія теоритичного об'єму газів, кДж/кг

$$I_{oYII} = 4,3867 \cdot 10^4$$

Ентальпія теоритичної кількості повітря, кДж/кг

$$I_{oYII_{пов}} = V^o \cdot C_{YII_{пов}} \cdot \theta_{YII} = 3,7099 \cdot 10^4$$

Ентальпія дійсного об'єму газів, кДж/кг

$$I_{YII} = I_{oYII} + (a - 1) \cdot I_{oYII_{пов}} = 4,9432 \cdot 10^4$$

					КРБ.6.135.4217зст.01.04.ПЗ	Арк.
						67
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

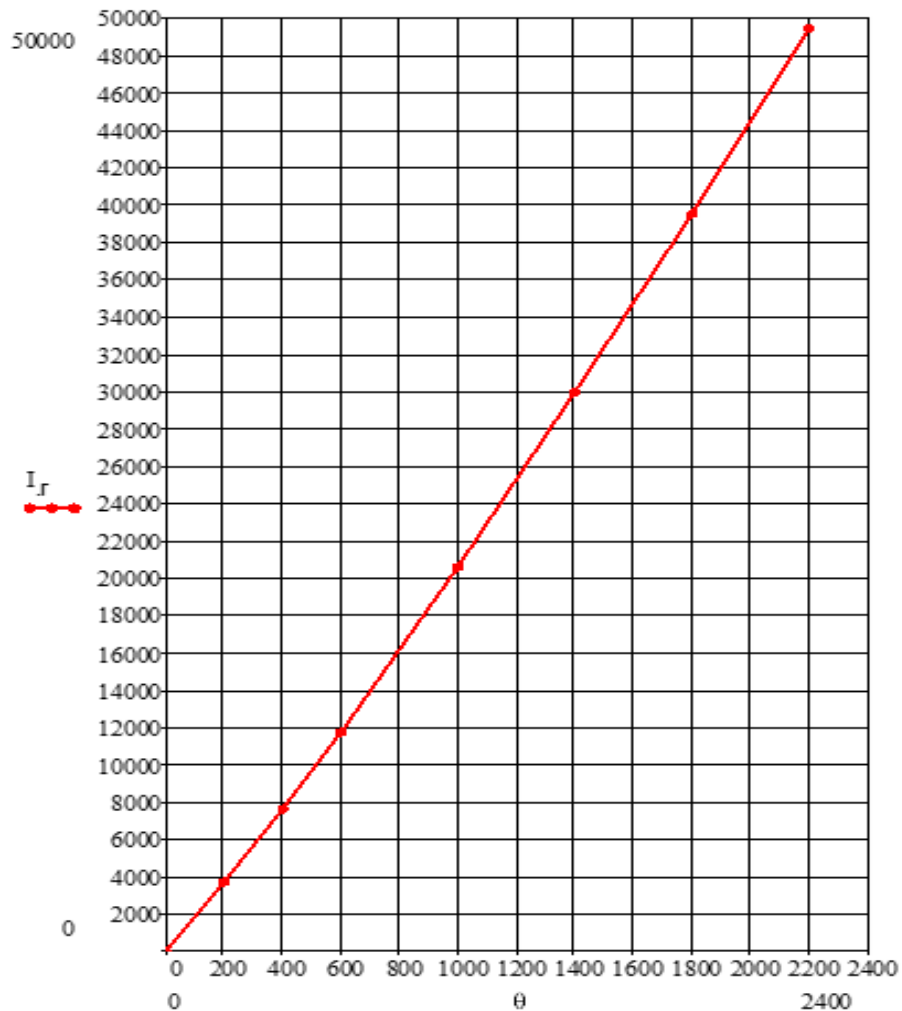


Рис.4.2. Діаграма I - G . Паливо моторне $a = 1,15$

4.4 Тепловий баланс котла

Тепловий баланс паливної частини котла і визначення витрати палива.

Нижча теплота згоряння, кДж/кг $Q_H = 41500$

Температура холодного повітря (приймається), °C $t_{x.пов} = 30$

Температура підігрівання палива, °C $t_{пал} = 100$

Теплоємність сухого повітря при $t_{x.пов}$, кДж($m^3 \cdot K$) $c_{с.х.пов} = 1,3$

Теплоємність водяної пари при $t_{x.пов}$, кДж($m^3 \cdot K$) $c_{x.H2O} = 1,5$

Ентальпія холодного повітря, кДж/кг

$$I_{x.пов} = a \cdot V^0 \cdot (c_{с.х.пов} + 1,6 \cdot c_{x.H2O} \cdot d) \cdot t_{x.пов} = 496,9515$$

Фізична теплота палива, кДж/кг

$$i_{пал} = t_{пал} \cdot (1,74 + 0,0025 \cdot t_{пал}) = 199$$

					КРБ.6.135.4217зст.01.04.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		68

Наявна теплота, кДж/кг

$$Q_{\text{наяв}} = Q_{\text{н}} + i_{\text{пал}} = 4,1599 \cdot 10^4$$

Коефіцієнт корисної дії Брутто (приймається)

$$\eta = 0,81$$

Відносна втрата теплоти:

від хімічної неповноти згоряння (приймається)

$$q_3 = 0,005$$

від зовнішнього охолодження (приймається)

$$q_5 = 0,015$$

Відносна втрата теплоти з вихідними газами

$$q_2 = 1 - \eta - q_3 - q_5 = 0,17$$

Втрата теплоти з відхідними газами

$$Q_2 = q_2 \cdot Q_{\text{наяв}} = 7,0718 \cdot 10^3$$

Ентальпія відхідних газів, кДж/кг

$$I_{\text{від}} = Q_2 + I_{\text{х.пов}} = 7,5688 \cdot 10^3$$

Температура газів на виході з котла, °С (визначається за показниками І-ІІ діаграми)

$$\theta_{\text{від}} = I_{\text{від}} = 397,131$$

Коефіцієнт збереження теплоти

$$\phi = 1 - \left(\frac{q_5}{\eta + q_5} \right) = 0,9818$$

Витрата палива з рівняння прямого теплового балансу, кг/с

$$B = \frac{D_{\text{пч}} \cdot (i_{\text{н.п}} - i_{\text{н.ж}})}{\eta \cdot Q_{\text{наяв}}} = 0,0843$$

Ентальпія газів при адіабатній температурі, кДж/кг

$$I_{\text{а}} = Q_{\text{наяв}} \cdot (1 - q_3) + I_{\text{х.пов}} = 4,1888 \cdot 10^4$$

Адіабатна температура газів, °С (визначається за показниками І-ІІ діаграми)

$$\theta_{\text{а}} = I_{\text{а}} = 1,8988 \cdot 10^3$$

Теплова потужність паротвірних поверхонь, кВт

$$Q_{\text{пт}} = D_{\text{пч}} \cdot (i_{\text{н.п}} - i_{\text{н.ж}}) = 2,8406 \cdot 10^3$$

Перевірка: (визначається за показниками І-ІІ діаграми)

ентальпія газів на виході з котла, кДж/кг $\theta_{\text{від}} = I_{\text{від}} = 397,1316$

					КРБ.6.135.4217зст.01.04.ПЗ	Арк.
						69
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

температура газів на виході з котла, °C $\theta_{\text{від}} - \theta_{\text{від}} = -2,2737 \cdot 10^{-13}$

4.5 Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь

Конструктивні характеристики топки приймаються за даним котла-прототипу

Теплове напруження топкового об'єму, кВт/м³ $q_T = 1000$

Об'єм топки, м³

$$V_T = \frac{B \cdot Q_{\text{наяв}}}{q_T} = 3,507$$

Кількість форсунок $N=1$

Розрахункова продуктивність однієї форсунки, кг/с

$$B_\phi = \frac{B}{N} = 0,0843$$

Довжина топки у здовж факела, м

$$I_\phi = 6 \cdot \sqrt{B_\phi} = 1,7421$$

Внутрішній діаметр топки (приймаємо), м

$$d_T = I_\phi = 1,7421$$

Висота топки, м

$$h_T = \frac{V_T}{(0,25 \cdot \pi \cdot d_T^2)} = 1,4713$$

Витрата повітря через отвір фурми, м³/с

$$V_\phi = \frac{a \cdot V^0 \cdot B_\phi \cdot (t_{\text{х.пов}} + 273)}{273} = 1,1707$$

Швидкість повітря у отворі фурми, м/с (приймається) $w_\phi = 25$

Живий переріз фурми, м²

$$f_\phi = \frac{V_\phi}{w_\phi} = 0,0468$$

					КРБ.6.135.4217зст.01.04.ПЗ	Арк.
						70
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Діаметр фурми, м

$$d_{\phi} = \sqrt{\frac{f_{\phi}}{0,785}} = 0,2442$$

Площа повної поверхні топки, м²

$$F_{\text{ст}} = \pi \cdot d_{\text{т}} \cdot h_{\text{т}} + 2(0,25 \cdot \pi \cdot d_{\text{т}}^2) = 12,8195$$

Площа променесприймальної поверхні топки, м²

$$H_{\text{пр}} = F_{\text{ст}} - 0,25 \cdot \pi \cdot d_{\text{т}}^2 - 0,25 \cdot \pi \cdot d_{\phi}^2 = 10,244$$

Ступінь екранування топки

$$\psi_{\text{т}} = \frac{H_{\text{пр}}}{F_{\text{ст}}} = 0,7991$$

Ефективна товщина випромінюючого шару топки, м

$$s_{\text{т}} = 3,6 \cdot \frac{V_{\text{т}}}{F_{\text{ст}}} = 0,9848$$

Відстань від поду топки до вісі фурменного отвору, м

$$h_{\text{п}} = 2,5 \cdot d_{\phi} = 0,6106$$

Відносний рівень розміщення пальників у топці

$$x_{\text{т}} = \frac{h_{\text{п}}}{h_{\text{т}}} = 0,415$$

Розрахунок теплообміну у топці

Ентальпія продуктів згоряння при адіабатній температурі, кДж/кг $I_{\text{а}} = 4,1888 \cdot 10^3$

Адіабатна температура продуктів згоряння, °C $\theta_{\text{а}} = 1,8988 \cdot 10^3$

Адіабатна температура продуктів згоряння, К $T_{\text{а}} = \theta_{\text{а}} + 273 = 2,1718 \cdot 10^3$

Температура продуктів згоряння на виході з топки (приймається), °C $\theta_{\text{т.пр}} = 1190$

Температура продуктів згоряння на виході з топки, К $T_{\text{т.пр}} = \theta_{\text{т.пр}} + 273 = 1,463 \cdot 10^4$

					КРБ.6.135.4217зст.01.04.ПЗ	Арк.
						71
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Ентальпія продуктів згоряння на виході з топки $I_{т.пр} = 2,5018 \cdot 10^4$

(I-9 діаграма), кДж/кг

Середня сумарна теплоємність продуктів згоряння, кДж/кг $\Sigma V_c = \frac{I_a - I_{т.пр}}{\theta_a - \theta_{т.пр}} = 23,8008$

Тиск у топці з вентиляторним дуттям, МПа $p_T = 0,1$

Коефіцієнт ослаблення променів триатомних газами, 1/(м· МПа)

$$k_r = \left(\frac{2,47 + 5,06 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{p_T \cdot r_{п}} \cdot s_T} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{т.пр}}{1000} \right) = 8,748$$

Коефіцієнт ослаблення променів несвітною частиною топкового середовища (триатомними газами), 1/(м· МПа)

$$k_{нс} = k_r \cdot r_{п} = 2,0804$$

Коефіцієнт ослаблення променів сажистими частинками, 1/(м· МПа)

$$k_{саж} = 0,3 \cdot (2 - a) \cdot \left(1,6 \frac{T_{т.пр}}{1000} - 0,5 \right) \cdot \frac{C_p}{H_p} = 3,2225$$

Коефіцієнт ослаблення променів світною частиною топкового середовища, 1/(м· МПа)

$$k_{св} = k_{нс} + k_{саж} = 5,3029$$

Ступінь чорноти несвітної частини топкового середовища

$$a_{нс} = 1 - e^{-k_{нс} \cdot s_T \cdot p_T} = 0,1853$$

Ступінь чорноти світної частини топкового середовища

$$a_{св} = 1 - e^{-k_{св} \cdot s_T \cdot p_T} = 0,4068$$

Коефіцієнт заповнення топки світним полум'ям

$$m = 0,308 + 0,595 \cdot q_T \cdot 10^3$$

Ступінь чорноти факела

$$a_{ф} = m \cdot a_{св} + (1 - m) \cdot a_{нс} = 0,3853$$

Коефіцієнт забруднення екранних труб (приймається 0,5...0,65; 0,7...0,75)

$$\zeta = 0,7$$

					КРБ.6.135.4217зст.01.04.ПЗ	Арк.
						72
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Середнє значення коефіцієнта забруднення променесприймальних поверхонь

$$\zeta_{\text{ср}} = \zeta = 0,7$$

Ступінь чорноти топки

$$a_{\text{т}} = \frac{a_{\text{ф}}}{a_{\text{ф}} \cdot \psi_{\text{т}} \cdot \zeta_{\text{ср}} \cdot (1 - a_{\text{ф}})} = 0,5285$$

Критерії Больцмана

$$B_0 = \frac{\phi \cdot V \cdot \Sigma V_{\text{с}}}{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot \zeta_{\text{ср}} \cdot H_{\text{пр}} \cdot T_{\text{а}}} = 0,473$$

Розрахункова температура продуктів згоряння на виході з топки, °С

$$\theta_{\text{т.р}} = \frac{T_{\text{а}} \cdot B_0^{0,6}}{M \cdot a_{\text{т}}^{0,6} + B_0^{0,6}} = 1,1861 \cdot 10^3$$

$$|\theta_{\text{т.пр}} - \theta_{\text{т.р}}| = 3,877$$

Різниця не має перевищувати 10 °С, виходячи з розрахунків друге наближення не потрібно

$$\text{Теплова потужність топки } Q_{\text{т}} = \phi \cdot V \cdot (I_{\text{а}} - I_{\text{т}}) = 1,4039 \cdot 10^3$$

Конструктивний розрахунок конвективного паротвірного пучка

Розміщення труб у пучку- за вершинами рівнобічного трикутника

Приймається:

$$\text{Зовнішній діаметр кручених труб} \quad d_{\text{тр}} = 0,044$$

$$\text{Товщина труб} \quad \delta_{\text{тр}} = 0,044$$

$$\text{Крок закручення труб} \quad s_{\text{зак}} = 6,2$$

$$\text{Крок труб у пучку} \quad s_{\text{тр}} = d_{\text{тр}} + 0,014 = 0,058$$

Кількість труб у пучку (перевірка - компоувальний ескіз паротвірного пучка

$$z_{\text{тр}} = \left\lceil 0,85 \cdot \frac{(d_{\text{т}} - 2 \cdot 0,01)^2}{s_{\text{тр}}^2} \right\rceil = 750$$

					КРБ.6.135.4217зст.01.04.ПЗ	Арк.
						73
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Площа живого перерізу для проходу газів, м²

$$f_{\Gamma} = z_{\text{тр}} \cdot \frac{\pi \cdot (d_{\text{тр}} - 2 \cdot \delta_{\text{тр}})^2}{4} = 0,7634$$

Середня температура газів, °C

$$\theta_{\text{ср}} = 0,5 \cdot (\theta_{\text{т.р}} + \theta_{\text{від}}) = 791,6273$$

Швидкість газів, м/с

$$w_{\Gamma} = \frac{B \cdot V_{\text{с}} \cdot (\theta_{\text{ср}} + 273)}{f_{\Gamma} \cdot 273} = 5,7783$$

Теплова потужність паротвірного пучка, кВт

$$Q_{\text{п}} = D_{\text{пч}} \cdot (i_{\text{н.п}} - i_{\text{ж.в}}) - Q_{\text{т}} = 1,4367 \cdot 10^3$$

Коефіцієнт теплопровідності газів, Вт/(м·K)

$$\lambda_{\Gamma} = 0,0908$$

Коефіцієнт кінетичної в'язкості газів м²/с

$$\nu_{\Gamma} = 1,2437 \cdot 10^{-4}$$

Критерій Прандля газів

$$Pr_{\Gamma} = 0,5905$$

Коефіцієнт ефективності

$$\psi = 0,8$$

Коефіцієнт тепловіддачі при течії укучених трубах, Вт/(м² · K)

$$a_{\text{к.кр}} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{\Gamma}}{d_{\text{тр}} - 2 \cdot \delta_{\text{тр}}} \left(w_{\Gamma} \cdot \frac{d_{\text{тр}} - 2 \cdot \delta_{\text{тр}}}{\nu_{\Gamma}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{\Gamma}^{0,43} \cdot 1,4 = 24,5369$$

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м² · K)

$$k = a_{\text{к.кр}} \cdot \psi = 19,6295$$

Температурний напір, °C

$$\Delta t = \frac{\theta_{\text{т.р}} - \theta_{\text{від}}}{\ln \left(\frac{\theta_{\text{т.р}} - t_{\text{с}}}{\theta_{\text{від}} - t_{\text{с}}} \right)} = 539,779$$

Площа поверхні нагріву паротвірного пучка, м²

$$H_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{п}} \cdot 10^3}{k \cdot \Delta t} = 135,5966$$

Довжина труб (активна), м

$$l_{\text{тр}} = \frac{H_{\text{п}}}{\pi \cdot (d_{\text{тр}} - 2 \cdot \delta_{\text{тр}}) \cdot z_{\text{тр}}} = 1,5986$$

Висота парового пристрою (приймається)

$$h_{\text{п.пр}} = 0,4$$

					КРБ.6.135.4217зст.01.04.ПЗ	Арк.
						74
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Висота поливної частини котла, м

$$h_k = 0,15 + 0,15 + h_t + I_{tr} + h_{п.пр} = 3,7698$$

Нев'язка теплового балансу

$$\Delta Q = Q_{нааяв} \cdot \eta - \frac{Q_t + Q_{п}}{B} = 0$$

Вихідні дані для розрахунків утилізаційної частини

Паропроодуктивність утилізаційної частини, кг/с

$$D_{уч} = \frac{800}{3600} = 0,222$$

Коефіцієнт надлишку повітря

$$a_{уч} = 2,8$$

Паливо

моторне

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e = 14000$$

Питома ефективна витрата пального, кг/(кВт· год)

$$g_e = 0,168$$

Температура газів за ДВЗ, °С

$$\theta_{вх} = 218$$

Ефективний ККД (задано)

$$\eta_e = \frac{3600}{g_e} \cdot Q_H = 0,483$$

Розрахунковий об'єм відпрацьованих газів

Теоритична кількість повітря, м³/кг:

$$V^o = 0,0889(C^p + 0,375S_{д}^p) + 0,267H^p - 0,0333 \cdot O^p = 10,8794$$

Об'єм триатомних газів, м³/кг:

$$V_{RO_2} = 0,0187(C^p + 0,375 \cdot S^p) = 1,5952$$

Теоритичний об'єм водяної пар, м³/кг:

$$V_{0_{H_2O}} = 0,111 \cdot H^p + 0,0124 \cdot W^p + 1,6 \cdot d \cdot V^o + 1,24 \cdot G_{ф} = 1,5696$$

Теоритичний об'єм азоту, м³/кг:

$$V_{0_{N_2}} = 0,79 \cdot V^o = 8,5948$$

Об'єм газів, м³/кг:

$$V_{г.уч} = V_{RO_2} + V_{0_{N_2}} + V_{0_{H_2O}} + (a_{уч} - 1) \cdot V^o + 0,0161(a_{уч} - 1) \cdot V^o = 13,6579$$

Розрахунок ентальпії газів

Температура продуктів згоряння, $\theta_l = 200 \text{ }^{\circ}\text{C}$,

					КРБ.6.135.4217зст.01.04.ПЗ	Арк.
						75
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Ентальпія дійсного об'єму газів, кДж/кг

$$I_{Iг.уч} = I_{oIг} + (a_{уч} - 1) \cdot I_{oIпов} = 8,4995 \cdot 10^3$$

Температура продуктів згоряння, $\theta_{II} = 400^\circ\text{C}$,

Ентальпія дійсного об'єму газів, кДж/кг

$$I_{IIг.уч} = I_{oIIг} + (a_{уч} - 1) \cdot I_{oIIпов} = 1,7349 \cdot 10^4$$

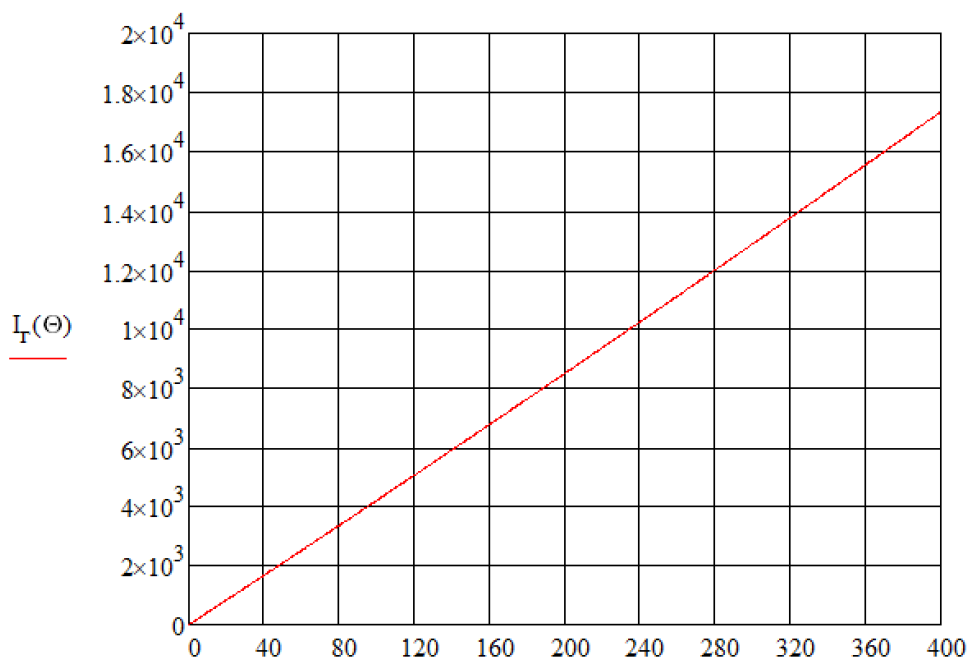


Рис.4.4 Діаграма $I-\theta$ відпрацьованих газів ДВЗ

Тепловий розрахунок утилізаційної частини

Ентальпія газів а вході, кДж/кг (знаходиться за діаграмою $I-\theta$)

$$I_{вх} = 1,0241 \cdot 10^4$$

Коефіцієнт збереження теплоти

$$\phi_{уч} = 0,97$$

Ентальпія газів а виході, кДж/кг

$$I_{вих} = I_{вх} - \frac{3600 \cdot D_{уч} \cdot (i_{н.п} - i_{ж.в})}{\phi_{уч} \cdot (g_e \cdot N_e)} = 9,3502 \cdot 10^3$$

Температура газів на виході, $^\circ\text{C}$

$$\theta_{вих} = I_{вих} = \theta(I_{вих}) = 219,5909$$

Коефіцієнт використання теплоти, %

$$\eta_{уч} = \frac{\phi \cdot (I_{вх} - I_{вих})100}{I_{вх}} = 8,5435$$

					КРБ.6.135.4217зст.01.04.ПЗ	Арк.
						76
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Тип утилізаційної частини- газотрубна

Розміщення труб у пучку- за вершинами рівнобічного трикутника

Швидкість газів (приймаємо), м/с	$w_{г.уч} = 30$
Діаметр труб зовнішній, м	$d_{уч} = 0,075$
Товщина труб, м	$\delta_{тр.уч} = 0,004$
Крок труб, м	$s_{уч} = 0,112$
Коефіцієнт теплопровідності Вт/(м· К)	$\lambda_{уч} = 0,0436$
Коефіцієнт кінетичної в'язкості, м ² /с	$\nu_{уч} = 3,5122 \cdot 10^{-5}$
Критерій Прандтля	$Pr_{уч} = 0,6643$

Середня температура газів, °С

$$\theta_{уч} = 0,5(\theta_{вх} + \theta_{вих}) = 229,7954$$

Площа живого перерізу для проходу газів, м² $Pr_{уч}$

$$f_{уч} = g_e \cdot \frac{N_e \cdot V_{г.уч} \cdot (\theta_{уч} + 273)}{3600 \cdot 273 \cdot w_{г.уч}} = 1,2773$$

Кількість труб

$$z_{тр.уч} = \frac{4 \cdot f_{уч}}{\pi(d_{уч} - 2 \cdot \delta_{тр.уч})^2} = 362$$

Прийнята площа живого перерізу для проходів газів, м²

$$f_{г.пр} = \frac{z_{тр.уч} \cdot \pi \cdot (d_{уч} - 2 \cdot \delta_{тр.уч})^2}{4} = 1.2798$$

Уточнена швидкість газів, м/с

$$w_{г.ут} = g_e \cdot \frac{N_e \cdot V_{г.уч} \cdot (\theta_{уч} + 273)}{3600 \cdot 273 \cdot f_{г.пр}} = 29,9417$$

Поправка на ділянку теплової стабілізації(приймаємо) $C_I = 1$

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією при русі газів у трубах, Вт/(м² · К)

$$a_{к.уч} = 0,023 \frac{\lambda_{уч}}{d_{уч}} \left(w_{г.ут} \cdot \frac{d_{уч} - 2 \cdot \delta_{тр.уч}}{\nu_{уч}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{уч}^{0,4} \cdot C_I = 75,5017$$

Коефіцієнт теплової ефективності $\psi_{уч} = 0,51$

					КРБ.6.135.4217зст.01.04.ПЗ	Арк.
						77
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м² · К)

$$k_{\text{уч}} = \psi_{\text{уч}} \cdot a_{\text{к.уч}} = 36,9759$$

Температурний напір, °С

$$\Delta t_{\text{уч}} = \frac{\theta_{\text{т.р}} - \theta_{\text{від}}}{\ln \left(\frac{\theta_{\text{т.р}} - t_{\text{с}}}{\theta_{\text{від}} - t_{\text{с}}} \right)} = 70,3024$$

Площа поверхні нагріву утилізаційної частини, м²

$$F_{\text{уч}} = \frac{D_{\text{уч}} \cdot (i_{\text{н.п}} - i_{\text{ж.в}})}{k_{\text{уч}} \cdot \Delta t_{\text{уч}}} = 218,553$$

Довжина труб, м

$$L_{\text{тр}} = \frac{F_{\text{уч}}}{\pi \cdot (d_{\text{уч}} - 2 \cdot \delta_{\text{тр.уч}}) \cdot z_{\text{тр.пр}}} = 2,8604$$

Газовий опір утилізаційної частини котла

Вхід у впускну камеру (розширення перерізу)

Густина газів, кг/м³

$$\rho_{\text{вп.п}} = \frac{273(100,01 \cdot A_{\text{р}} + 1,306 \cdot a_{\text{уч}} \cdot V^0)}{V_{\text{г.уч}} \cdot (\theta_{\text{вх}} + 273)} = 0,6856$$

Діаметр впускного патрубку, м

$$d_{\text{вп.п}} = 1,205$$

Переріз впускного патрубку, м²

$$F_{\text{вп.п}} = \pi \frac{d_{\text{вп.п}}^2}{4} = 1,1404$$

Швидкість газів у впускному патрубку, м/с

$$w_{\text{вп.п}} = g_e \cdot \frac{N_e \cdot V_{\text{г.уч}} \cdot (\theta_{\text{вх}} + 273)}{3600 \cdot 273 \cdot F_{\text{вп.п}}} = 34,2835$$

Діаметр корпусу котла, м

$$d_{\text{к.к}} = 3,365$$

Відношення перерізів F_1/F_2

$$\delta_{\text{вп.к}} = \frac{d_{\text{вп.п}}^2}{d_{\text{к.к}}^2} = 0,1282$$

					КРБ.6.135.4217зст.01.04.ПЗ	Арк.
						78
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт опору при розширенні перерізу

$$\zeta_{\text{вп.к}} = 0,9$$

Місцевий опір вході у впускну камеру, Па

$$\Delta h_{\text{вп.п}} = \zeta_{\text{вп.к}} \frac{\rho_{\text{вп.п}} \cdot w_{\text{вп.п}}^2}{2} = 362,6017$$

Димогарні труби

Коефіцієнт опору при вході в трубу,

$$\zeta_{\text{вх}} = 1,0$$

Густина газів при вході в трубу, кг/м³

$$\rho_{\text{вх}} = \frac{273(100,01 \cdot A_p + 1,306 \cdot a_{\text{уч}} \cdot V^0)}{V_{\text{г.уч}} \cdot (\theta_{\text{вх}} + 273)} = 0,6856$$

Швидкість газів на вході в димогарні труби, м/с

$$w_{\text{вх}} = g_e \cdot \frac{N_e \cdot V_{\text{г.уч}} \cdot (\theta_{\text{вх}} + 273)}{3600 \cdot 273 \cdot f_{\text{вп.п}}} = 30,5494$$

Місцевий опір вході в трубу, Па

$$\Delta h_{\text{вх}} = \zeta_{\text{вх}} \frac{\rho_{\text{вх}} \cdot w_{\text{вх}}^2}{2} = 319,9065$$

Густина газів у трубах при середній температурі, кг/м³

$$\rho_{\text{тр}} = \frac{273(100,01 \cdot A_p + 1,306 \cdot a_{\text{уч}} \cdot V^0)}{V_{\text{г.уч}} \cdot (\theta_{\text{уч}} + 273)} = 0,6995$$

Критерій Рейнольдса

$$Re = w_{\text{г.ут}} \frac{d_{\text{уч}} - 2 \cdot \delta_{\text{тр.уч}}}{\nu_{\text{г}}} = 1,613 \cdot 10^4$$

Середнє значення абсолютної шорсткості стінок труб (приймається), м

$$k_{\text{ш}} = 0,2 \cdot 10^{-3}$$

Коефіцієнт опору тертя з урахуванням теплообміну

$$\lambda_{\text{оп}} = \frac{1}{\left[2 \cdot \log \left[\frac{d_{\text{уч}} - 2 \cdot \delta_{\text{тр.уч}}}{k_{\text{ш}}} \right] + 1,14 \right]^2} = 0.0261$$

Газовий опір тертя димових труб, Па

$$\Delta h_{\text{тр}} = \lambda_{\text{оп}} \left(\frac{L_{\text{тр}}}{d_{\text{уч}} - 2 \cdot \delta_{\text{тр.уч}}} \right) \frac{\rho_{\text{тр}} \cdot w_{\text{г.ут}}^2}{2} = 349,345$$

					КРБ.6.135.4217зст.01.04.ПЗ	Арк.
						79
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт опору при виході з димогарних труб $\zeta_{\text{вих}} = 1,0$

Густина газів при виході з трубу, кг/м^3

$$w_{\text{вих}} = g_e \cdot \frac{N_e \cdot V_{\text{г.уч}} \cdot (\theta_{\text{вих}} + 273)}{3600 \cdot 273 \cdot f_{\text{вп.п}}} = 29,334$$

Місцевий опір виході з трубу, Па

$$\Delta h_{\text{вх}} = \zeta_{\text{вих}} \frac{\rho_{\text{вих}} \cdot w_{\text{вих}}^2}{2} = 307,1794$$

Розрахунок опору впускного газоходу

Задаємо висоту впускного газоходу, м $h_{\text{вип.г}} = 15$

Задаємо швидкість впускного газоходу, м/с $w_{\text{вип.г}} = 25$

Площа перерізу впускного газоходу, м^2

$$f_{\text{вип.г}} = \frac{g_e \cdot N_e \cdot V_{\text{г.уч}} \cdot (\theta_{\text{вих}} + 273)}{3600 \cdot 273 \cdot w_{\text{вих.г}}} = 1.5017$$

Діаметр впускного газоходу, м

$$d_{\text{вип.г}} = \sqrt{\frac{f_{\text{вип.г}}}{(0,25\pi)}} = 1,3828$$

Шорсткість труб, м $k = 0,4 \cdot 10^3$

Коефіцієнт опору

$$\lambda_{\text{вип.г}} = \frac{1}{\left[2 \cdot \log \left[\frac{d_{\text{вип.г}}}{k} \right] + 1,14 \right]^2} = 0,0148$$

Густина газів, кг/м^3 $\rho_{\text{вих}} = 0,714$

Опір впускного газоходу, Па

$$\Delta h_{\text{вип.г}} = \lambda_{\text{вип.г}} \frac{h_{\text{вип.г}}}{d_{\text{вип.г}}} \cdot \frac{\rho_{\text{вих}} \cdot w_{\text{вип.г}}^2}{2} = 35,8435$$

Розрахунок самотяги

Висота газоходів з урахуванням висоти котла, м

$$H_{\text{газ}} = h_{\text{вип.г}} + h_{\text{к}} = 18,7698$$

					КРБ.6.135.4217зст.01.04.ПЗ	Арк.
						80
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Самотяга, Па

$$\Delta h_c = 3500 \cdot N_{\text{газ}} \frac{(\theta_{\text{уч}} - t_{\text{х.пов}})}{(\theta_{\text{уч}} + 273) \cdot (t_{\text{х.пов}} + 273)} = 86,155$$

Газовий опір утилізаційної частини котла

Сумарний газовий опір утилізаційної частини котла (з урахуванням самотяги), Па

$$\Delta h_{\text{уч}} = \Delta h_{\text{вп.к}} + \Delta h_{\text{вх}} + \Delta h_{\text{тр}} + \Delta h_{\text{вих}} + \Delta h_{\text{вип.г}} - \Delta h_c = 1,2887 \cdot 10^3$$

Розрахунок товщини стінки бочки котла

Внутрішній діаметр, м

$$d_6 = 3,365$$

Матеріал- Ст 20К

Розрахункова температура приймається рівною температурі насичення при тиску 0,6 Мпа

$$t_s = 159$$

Границя плинності, Мпа

$$\sigma_{\text{с.п.к}} = 185$$

Коефіцієнт запасу міцності

Допустиме напруження, Мпа

$$\sigma_{\text{доп.п.к}} = \frac{\sigma_{\text{с.п.к}}}{n} = 108,8235$$

Коефіцієнт міцності звареної стінки, яка не ослаблена отворами (приймається)

$$\phi = 0,9$$

Мінімальна товщина стінки бочки, м

$$\delta_{\text{п.к}} = \frac{p \cdot d_6 \cdot 1000}{2\phi \cdot \sigma_{\text{доп.п.к}} - p} + 1 = 10,4749$$

Вибір арматури і визначення діаметрів прохідних перерізів стопорного, запобіжного та живильного клапанів

Швидкість насиченої пари (приймається). м/с

$$w_{\text{н.п}} = 30$$

Питомий об'єм насиченої пари, м³/кг

$$v_{\text{н.п}} = 0,240$$

					КРБ.6.135.4217зст.01.04.ПЗ	Арк.
						81
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Діаметр стопорного клапана, мм

$$d_{\text{стоп}} = 18,8 \sqrt{\frac{(D_{\text{пч}} + D_{\text{уч}}) \cdot 3600 \cdot v_{\text{н.п}}}{w_{\text{н.п}}}} = 116,4993$$

Діаметр запобіжного клапана, мм

$$d_{\text{зап}} = 5 \sqrt{\frac{0,0075(D_{\text{пч}} + D_{\text{уч}}) \cdot 3600 \cdot 20}{10 \cdot p + 1}} = 50,7093$$

Швидкість води, що проходить через живильний клапан (приймається), м/с

$$w_{\text{в}} = 2$$

Питомий об'єм живильної води, м³/кг

$$v_{\text{ж.в}} = 0,0010118$$

Діаметр живильного клапана, мм

$$d_{\text{жив}} = 1000 \sqrt{\frac{4(D_{\text{пч}} + D_{\text{уч}}) \cdot 3600 \cdot v_{\text{ж.в}}}{3600 \cdot \pi \cdot w_{\text{в}}}} = 29,306$$

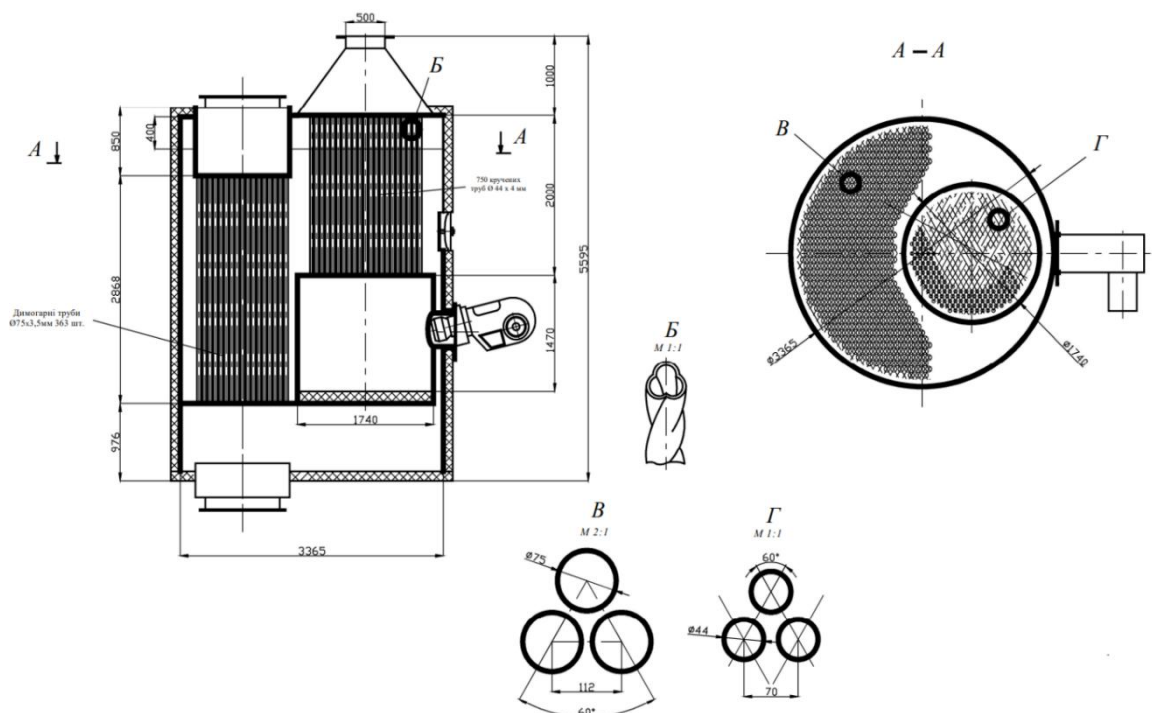


Рис. 4.5. Креслення загального вигляду комбінованого котла

Aalborg OC-TCi

					КРБ.6.135.4217зст.01.04.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		82

Висновок

У результаті розрахунків встановлено, що комбінований котел Aalborg OSC-TSi, встановлений на судні Nordic Nulujaak, забезпечує ефективну генерацію пари за рахунок використання як палива, так і теплоти відпрацьованих газів. Загальна площа теплообмінної поверхні складає: Загальна площа теплообмінної поверхні- 218 м²; внутрішній діаметр труб паливної частини- 44 мм, утилізаційної частини – 75 мм; кількість труб паливної частини – 750 од., утилізаційної частини- 363 од.

					КРБ.6.135.4217зст.01.04.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		83

					КРБ.6.135.42113.01.06.ПЗ		
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Студент	Галай А.І.				Охорона праці в машинному відділенні судна		
Керівник	Коробейнікова НВ				Ліг Аркуш Аркушів У 105 8 НУК ім. адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 5 ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ЗАГАЛЬНОСУДНОВОЇ БАЛАСТНОЇ СИСТЕМИ

5.1 Розробка розгорнутої принципової схеми

Баластна система призначена для прийому, зберігання, внутрішнього переміщення та відкачування ізольованого баласту з баластних цистерн. Її основним призначенням є забезпечення необхідного морехідного стану судна, зокрема управління параметрами посадки, остійності, крену, диференту та зниження корпусних напружень під час експлуатації.[19]

З метою запобігання перенесенню шкідливих водних організмів і патогенів між різними морськими екосистемами відповідно до вимог міжнародної конвенції Ballast Water Management Convention (BWMC) виконується заміна баласту на переході.[20]

Вимоги, що пред'явлені до баластної системи [14]

8.1.1. Баластна система повинна обслуговуватися принаймні, одним насосом. Подачу баластного насоса рекомендується визначати з умови забезпечення швидкості води не менше 2 м/с при діаметрі приймального трубопроводу, обчисленого за формулою (8.2.1) для найбільшої баластної цистерни.

8.1.2. В якості баластних насосів можуть бути використані насоси загальносуднового призначення із достатньою подачею, в т.ч. осушувальний пожежний або резервний насос охолоджуючої води (8.1.3).

Застосування пожежних насосів допускається за умови виконання вимоги 3.2.3.2 та 3.2.3.4 частини VI «Протипожежний захист».'

8.1.3. Якщо паливні цистерни систематично використовуються в якості баластних цистерн, то застосування резервного насоса охолоджуючої води або пожежного насоса в якості баластного, так само як баластного насоса в якості резервного охолоджуючого або пожежного насосів не допускається.

8.1.4. Насоси, що застосовуються для відкачування баластної води з цистерн подвійного дна, повинні бути самовсмоктуючими і відповідати 5.2.4 частини XI «Механізми».

					КРБ.6.135.4217зст.01.05.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		85

8.1.5. Внутрішній діаметр відростків баластних цистерн повинен визначатися за формулою:

$$d_b = 18\sqrt[3]{V}$$

де V - об'єм баластної цистерни, m^3 .

Діаметр може прийматися найближчого стандартному розміру.

8.2.1. Діаметр баластної магістралі повинен бути не менше найбільшого діаметра приймального відростка, що визначається за формулою (8.2.1).

8.3.1. Розміщення прийомних відростків повинно бути таким, щоб забезпечувалася відкачка води з будь-якої баластної цистерни, коли судно перебуває на рівному кілі або має крен 5° .

8.3.3. Приймальні та відливні трубопроводи цистерн ізольованого баласту не повинні приєднуватися до кінгстонних ящиків та інших трубопроводів,, що обслуговують вантажні танки.

8.3.4. Допустимі методи заміни баласту в морі:

- метод послідовного заміщення - метод, при якому баластний танк або інша ємність, що заповнюється баластом, спочатку спорожняється не менше, ніж на 95% його обсягу, а потім заповнюється повторно з заміною баластної води;

- метод прокачування - метод, при якому баластова вода прокачується через баластний танк або іншу ємність, що заповнюється баластом, шляхом переливу або через Інший спеціальний пристрій. При цьому обсяг прокачаної через танк води повинен бути не менше ніж в 3 об'єми танка;

- метод розбавлення - метод, при якому баластова вода надходить у баластний танк або іншу ємність, що заповнюється баластом, через верхню частину з одночасним відкачуванням за борт такої ж кількості води із збереженням постійного рівня. При цьому обсяг прокачаної через танк води повинен бути не менше ніж в 3 об'єми танка.

8.7.2. Баластна система судна повинна забезпечувати заповнення або спорожнення будь-якого баластного танка або іншої ємності, що заповнюється баластом, в будь-яких погодних умовах, передбачених судновим Керівництвом з

					КРБ.6.135.4217зст.01.05.ПЗ	Арк.
						86
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

безпечної заміні баласту в морі.

8.7.4. Кожен баластний танк чи інша ємність, що заповнюється баластом, повинен бути обладнаний відсічним запірним клапаном для заповнення і спорожнення.

8.7.5. Щоб уникнути несанкціоноване перетікання баласту запірні клапани баластних танків або Інших ємностей, що заповнюються баластом, повинні перебувати в постійно закритому положенні за винятком часу проведення баластних операцій. Як правило, відсічні клапани повинні бути samozapirnymi пружинного типу або еквівалентні їм.

8.7.6. Баластна система, призначена для заміни баласту в морі, повинна обслуговуватися, принаймні, двома насосами. Якщо судновим Керівництвом з безпечної заміни баласту в морі допущений метод послідовного заміщення, то кожен насос повинен бути здатний провести заміну води найбільшого призначеного баластного танка або групи танків, які допущені судновим Керівництвом з безпечної заміни баласту в морі для одночасної заміни протягом 3 годин.

8.7.7. Конструкція баластної системи повинна дозволяти проводити заміну баласту з мінімальною кількістю операційних режимів,

8.7.8. Внутрішній пристрій баластних танків, прийомних і випускних патрубків баластної системи повинні дозволяти повну заміну баластної води та очищення від будь-яких відкладень.

8.7.9. Конструкція приймальних фільтрів заборотної води повинна дозволяти їх очищення без припинення баластних операцій.

8.7.10. Баластні насоси та арматура, які задіяні під час заміни баласту, повинні мати дистанційне керування з центрального пункту управління баластними операціями. Крім дистанційного баластні насоси повинні бути обладнані місцевим управлінням.

Централізована система управління баластними операціями повинна здійснювати наступні функції:

- показувати положення арматури;

					КРБ.6.135.4217зст.01.05.ПЗ	Арк.
						87
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

- показувати поточний рівень води в баластних танках;
- показувати осадку судна;
- повинні бути передбачені засоби зв'язку між пультом управління баластними операціями і місцями, з яких здійснюється місцеве управління і насосом і аварійне управління арматурою.

8.7.12. Конструкція баластних танків повинна дозволяти при необхідності проводити забір проб води і осаду. Для цих цілей рекомендується в доповнення до звичайного лазу обладнати спеціальну кришку. Простори безпосередньо під будь - яким отвором в танк повинні бути вільні від перешкод для здійснення відбору проб або спеціального доступу.

Опис системи та її розміщення на судні

До основних елементів баластної системи належать: трубопроводи з арматурою та фасонними частинами, баластні насоси, баластні цистерни (танки), вимірювальні трубопроводи, повітряні труби, фільтри та допоміжне обладнання.

Морська вода транспортується по трубопроводах, що виготовляються зі сталевих безшовних труб з двостороннім цинковим покриттям, яке забезпечує корозійну стійкість. Згідно з вимогами класифікаційного товариства, у баластних системах допускається використання таких типів з'єднань: штуцерні, обтискні, муфтові, фланцеві, фітінгові та зварні. Для компенсації температурних та механічних деформацій у трубопроводах передбачаються компенсатори.

На кінцях трубопроводів, розташованих у баластних цистернах або відсіках, встановлюються прийомні відростки з разтрубами. Вони закріплюються на днищі за допомогою лапок, розміщених по колу навколо всмоктуючого отвору.

Система баластування побудована за груповим принципом із кільцевою магістраллю, від якої відходять розгалуження до окремих баластних танків. Обслуговується система двома самовсмоктуючими відцентровими насосами, розташованими в машинному відділенні.

До складу баластної системи входить 30 баластних танків: 14 бортових, 14 днищових (розташованих попарно у вантажних трюмах), один кормовий танк та один у ахтерпіку. Видалення баластної води здійснюється через напірні

					КРБ.6.135.4217зст.01.05.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		88

трубопроводи, прокладені по правому та лівому бортах у машинному відділенні. Усі ключові елементи системи – насоси, фільтри, прийомні та зливні трубопроводи – також розміщено в машинному відділенні.

Забір баласту здійснюється через кінгстони, що встановлені в днищі корпусу та по бортах. Для запобігання засміченню приймальної арматури всі зовнішні приймальні отвори обладнані знімними захисними решітками.

До обов'язкових елементів арматури баластної системи належать:

- кінгстони або клінкети;
- дистанційно керовані запірні клапани;
- зворотно-запірні клапани, встановлені на напірних трубопроводах.
- систему контролю за баластними водами, систему знезараження.

5.2 Гідравлічний розрахунок системи

Проводимо поділ трубопровідної системи на окремі ділянки та виконуємо гідравлічний розрахунок для найвіддаленішого вантажного відгалуження. Розрахункова ділянка наведена на рисунку 5.1. Значення місцевих опорів зазначені в таблиці 5.1.[19]

Основні геометричні характеристики судна:

$L = 225,5\text{м}$ — загальна довжина судна,

$B = 34\text{м}$ — ширина судна,

$H = 21,3\text{ м}$ — висота борту до головної палуби,

Визначаєм діаметр відростків баластних цистерн, що приєднана до магістралі. Використовуємо формулу:

$$d_{\text{в}} = 18\sqrt[3]{V} = 18\sqrt[3]{28531} = 550,02\text{ мм}$$

Для подальших розрахунків приймемо внутрішній стандартний діаметр відростків 600 мм.

Розмір головного баластного трубопроводу має бути не меншим, ніж у будь-якого його відводу.

$$d_{\text{м}} \geq \max(d_{\text{в}})$$

Отже приймаємо діаметер всмоктувальної баластної магістралі -600 мм.

					КРБ.6.135.4217зст.01.05.ПЗ	Арк.
						89
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо подачу баластних насосів:

$$Q_{\Sigma} = \frac{\pi d_M^2}{4} w_M = \frac{\pi \cdot 0,6^2}{4} \cdot 2 = 0,565 = 2035 \text{ м}^3/\text{с}$$

Розрахуємо необхідну сумарну продуктивність баластних насосів, виходячи з вимог до тривалості операцій баластування (10-16 годин). Загальна подача 2 насосів має задовольняти умові:

$$Q_{\Sigma} = \frac{\Sigma V_{ц}}{\tau} = \frac{28531}{10 - 16} = 28\,53,1 - 1783,2/\text{год} = 0,792 - 0,495 \text{ м}^3/\text{с}$$

Приймаємо подачу в магістралі 0,565 м³/год.

Проведемо коригування розмірів всмоктувального трубопроводу з урахуванням експлуатації насосів із більшою продуктивністю:

$$d_M = 2 \sqrt{\frac{Q_{\Sigma}}{\pi w_M}} = 2 \sqrt{\frac{0,565}{\pi \cdot 2}} = 0,599 \text{ мм}$$

Приймаємо стандартний діаметр всмоктувальної баластної магістралі 600 мм.

Визначаємо діаметр напірного трубопроводу супроводу:

$$d_H = \sqrt{\frac{4Q_{\Sigma}}{\pi w_H}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,565}{\pi \cdot 2,5}} = 0,537$$

де w_H – швидкість у напірному трубопроводі, (приймаємо 2,5 м/с).

Приймаємо стандартний діаметр напірного трубопроводу – 600 мм.

Розрахунок магістралі бортового ряду баластних цистерн

Уточнюємо діаметр магістралі бортових цистерн:

$$d_M = 2 \sqrt{\frac{Q_{\Sigma}}{\pi w_M}} = 2 \sqrt{\frac{0,226}{\pi \cdot 2}} = 0,379$$

Приймаємо стандартний діаметр магістралі 400 мм

Визначаємо діаметр відростків баластних цистерн, що приєднані до магістралі:

$$d_H = \sqrt{\frac{4Q_{\Sigma}}{\pi w_H}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,113}{\pi \cdot 2}} = 0,268 \text{ мм}$$

					КРБ.6.135.4217зст.01.05.ПЗ	Арк.
						90
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо стандартний діаметр всмоктувальної баластної магістралі 300мм

На рисунку 5.1 наведена розрахункова схема найдовшою ділянки системи.

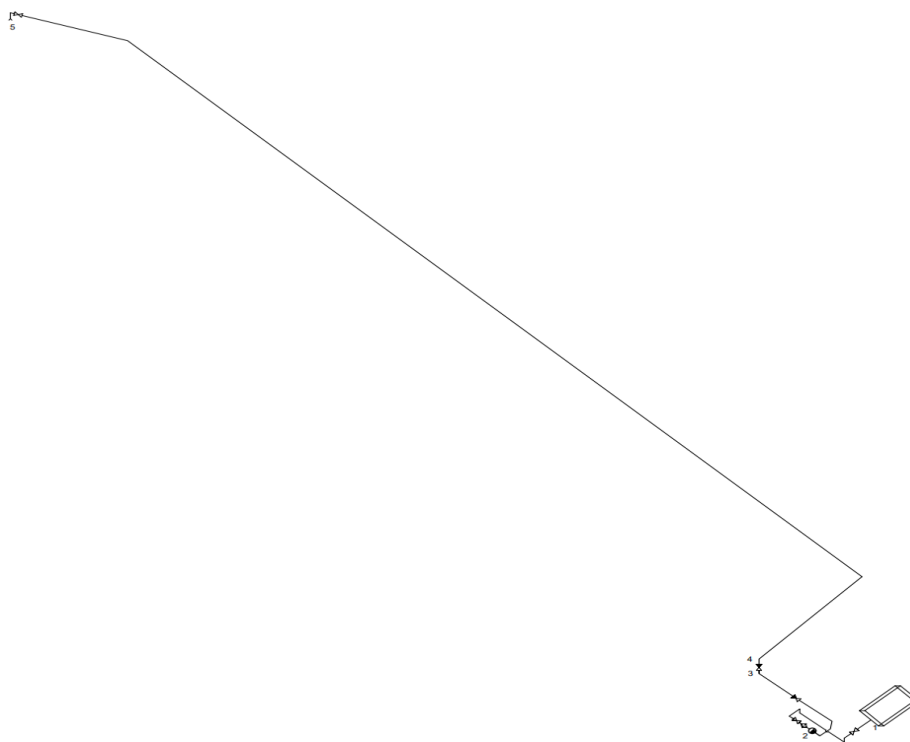


Рис 5.1 Розрахункова ділянка

Таблиця 5.1. Коефіцієнти місцевих опорів розрахункової ділянки

Ділянка	Місцеві опори, їх кількість	Коефіцієнти	Сумарний коефіцієнт місцевих опорів
1-2	вхід у трубу з приймальною сіткою - 1	1,7	25,9
	коліно під кутом 90°-5	4,9	
	клапан запірний - 2	8,0	
	фільтр - 1	11,3	
2-3	коліно під кутом 90° - 3	2,94	7,44
	клапан незворотньо-запірний - 1	4,5	
3-4	клапан незворотньо-запірний - 1	4,5	5,48
	коліно під кутом 90° - 1	0,98	
4-5	вихід із труби- 1	1,7	8,64
	коліно під кутом 90° - 3	2,94	
	клапан запірний - 1	4,0	

Таблиця 5.2. Гідравлічний розрахунок ділянки системи при подачі 100% від номінальної

№	Параметр	Розрахункова формула	Ділянка			
			1-2	2-3	3-4	4-5
1	Подача, м ³ /с	Q	0,565	0.565	0,226	0,113
2	Температура, °C	T	20			
3	Густина води, кг/м ³	ρ	1025			
4	Кінематична в'язкість, м ² /с	ν	0,0000011			
5	Діаметр труби, м	d	0,6	0.6	0,4	0,3
6	Довжина вертикальної ділянки, м	$\Delta z = z_i - z_{i-1}$	0	1,6	17,8	-1,3
7	Статична складова напору, м.вод.ст	$H_{ст} = \Delta z \rho g 10^{-4}$	0	1.005	17,89 2	-1,307
8	Довжина ділянки, м	l	19.15	20,23	17,8	215
9	Абсолютна шорсткість, мм	Δ	0,1			
10	Уточнення швидкості, м/с	$V = \frac{4Q}{\pi d^2}$	1,99	1,99	1.79	1,59
11	Число Рейнольдса	Re = Vd/ν	1042580	1042580	454944	125109
12	Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,028	0,028	0,032	0,041
13	Коефіцієнти місцевих опорів	Σξ	25,9	7,44	5,48	8,64
14	Місцеві втрати напору, м.вод.ст	$H_{місц} = \Sigma \xi \frac{V^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	2.707	0,777	0,273	0.144
15	Витрати напору через тертя, м.вод.ст	$H_{тер} = \lambda \frac{l V^2 \rho}{2gd} 10^{-3}$	0,094	0,099	0,052	0,329
16	Сумарні втрати напору на ділянці, м.вод.ст.	$H_{сум} = H_{тер} + H_{ст} + H_{місц}$	2,801	1,881	18,21 7	-0,827
17	Втрати напору при номінальній подачі, м.вод.ст.		22.072			

Таблиця 5.3. Гідрравлічний розрахунок ділянки системи при подачі 80% від номінальної

№	Параметр	Розрахункова формула	Ділянка			
			1-2	2-3	3-4	4-5
1	Подача, м3/с	Q	0,425	0.425	0,181	0,09
2	Температура, оС	T	20			
3	Густина води, кг/м3	ρ	1025			
4	Кінематична в'язкість, м2/с	ν	0,0000011			
5	Діаметр труби, м	d	0,6	0.6	0,4	0,3
6	Довжина вертикальної ділянки, м	$\Delta z = z_i - z_{i-1}$	0	1,6	17,8	-1,3
7	Статична складова напору, м.вод.ст	$H_{ст} = \Delta z \rho g 10^{-4}$	0	1.005	17,89 2	-1,307
8	Довжина ділянки, м	l	19.15	20,23	17,8	215
9	Абсолютна шорсткість, мм	Δ	0,1			
10	Уточнення швидкості, м/с	$V = \frac{4Q}{\pi d^2}$	1,506	1,506	1.44	1,27
11	Число Рейнольдса	$Re = Vd/\nu$	784610	34064	363955	100087
12	Коефіцієнт гідрравлічного тертя	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,029	0,029	0,033	0,042
13	Коефіцієнти місцевих опорів	$\Sigma \xi$	25,9	7,44	5,48	8,64
14	Місцеві втрати напору, м.вод.ст	$H_{місц} = \Sigma \xi \frac{V^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	2.031	0,622	0,218	0.116
15	Витрати напору через тертя, м.вод.ст	$H_{тер} = \lambda \frac{l V^2 \rho}{2gd} 10^{-3}$	0,073	0,081	0,042	0,27
16	Сумарні втрати напору на ділянці, м.вод.ст.	$H_{сум} = H_{тер} + H_{ст} + H_{місц}$	2,11	1,708	18,15 5	-0,921
17	Втрати напору при номінальній подачі, м.вод.ст.		21,052			

Таблиця 5.4. Гідравлічний розрахунок ділянки системи при подачі 120% від номінальної

№	Параметр	Розрахункова формула	Ділянка			
			1-2	2-3	3-4	4-5
1	Подача, м ³ /с	Q	0,678	0.678	0,271	0,136
2	Температура, °C	T	20			
3	Густина води, кг/м ³	ρ	1025			
4	Кінематична в'язкість, м ² /с	ν	0,0000011			
5	Діаметр труби, м	d	0,6	0.6	0,4	0,3
6	Довжина вертикальної ділянки, м	Δz=z _i -z _{i-1}	0	1,6	17,8	-1,3
7	Статична складова напору, м.вод.ст	H _{ст} =Δzρg10 ⁻⁴	0	1.005	17,89 2	-1,307
8	Довжина ділянки, м	l	19.15	20,23	17,8	215
9	Абсолютна шорсткість, мм	Δ	0,1			
10	Уточнення швидкості, м/с	$V = \frac{4Q}{\pi d^2}$	2,39	12,39	2,15	1,92
11	Число Рейнольдса	Re=Vd/ν	1251096	1251096	545932	150131
12	Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,028	0,028	0,032	0,04
13	Коефіцієнти місцевих опорів	Σξ	25,9	7,44	5,48	8,64
14	Місцеві втрати напору, м.вод.ст	$H_{\text{місц}} = \Sigma \xi \frac{V^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	3,248	0,933	0,327	0.173
15	Витрати напору через тертя, м.вод.ст	$H_{\text{тер}} = \lambda \frac{l V^2 \rho}{2gd} 10^{-3}$	0,111	0,117	0,061	0,388
16	Сумарні втрати напору на ділянці, м.вод.ст.	H _{сум} =H _{тер} +H _{ст} +H _{місц}	3,359	2,005	18,28	-0,739
17	Втрати напору при номінальній подачі, м.вод.ст.		22,955			

5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на міцність трубопроводу

Основні компоненти системи включають насос, що забезпечує циркуляцію води, трубопровідну мережу та її з'єднання, а також запірну арматуру. Особливу увагу слід приділити системі очищення баластних вод, що є обов'язковою відповідно до вимог MARPOL 73/78.

Насамперед розглянемо циркуляційний насос, призначений для роботи з морською водою. В якості ключового елемента баластної системи обираємо відцентровий насос KSB, основні технічні характеристики якого наведено у таблиці 5.5.

Таблиця 5.5 Основні характеристики насосу [21]

Подача, м ³ /	0,66
Напір, м	35
ККД, %	0,85
Потужність приводу насосу, кВт	630
Кавітаційний запас, м	25
Габаритні розміри, мм	2500x 2000 x 3150
Маса агрегату, кг	4562
Частота обертання, об/хв	1750

Виконуємо перевірку на без кавітаційну роботу насосу:

$$H_{\text{вак}}^{\text{доп}} \geq H_{\text{вак}}^{\text{доп}} \quad \text{де } H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = 25 \text{ м. вод. ст}$$

$$H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = H_{\text{тр}}^{1-2} + H_{\text{м}}^{1-2} + H_{\text{тр}}^{2-3} + H_{\text{м}}^{2-3} = 23,15$$

Умова виконана, насос кавітує

Опід дресильної шайби знаходимо за рис. 5.2: $H_{\text{ш}} = 13 \text{ м. вод. ст}$

Коефіцієнт опору дресельної шайби дорівнює:

$$\zeta = \frac{2gH_{\text{ш}}}{V^2\rho} = 0,253$$

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

					КРБ.6.135.4217зст.01.05.ПЗ	Арк.
						95
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Площа внутрішнього перерізу нагнітаючого трубопроводу складає:

$$F_{\text{вн}} = \frac{\pi d^2}{4} = 0,282$$

$F_0 = 0,276 \text{ м}^2$, внутрішній діаметр шайби становить: $d_{\text{ш}} = 0,593$

Побудова інтегрованої напірно-витратної характеристики для насоса та баластної системи судна.

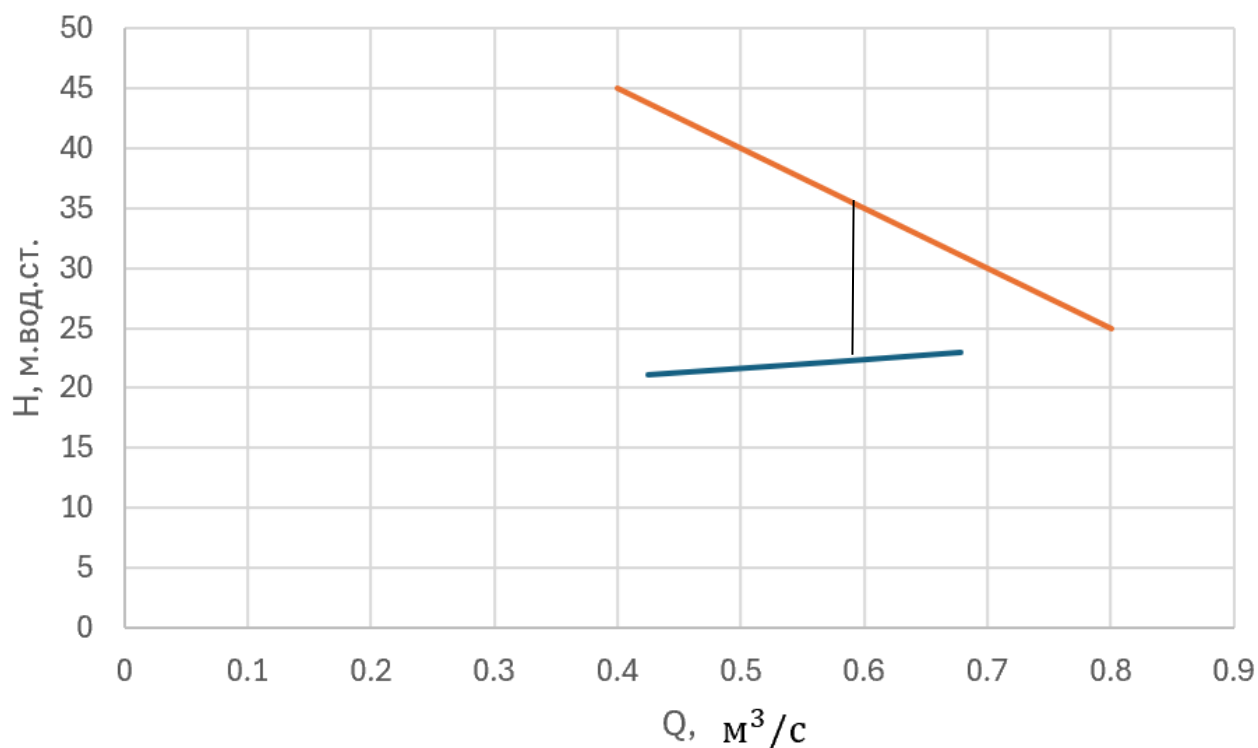


Рис. 5.2 Суміщена напірно-витратна характеристика насоса та баластної системи

Ефективність баластної системи значною мірою залежить від правильного підбору арматури – таких елементів, як клапани, насоси, контрольно-вимірювальні прилади, з'єднання та опори трубопроводів. У даному розділі наведено детальний аналіз елементів арматури баластної системи судна Nordic Nuluuяaak, розроблений з урахуванням вимог міжнародних (DNV) та стандартів України стандартів.

Незворотно-запірний клапан є критичним елементом баластної системи судна, що забезпечує односпрямований потік рідини та можливість повного

перекриття потоку при необхідності. Згідно з "Правилами класифікації та побудови морських суден" Регістру судноплавства України, такі клапани повинні відповідати певним вимогам щодо матеріалів, конструкції та встановлення.[13]

Матеріали, що використовуються для виготовлення клапанів, повинні відповідати вимогам частини XIII "Матеріали" Правил. Зокрема, для трубопроводів і арматури, які працюють в агресивних корозійних середовищах, матеріали підлягають спеціальному розгляду Регістром. Це забезпечує довговічність та надійність роботи клапанів у складних умовах експлуатації.

Щодо встановлення, незворотно-запірні клапани повинні бути розміщені в положенні, рекомендованому виробником (горизонтальному або вертикальному), бути доступними для технічного обслуговування та чітко промаркованими щодо напрямку потоку. Це відповідає загальним вимогам до систем і трубопроводів, викладеним у частині VII Правил.

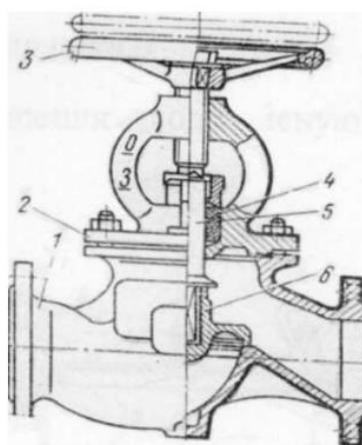


Рис. 5.3. Незворотно- запірний клапан

1-корпус; 2-кришка; 3-шпіндель; 4-сальник; 5-шпіндель; 6-тарілка

Запірний сталевий фланцевий клапан є важливим елементом суднової трубопровідної арматури, призначеним для повного перекриття або відкриття потоку робочого середовища відростків баластних цистерн, що приєднана до магістралі води, технічних рідин або пару відростків баластних цистерн, що приєднана до магістралі в системах суден внутрішнього плавання. Такий тип арматури використовується для забезпечення герметичності, безпеки та

					КРБ.6.135.4217зст.01.05.ПЗ	Арк.
						97
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

контрольованої експлуатації баластних, водяних, охолоджувальних і протипожежних систем (Частина VII, п. 7.2.1, 7.3.3).

Основна функція клапана полягає у забезпеченні швидкої ізоляції певної ділянки трубопроводу або всього контуру під час аварійної ситуації, обслуговування чи перепуску. Його конструкція дозволяє експлуатувати арматуру при значних тисках і температурних перепадах, зберігаючи герметичність та стійкість до зношування (Частина VII, п. 7.5.2). Матеріали корпусу повинні відповідати нормам міцності та стійкості до корозії згідно з вимогами до сталей для арматури (Частина XIII, п. 13.4.2) та мати захисне покриття згідно з положенням п. 13.5.1.

Фланцеве приєднання клапана до трубопроводу повинно відповідати стандартам, зазначеним у п. 7.6.1, із забезпеченням контролю щільності та надійності з'єднань.

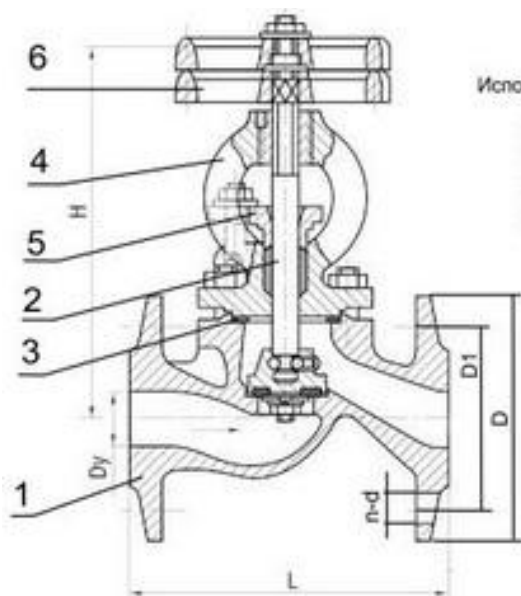


Рис. 5.4. Запірний сталевий фланцевий клапан

1-корпус; 2-шпindelь; 3-прокладка; 4-кришка; 5-фланець сальниковий; 6-маховик.

Приймальна сітка з бічними отворами є спеціалізованим елементом трубопровідних та баластних систем суден, що призначена для запобігання потраплянню великих часток сміття, піску, водоростей та інших забруднень у

					КРБ.6.135.4217зст.01.05.ПЗ	Арк.
						98
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

систему. Вона встановлюється на входах трубопроводів або в інших місцях, де потрібно фільтрувати потік води чи інших рідин.

Основне призначення приймальної сітки відростків баластних цистерн, що приєднана до магістралі це захист суднової системи від забруднень, які можуть призвести до блокування або пошкодження трубопроводів та насосних установок. Також сітка забезпечує стабільний потік рідини та допомагає продовжити термін служби обладнання, запобігаючи його зносу.

Конструкція приймальної сітки складається з металевих прутків або дроту, що з'єднані у вигляді сітки з отворами, через які проходить рідина. Бічні отвори на сітці дозволяють забезпечити рівномірний потік води та зменшити ймовірність засмічення. Сітка кріпиться до трубопроводу через фланцеві з'єднання або інші елементи, що дозволяють надійно її закріпити.

Приймальна сітка працює таким чином, що рідина проходить через сітку, затримуючи при цьому більші частки забруднень. Це дозволяє зберегти нормальний потік та мінімізувати ризик пошкодження системи. Бічні отвори додають ефективності фільтрації та дозволяють уникнути засмічення сітки навіть при наявності дрібних часток.

Згідно з Правилами класифікації та побудови суден внутрішнього плавання Регістру судноплавства України Розділі VII "Обладнання суден", приймальні сітки з бічними отворами повинні відповідати вимогам до конструкції та якості трубопровідної арматури. Відповідно до Розділу 7.3.4, арматура трубопроводів повинна бути виготовлена з матеріалів, що відповідають вимогам корозійної стійкості, а також передбачати можливість заміни фільтраційних елементів без демонтажу всього обладнання. У Розділі 7.6.1 зазначено, що фланцеві з'єднання повинні відповідати стандартам щодо міцності та герметичності, а також гарантувати надійність кріплення сітки до трубопроводу. Крім того, згідно з Розділом 8.2.1, необхідно визначити діаметр отворів сітки відповідно до вимог до систем фільтрації баластних вод та інших рідин. Вимоги до фільтраційних сіток також містяться в ДСТУ ISO 14644, де зазначено, що сітки повинні забезпечувати ефективну фільтрацію без порушення нормального потоку води чи рідини.

					КРБ.6.135.4217зст.01.05.ПЗ	Арк.
						99
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

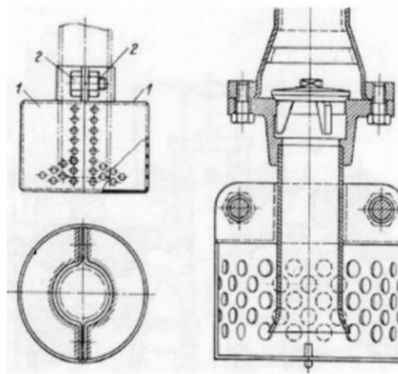


Рис.5.5. Приймальна сітка з бічними отворами

У баластних системах суден згідно з вимогами Регістру судноплавства України, повинні забезпечувати надійне кріплення трубопроводів, зокрема для запобігання їх руху та деформації при роботі судна. Вони повинні бути виготовлені з матеріалів, стійких до корозії, таких як нержавіюча сталь або сталеві сплави з антикорозійним покриттям. Підвіски забезпечують правильне розташування трубопроводів і дозволяють компенсувати термічні розширення труб при зміні температури.

Розміри підвісок і методи їх кріплення визначаються залежно від діаметра трубопроводів та їх функціонального призначення в баластній системі. Крім того, підвіски повинні відповідати вимогам міцності та герметичності, щоб гарантувати безпечну експлуатацію баластних систем, запобігаючи витокам і порушенням роботи судна.

Згідно з Правилами класифікації та побудови суден, підвіски для труб повинні бути розраховані на відповідні навантаження, зокрема механічні та вібраційні, а також бути оснащені елементами для легкого технічного обслуговування.

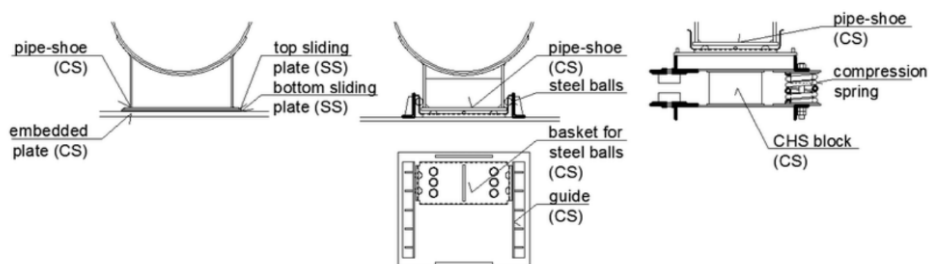


Рис. 5.6. Підвіски, що застосовуються для кріплення труб

					КРБ.6.135.4217зст.01.05.ПЗ	Арк.
						100
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Фланець плоский сталевий є важливим елементом трубопровідної арматури, що застосовується для з'єднання трубопроводів або інших компонентів у суднових системах, зокрема в баластних і водопровідних системах. Він складається з круглої плоскої металевої пластини, оснащеної отворами для болтів, що дозволяють забезпечити герметичне з'єднання труб. Такий фланець дозволяє створювати з'єднання, які можна легко від'єднати для технічного обслуговування або ремонту.

Основні функції фланця включають забезпечення надійного та герметичного з'єднання труб, легкість в монтажі та демонтажі, що дозволяє здійснювати обслуговування трубопроводів без повного розбирання системи, а також зменшення ймовірності витоків рідини завдяки надійному з'єднанню.

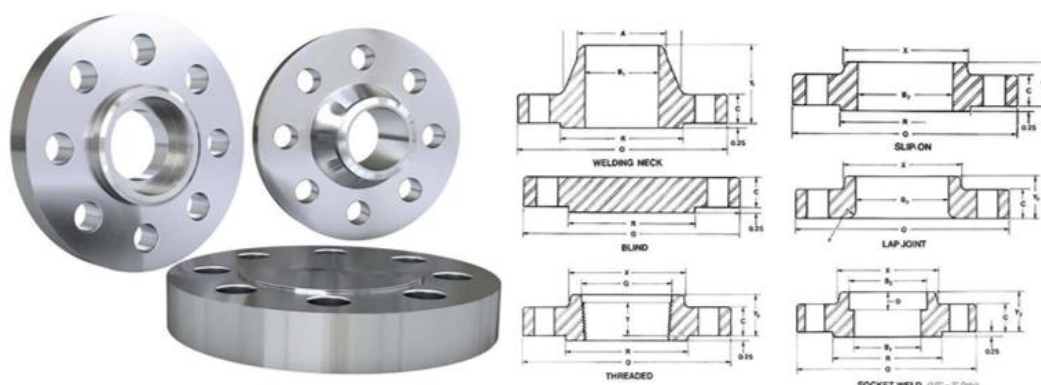


Рис. 5.7. Види фланців

Фітингові з'єднання труб – це спеціальні елементи трубопроводів, які використовуються для з'єднання труб різних діаметрів, зміни напрямку або розгалуження трубопроводів. Вони виконують функції герметичного з'єднання і можуть бути використані для виконання складних контурів у системах. Ось короткий опис основних видів фітингових з'єднань:

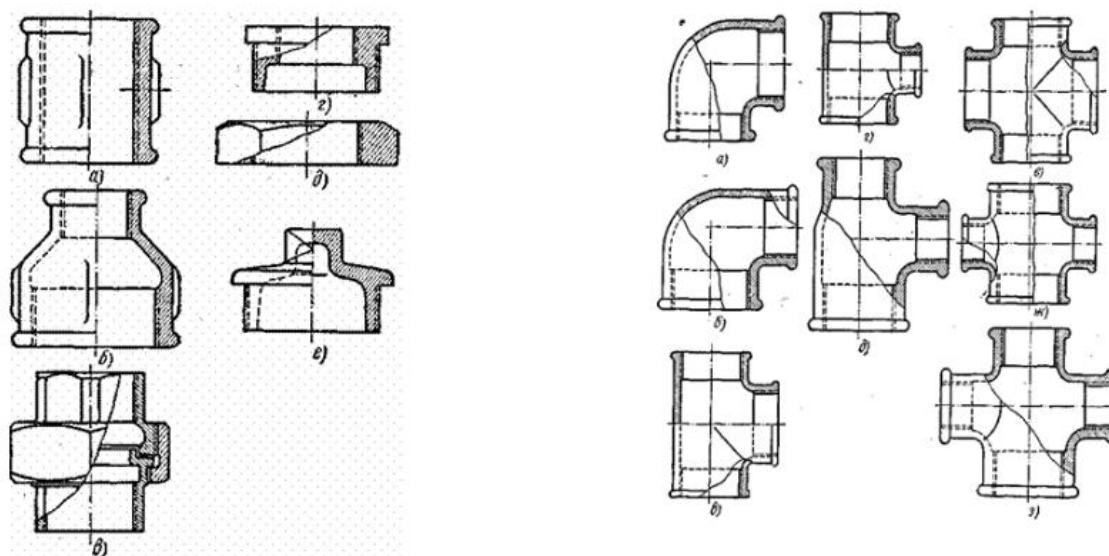


Рис 5.8. Муфти, крутники, трійники та хрестовини з'єднання

Приймальний трубопровід з розтрубом для баластної системи судна — це елемент, що забезпечує подачу води до системи баласту. Він має спеціальну конструкцію з розтрубом, що дозволяє ефективно з'єднувати трубопроводи з насосними установками або іншими компонентами системи. Розтруб забезпечує герметичне та зручне підключення трубопроводів, мінімізуючи ймовірність витоків.

Приймальний кінгстон з решіткою — це елемент баластної системи судна, який забезпечує подачу води в баластні танки. Він встановлюється на корпусі судна, на рівні води, і служить для заповнення баластних танків водою з моря або іншого водного джерела.

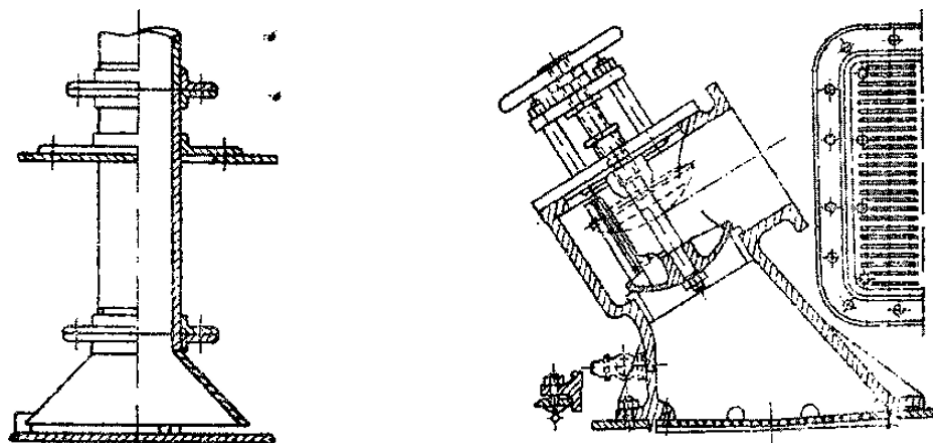


Рис. 5.9. Приймальний трубопровід з розтрубом та приймальний кінгстон з решіткою

Для баластних систем на судах застосовуються не тільки фільтри для очищення води. Очищення рідини в таких системах є важливим для підтримки належної роботи насосного обладнання та забезпечення безпеки судна. Фільтри для нафтопродуктів використовуються для видалення забруднень, таких як частки нафти, масла та інших небажаних елементів, що можуть потрапляти у баластні танки, внаслідок чого може бути заблоковано обладнання або порушено стабільність роботи системи.

Лопатеві або відцентрові насоси, що використовуються в баластних системах суден. Лопатеві відносяться до ротаційних насосів і складаються з обертового лопатного колеса та корпусу. Ці насоси забезпечують надійну циркуляцію води, що дозволяє здійснювати закачування і вивантаження баласту в танках.

Лопатеві насоси поділяються на два основних типи за принципом їх роботи:

Відцентрові насоси: У цих насосах рідина отримує радіальне переміщення завдяки обертальному руху лопаток. Відцентрові насоси часто використовуються в баластних системах, оскільки вони здатні перекачувати великі обсяги рідини з високою ефективністю. Рідина переміщається від центру лопатного колеса до зовнішньої частини, де вона виштовхується з насоса.

Застосування таких насосів у баластних системах суден дозволяє підтримувати належний рівень баласту, що забезпечує стабільність і безпеку судна в різних умовах плавання.

Розрахунок трубопроводу на міцність

Товщина стінок металевих труб, призначених для роботи під тиском, повинна визначатися як така, що не є меншою за значення, розраховане за наступною формулою:

$$S = \frac{S_0 + b + c}{1 - \left(\frac{a}{100}\right)} = 3.9$$

					КРБ.6.135.4217зст.01.05.ПЗ	Арк.
						103
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Теоритична товщина стінка, мм

$$S_0 = \frac{dP}{2\sigma\varphi + p} = 0,796$$

Зовнішній діаметр труби, мм	d= 426
Розрахунковий тиск спрацювання запобіжних каналів, Мпа	P= 0,3
Розрахунковий тиск системи, Мпа	p= 0,5
Коефіцієнт надійності для безшовних труб	$\varphi = 1$
Допустиме нормальне навантаження, МПа	$\sigma = 80$

Прибавка, яка враховує фактичне зменшення товщини труби при згибанні

$$b = 0,4S_0 \frac{d}{R_{\pi}} = 0,113$$

Середній радіус погину труби, мм	$R_{\pi} = 1200$
Прибавка на корозію для морської води, мм	c = 3
Мінусовий виробничий допуск до товщини стінки труби, %	a = 0

Товщину стінки трубопроводу становить 13 мм, що перевищує необхідне значення за умовами міцності металу. Виходячи з цього, можна стверджувати, що обраний трубопровід витримає розрахункове навантаження.

Висновок

Розроблено аксонетричну схему розташування баластної системи в корпусі балкера, а також визначено розрахункову схему ділянки для проведення гідравличного розрахунку. Виконано гідравличний розрахунок з урахуванням спільної роботи системи та циркуляційного насоса із продуктивністю 0,66 м³/с та напором 35 м.вод.ст., проведено перевірку насоса на каватацію та розрахунок трубопроводу на міцність.

					КРБ.6.135.4217зст.01.05.ПЗ	Арк.
						104
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.42113.01.06.ПЗ		
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Студент	Галай А.І.				Охорона праці в машинному відділенні судна		
Керівник	Коробейнікова НВ				Ліг Аркуш Аркушів У 105 8 НУК ім. адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 6 ОХОРОНА ПРАЦІ У МАШИННОМУ ВІДДІЛЕННІ СУДНА

6.1. Характеристика потенційних небезпек і шкідливостей у машинному відділенні

За даними Міжнародної морської організації (ІМО) і Міжнародного союзу морського страхування (ІУМІ), тільки пожежі в машинному відділенні спричиняють понад 60% пожеж на борту судна (наведені на рис 6.1), що призводить до значних людських жертв, затримань суден і багатомільйонних збитків. Ці надзвичайні ситуації часто спричинені людською помилкою, поганим обслуговуванням або запізним виявленням, і більшості з них можна запобігти.[23]

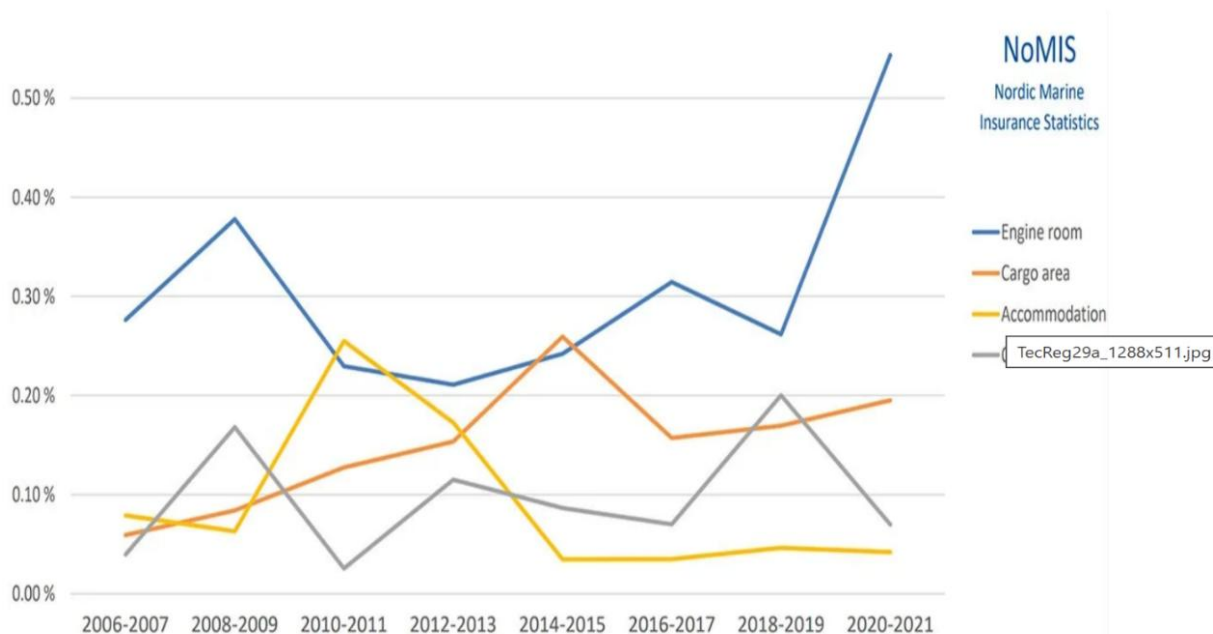


Рис. 6.1 Статистика пожеж в машинному відділенні

Пожежа та вибухи

Серед основних причин виникнення пожеж можна виділити: іскроутворення під час роботи котлів або внаслідок ударів; займання горючих газів; потрапляння палива на гарячі поверхні механізмів і газовипускних трубопроводів; неправильне поводження з легкозаймистими матеріалами або їх утилізація; несправності в електрообладнанні, зокрема порушення ізоляції через перенапруги, механічні пошкодження, потрапляння вологи на ізольовані ділянки або вплив хімічно активних речовин. Окрему небезпеку становить обмежена можливість

					КРБ.6.135.4217зст.01.06.ПЗ	Арк.
						106
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

застосування водяного гасіння через ризик втрати стійкості судна, а також блокування або непрохідність аварійних виходів.

До небезпечних факторів належить і вплив вогню на людину: полум'я чи іскри, потрапляючи на відкриті ділянки тіла, спричиняють опіки. Особливо небезпечним є загорання одягу, адже критична температура для людського організму становить лише 45 °С. Підвищення температури навколишнього середовища також спричиняє перегрів тіла, що негативно впливає на роботу серця та судин. При горінні утворюються токсичні продукти і продукти термічного розкладання, які шкідливі для дихальних шляхів і викликають подразнення слизових оболонок. Дим значно знижує видимість і чинить токсичну дію.

1. Відмова обладнання

Відмова обладнання може бути спричинена відсутністю змащення, перекосами, корозією або перевантаженням. Це, своєю чергою, призводить до збоїв у вентиляції, освітленні або охолодженні, а також до можливих вибухів і пожеж унаслідок витoku пального. Такі ситуації є загрозливими як для екіпажу, так і для довкілля.

2. Вихід з ладу системи високого тиску

Несправність системи високого тиску часто пов'язана з людськими помилками – несвоєчасною заміною гідравлічних шлангів, некоректним налаштуванням запобіжного клапана або раптовим його закриттям. Такі випадки можуть спричинити серйозні тілесні ушкодження, втрату працездатності, а також психологічний стрес, адже раптовість інцидентів часто призводить до довготривалих проблем з психічним здоров'ям.

3. Небезпека електричного струму

У машинному відділенні електричний струм є однією з найсерйозніших загроз. Причинами нещасних випадків можуть бути оголені дроти, перенапруга, відсутність заземлення, висока вологість тощо. При контакті з частинами, які перебувають під напругою, можливе ураження струмом, що викликає опіки, м'язові спазми, а в тяжких випадках – зупинку серця. Коротке замикання в

					КРБ.6.135.4217зст.01.06.ПЗ	Арк.
						107
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

електроприладах може спричинити вибухи, поранення уламками й навіть втрату слуху.

4. Небезпека рухомого обладнання

Погано захищені рухомі механізми – маховики, ремені тощо – можуть стати джерелом травм. Гострі краї здатні спричинити порізи, удари чи проколи, а шорсткі поверхні – тертя та стирання шкіри. Особливо небезпечно, коли незахищені частини обладнання захоплюють одяг або волосся.

5. Хімічні травми

У машинному відділенні контакт із паливом, мастилами, розчинниками та мийними засобами може спричинити як негайні наслідки – подразнення шкіри, опіки очей і дихальних шляхів, втрату свідомості, – так і тривалі ускладнення, наприклад, розвиток астми або онкологічних захворювань.

6. Механічні травми

До механічних травм можна віднести ситуації, пов'язані з брудом або розлитим мастилом у машинному відділенні. Неприбране вчасно мастило створює ризик падіння, що може призвести до серйозних ударів або переломів. Сюди також належать випадки, коли несвоєчасний ремонт трапів чи перил спричиняє аварії.

7. Небезпека шуму та вібрації

Основні джерела шуму та вібрацій у машинному відділенні – дизельні двигуни, котли, насоси, електродвигуни, гребні гвинти, вентилятори та інші агрегати. Причинами шуму є дисбаланс, аеродинамічні збурення, тиск у циліндрах при згорянні палива, а також шум вихлопу.

Інтенсивний та тривалий шум викликає втому, знижує концентрацію уваги, сприяє збільшенню кількості помилок і зниженню безпеки. Шум також впливає на центральну нервову й серцево-судинну системи, може спричинити часткову або повну втрату слуху. Вібрація погіршує загальний стан організму, викликає головний біль і безсоння.

8. Погане освітлення

Погане освітлення в машинному відділенні – ще один серйозний ризик. Робота в недостатньо освітленому приміщенні викликає напруження зору,

					КРБ.6.135.4217зст.01.06.ПЗ	Арк.
						108
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

головний біль, зниження пильності, що суттєво підвищує ризик нещасних випадків.

6.2 Рекомендації щодо захисту від пожежної небезпеки або шкідливостей. негативний вплив

Машинне відділення судна є зоною підвищеної пожежної небезпеки згідно з вимогами Міжнародної конвенції SOLAS (Розділ II-2), а також Правил класифікаційних товариств (наприклад, DNV, LR, ABS, IMO), Кодексу з охорони праці на морському транспорті та Регламенту судноплавства України. Екіпаж і судновласники зобов'язані дотримуватися цих вимог.[14,24]

Для гасіння пожеж застосовують такі вогнегасні речовини:

Вода – найбільш доступний, універсальний, ефективний та часто використовуваний спосіб гасіння пожеж. Вона має високу теплопровідність і охолоджувальну дію. Однак водою не можна гасити електроустановки, нафтопродукти та лужні метали. Крім того, щоб уникнути втрати остійності судна, застосування водогасіння потребує постійного контролю рівня води у відсіках, особливо розташованих вище ватерлінії.

Повітряно-механічна піна – її отримують шляхом інтенсивного змішування водяного розчину піноутворювача з повітрям. Вогнегасний ефект повітряно-механічної піни ґрунтується на ізоляції горючих речовин.

Інертні гази, такі як діоксид вуглецю, азот, аргон – їхня вогнегасна концентрація в повітрі коливається в межах 30–40%.

Вуглекислий газ – подається у вогнище у твердому стані. Він припиняє доступ кисню до осередку займання і одночасно охолоджує його.

Хладони – галоїдовуглеводневі склади, що діють шляхом хімічного гальмування реакції горіння. Їх також називають інгібіторами або флегматизаторами.

Порошкове пожежогасіння – його принцип полягає в хімічному гальмуванні реакції горіння. У зони займання порошки подають стисненим повітрям,

					КРБ.6.135.4217зст.01.06.ПЗ	Арк.
						109
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

діоксидом вуглецю чи механічним способом. Вони мають високу ефективність при гасінні майже всіх речовин.

Протипожежне обладнання на судні

У центральному посту управління (зазвичай це ходова рубка) зосереджені індикація стану та керування судовим протипожежним обладнанням:

- Стаціонарною системою сигналізації виявлення пожежі;
- Спринклерною системою;
- Панеллю індикації протипожежних дверей та їх закриттям;
- Вентиляційною системою;
- Сигналізацією загальної пожежної тривоги;
- Системою зв'язку, мікрофоном системи гучномовного зв'язку.

Протипожежна підготовка екіпажу

Організація протипожежної підготовки членів екіпажу безпосередньо на судні та відповідальність за її якість покладається на капітана судна.

Усі члени екіпажу, що прибули на судно, повинні пройти первинний інструктаж щодо заходів пожежної безпеки на робочому місці. Протипожежна підготовка є обов'язковою для всіх членів екіпажу й повинна проводитися безперервно відповідно до планів технічного навчання, затверджених капітаном судна. Вона включає навчання:

- Особливостям конструкції судна;
- Організації протипожежного захисту;
- Схемам протипожежного захисту;
- Правилам експлуатації стаціонарних та переносних засобів пожежогасіння;
- Використанню аварійних дихальних пристроїв;
- Особистим обов'язкам боротьби з пожежами та процедурам безпеки.

Також повинні проводитися періодичні практичні навчання відповідно до розкладів пожежної тривоги. Вони включають виконання оперативних планів гасіння пожеж, завдання та функції аварійних груп, а також тренування з використання засобів пожежогасіння.

					КРБ.6.135.4217зст.01.06.ПЗ	Арк.
						110
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Кожному члену екіпажу має бути видана каютна картка, що містить опис сигналів тривоги та його обов'язків у разі пожежної тривоги, включаючи місце прибуття (збору).

З метою зниження ризику виникнення пожежі на судні екіпаж зобов'язаний підтримувати належний технічний стан усіх конструктивних елементів, що забезпечують пожежну безпеку.

Стійкість сталевих перегородок

Сталеві протипожежні перегородки відіграють ключову роль у стримуванні поширення вогню між судновими відсіками, особливо в захисті критично важливих зон, таких як машинне відділення, житлові приміщення та вантажні відсіки. Особливу увагу слід приділяти їхньому стану під час ремонту чи переобладнання судна — потрібно запобігати порушенню герметичності в місцях проходу кабелів, трубопроводів і вентиляційних каналів.

Контроль системи вентиляції

Належне функціонування системи вентиляції повітря має вирішальне значення для запобігання поширенню пожежі. Сюди входить справність протипожежних заслінок, а також чітке розуміння всіх шляхів подачі повітря в машинне відділення. Регулярні перевірки та технічне обслуговування вентиляційних пристроїв необхідні для забезпечення можливості оперативного перекриття потоків повітря в разі виникнення пожежі, з метою обмеження доступу кисню.

Безпека при роботі з горючими маслами

Горючі мастила та паливо, що зберігаються та використовуються в машинному відділенні, становлять серйозну небезпеку. Забезпечення герметичності паливних і масляних систем, справність запірної арматури та клапанів, а також захист від несанкціонованого втручання в обладнання є критичними умовами для зменшення ризику займання.

Чистота машинного відділення

Підтримання чистоти — важливий аспект профілактики пожеж. Масляні плями, залишки горючих матеріалів або забруднені ганчірки можуть слугувати

					КРБ.6.135.4217зст.01.06.ПЗ	Арк.
						111
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

джерелом або підсилювачем вогню. Належне зберігання й утилізація таких матеріалів дозволяє мінімізувати ризики та спрощує процес гасіння пожежі у разі її виникнення.

Усунення потенційних джерел займання

Підвищену увагу необхідно приділяти потенційним джерелам займання: гарячим вихлопним трубам, електричним установкам, обертовим механізмам. Ізоляція, теплоекрани та справні захисні кожухи мають регулярно перевірятися й обслуговуватися, щоб запобігти перегріву, іскрам або розігріву поверхонь до небезпечних температур.

Висновок

На морському транспорті реалізується програма заходів щодо підвищення безпеки праці екіпажів суден, виявлення та усунення причин виробничого травматизму. Ці заходи охоплюють усі напрями технічного вдосконалення суден, що стосуються їх проектування, будівництва, експлуатації та наукової організації праці плавскладу.

Головна мета програми – створення оптимальних умов, за яких праця моряка на судні буде ефективною та безпечною. Велику роль у забезпеченні безпеки праці на флоті відіграє комплекс нормативних документів з охорони праці, які стосуються проектування та експлуатації суден і їхнього обладнання. Нормативи для проектування дали змогу включити до проектів нових суден необхідні вимоги, що забезпечують безпеку технологічних процесів та конструктивну безпеку обладнання.

					КРБ.6.135.4217зст.01.06.ПЗ	Арк.
						112
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК

1. На судні Nordic Nuluujaak до складу СЕУ входить одновальна пропульсивна установка з головним двигуном 6G60ME-C9.5 Tier II/III (HP SCR) з прямою передачею потужності на гвинт фіксованого кроку діаметром 87 м. Суднова СЕС складається з трьох дизель-генераторів потужністю по 1050 кВт. На судні встановлений комбінований котел та опріснювальна установка, що використовує тепло від головного двигуна для отримання прісної води. Судно працює на двох видах палива HFO та MGO. Запас палива забезпечує автономність ходу до 57 діб та дальність 18 000 морських миль при експлуатаційній швидкості 13,4 вузлів.

2. Коефіцієнт використаної теплоти (КВТ) становить 0,43, а коефіцієнт корисної дії (ККД) – 0,33 на ходовому режимі. На стоянковому режимі з вантажними операціями ці позначки значно вищі: КВТ-0,86 та ККД- 0,39. Ці показники підтверджують ефективність СЕУ в такому складі. Щоб підвищити ефективність СЕУ особливо ККД можна за допомогою впровадження додаткових спрямовувачів гвинта або елементів, що використовують енергію вітру та перетворюють її для забезпечення руху.

3. Двигун MAN B&W G60ME-C9.5-Tier II/III (HP SCR) демонструє високу ефективність завдяки оптимізованому робочому циклу (індикаторний ККД – 0,514, ефективний ККД – 0,483), електронному керуванню (ME), яке забезпечує точну подачу палива та регулювання фаз газорозподілу, двотактній конструкції з наддувом, що дозволяє досягати високої потужності при низьких обертах (90 хв^{-1}) Використання пального з 0,1% сірки дозволяє не укомплектовувати ці двигуни скруберами, для виділення з газів SO_2 .

У результаті розрахунків встановлено, що комбінований котел Aalborg OSC-TSi, встановлений на судні Nordic Nuluujaak, забезпечує ефективну генерацію пари за рахунок використання як палива, так і теплоти відпрацьованих газів. Загальна площа теплообмінної поверхні складає: Загальна площа теплообмінної поверхні- 218 м^2 ; внутрішній діаметр труб паливної частини- 44 мм, утилізаційної частини – 75 мм; кількість труб паливної частини – 750 од., утилізаційної частини- 363 од.

					КРБ.6.135.4217зст.01.В.ПЗ	Арк.
						110
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Розроблено аксонеметричну схему розташування баластної системи , визначено розрахункову схему ділянки для проведення гідравличного розрахунку. Побудовано напорно-витратну характеристику роботи системи та циркуляційного насоса KSB, проведенню перевірку насоса на каватацію та розрахунок трубопроводу на міцність. Також було розглянуто систему очищення води електролізом фірми Баластна система компанії Techcross ECS (Electro-Cleen™ System).

5. На морському транспорті реалізується програма заходів щодо підвищення безпеки праці екіпажів суден, виявлення та усунення причин виробничого травматизму. Ці заходи охоплюють усі напрями технічного вдосконалення суден, що стосуються їх проєктування, будівництва, експлуатації та наукової організації праці плавскладу. Головна мета програми – створення оптимальних умов, за яких праця моряка на судні буде ефективною та безпечною. Велику роль у забезпеченні безпеки праці на флоті відіграє комплекс нормативних документів з охорони праці, які стосуються проєктування та експлуатації суден і їхнього обладнання. Нормативи для проєктування дали змогу включити до проєктів нових суден необхідні вимоги, що забезпечують безпеку технологічних процесів та конструктивну безпеку обладнання.

					КРБ.6.135.4217зст.01.В.ПЗ	Арк.
						111
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. My Ship Tracking, Nativity, Nordic Nuluujaak IMO 9884966. URL: <https://www.myshiptracking.com/ru/vessels/nordic-nuluujaak-mmsi-538009326-imo-9884966>
2. Landlord, порти Одеса та Південний експортували 760 тис. тонн залізної руди і металопродукції, 12.12.2023. URL: <https://landlord.ua/news/zalystopad-porty-odesa-ta-pivdennyi-eksportuvaly-760-tys-tonn-zaliznoi-rudy-i-metaloproduktsii/>
3. D.Pankratov, The Royal Institution of Naval Architects, Significant Ships of 2021, p.76 .URL: <https://rina.org.uk/publications/significant-ships/>
4. Research Report No 128, Valtonen Ville, Hullfem II-Direct calculations methods for Ice Strengthened Hulls, Part II, p.44. URL: <https://www.traficom.fi/sites/default/files/media/file/WNRB%20no%20128%20HULLFEM%20II.pdf>
5. MARPOL Annex V, International Convention for the Prevention of Pollution from Ships. URL: [https://www.imo.org/en/about/Conventions/Pages/International-Convention-for-the-Prevention-of-Pollution-from-Ships-\(MARPOL\).aspx](https://www.imo.org/en/about/Conventions/Pages/International-Convention-for-the-Prevention-of-Pollution-from-Ships-(MARPOL).aspx)
6. Горбов В.М. Основи суднової енергетики: збірник практичних занять / В.М.Горбов, І.П.Єсін, В.С.Мітенкова – Миколаїв: НУК, 2018. – 244с
7. ПРАВИЛА КЛАСИФІКАЦІЇ ТА ПОБУДОВИ МОРСЬКИХ СУДЕН Том 3, Київ, 2022. URL: https://www.shipregister.ua/wp-content/uploads/2022/09/PCBSSt3_2020.pdf
8. Marine Engine programme, MAN Energy Solution, 2025. URL: https://www.man-es.com/docs/default-source/marine/marine-engine-programme-20205656db69fafa42b991f030191bb3bbb4.pdf?sfvrsn=9cac9964_42.
9. Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2002.- 356 с
10. MAN B&W G60ME-C9.5TII/III 2020. URL: <https://s2b4aa72b8b1c7323.jimcontent.com>

					КРБ.6.135.4217зст.01.Л.ПЗ	Арк.
						112
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

11. MAN Energy Solution, Technical Documentation, L23/30H, 2024. URL: https://man-es.com/applications/projectguides/4stroke/manualcontent/L23-30H_GenSet_TierII.pdf
12. Alfa Laval, Aalborg OC-TCI, 2024. URL: https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/industries/marine-and-transportation/marine/alfa-laval-aalborg-oc-tci_product-leaflet_2024.pdf
13. Горбов В.М. Основи суднової енергетики: збірник практичних занять / В.М.Горбов, І.П.Єсін, В.С.Мітенкова – Миколаїв: НУК, 2018. – 244с
14. ПРАВИЛА КЛАСИФІКАЦІЇ ТА ПОБУДОВИ МОРСЬКИХ СУДЕН Том 3,Київб 2022. URL: https://www.shipregister.ua/wp-content/uploads/2022/09/PCBSSt3_2020.pdf
15. Alfa Laval, AQUA Blue E2 C-type. URL: https://www.alfalaval.com/globalassets/images/media/news/corporate/2021-07/product_leaflet_-_aqua_blue_e2_c-type_-_product-leaflets_en.pdf
16. Димо Б.В., Практикум з тепломасообміну: Навчальний посібник, Миколаїв : УДМТУ, 2003.
17. Єпіфанов О.А., Тепловий розрахунок суднових котлів:Навчальний посібник, Миколаїв НУК, 2024.
18. Єпіфанов О.А., Конструкція суднових котлів: Навчальний посібник, Миколаїв НУК, 2016.
19. Мітенкова В.С., загальносуднові системи: Методичні вказівки, Миколаїв, 2013
20. International Marine Organization (Implementing the Ballast Water Management Convention): London, UK, 2017. URL: <https://www.imo.org/en/MediaCentre/HotTopics/Pages/Implementing-the-BWM-Convention.aspx>
21. MegaCPK pumps, KSB Taiwan Co., Ltd. URL: <https://fluidpumps.co.uk/wp-content/uploads/2020/11/MegaCPK.pdf>
22. Techcross, ECS (Electro-Cleen™ System), Ballast Water Management System: Busan Korea/ URL: <https://techcross.com/techcross/en/m21.php>

					КРБ.6.135.4217зст.01.Л.ПЗ	Арк.
						113
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

23. Det Norske Veritas (DNV), Engine room fires: Article, 01 December 2023.
URL: <https://www.dnv.com/news/engine-room-fires-causes-contributors-and-preventive-measures-250621/>

24. Maritime Coastguard Agency, Code of Safe Working Practices for Merchant Seafarers: Edition 2024, Norwich, UK. URL: https://assets.publishing.service.gov.uk/media/6604028ff9ab41001aeaa37b/1385-WL-12464_MCA_COSWP_BLACK_AND_WHITE_v1_0-ACCESSIBLE_P2.pdf

					КРБ.6.135.4217зст.01.Л.ПЗ	Арк.
						114
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		