

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 парому ропакс LI LONG DAO
Power plant of the Ro-pax ferry LI LONG DAO

Виконав: студент 4211 групи

Томашевський Д.Г.

(підпис)

(фамілія ініціали)

Керівник роботи:

К.Т.Н. ДОЦЕНТ

(посада, науковий ступень вчене звання)

Кирило Кирилович Кісетов Ю.В.

(підпис)

(фамілія ініціали)

Миколаїв – 2025 р.

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

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми
 Кузнецова С.А.
(підпис)
«__» _____ 2025 р.

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

Студенту _____ Томашевський Дмитро Геннадійович
(Прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: _____ Енергетична установка парому ропакс ЛІ LONG DAO
_____ Power plant of the Ro-pax ferry LI LONG DAO

Керівник роботи _____ к.т.н., доцент Кісетов Юрій Володимирович
Затверджені наказом ректора № _____ від «__» _____ 20__ року

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

3. Вихідні дані по роботі: данні по судну _____ паром ропакс ЛІ LONG DAO

Головні розміри: $L = 208$ м, $B = 28,6$ м, $T = 9,8$ м; дедвейт 8500 т; швидкість ходу 22,3 вуз, склад СЕУ: 2ГД 12V48/60CR $N_e = 14400$ кВт; 2ГФК; 3ДГ Yanmar

$P_e = 1000$ кВт; 2УК $D_s^{УК} = 1,5$ кВт; ДК $D_s^{ДК} = 3$ кВт

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

Розділ 1 Загальна характеристика судна та енергетичної установки (ЕУ)

1.1 Загальні відомості про судно

1.2 Основні характеристики

1.3 Морехідні якості

1.4 Загальна характеристика суднової енергетичної установки (СЕУ)

Розділ 2 Визначення ефективності суднової енергетичної установки

2.1 Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки

2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки

2.3 Режим роботи судна та суднової енергетичної установки

2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи

Розділ 3 Визначення параметрів суднового двигуна (СД) MAN 12V48/60CR

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) Kangrim PA 02

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) пожежогасіння

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

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

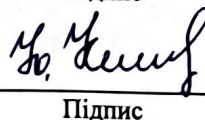
Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальна характеристика судна та ЕУ		
2	Визначення ефективності СЕУ		
3	Визначення параметрів СД		
4	Розрахунок характеристик СК		
5	Визначення характеристик ЗСС		
6	Охорона праці у МВ судна		

Завдання прийняв до виконання студент


Підпис

Томашевський Д.Г.
ПІБ

Керівник роботи


Підпис

Кісетов Ю.В.
ПІБ

JI LONG DAO – Ro-pax ferry



Shipbuilder:CSSC Guangzhou Shipyard International Company Ltd
Vessel's name:**Ji Long Dao**
Owner/Operator:COSCO Shipping Ferry Co., Ltd
Country:China
Designer:Shanghai Merchant Ship Design & Research Institute, CSSC (SDARI)
Country:China
Model test establishment used:Shanghai Ship & Shipping Research Institute
Flag:China
IMO number:9904003
Total number of sister ships already completed (excluding ship presented):0
Total number of sister ships still on order: 1

Ordered by COSCO Shipping Ferry in 2019 and delivered by CSSC Guangzhou Shipyard in August 2021, *Ji Long Dao* is a 43,195gt ro-pax that is the first of two and on delivery was the largest ro-pax vessel operated by its owner and the second largest in operation on Bohai Bay. A sister vessel *Xiang Long Dao* was delivered in December 2021. Its service speed of 22.5kt also gives it another claim to fame as the fastest ro-pax vessel currently operating in China.

With an overall length of 208m and a width of 28.6m, the vessel can accommodate 1,375 passengers in 360 cabins. Three vehicle decks with a total of 2,800 lane meters are available for 500 vehicles of 5m length. There is a straight stern ramp, a quarter stern ramp on the starboard side and a bow ramp for loading and unloading.

The ship has a twin propulsion system which gives redundancy. The two main engines are MAN 12V48/60CR units each with a power output of 14,400kW. The power train for each engine includes a Renk RSH-1180 gearbox reducing output speed to 133.3rpm. The propellers, also supplied by Man, are controllable pitch types of 5.1m diameter, installed in front of twin flap rudders.

Passenger accommodation and service areas are located over four upper decks. Facilities include restaurants, VIP lounges, a cinema and children's play areas. The owners have installed an intelligent passenger system to facilitate rapid embarkation and access to different services.

Evacuation systems comprises of 120-person lifeboats and 350 person vertical chute rapid evacuation systems.

TECHNICAL PARTICULARS

Length oa:208.00m
Length bp:193.60m
Breadth moulded:28.60m

Depth moulded:9.80m
Width of double skin bottom:1.50m
Draught
scantling:6.60m
design:6.40m
Gross:43,195t
Deadweight
scantling:8,500t
design:7,500t
Block co-efficient (please state relevant draught):0.637 at design draught
Speed, service 85%MCR output:22.3knots at 85% MCR with 15% SM
Daily fuel consumption (tonnes/day)
Main engine only:103.3
Classification society and notations:China Classification Society

★ CSA RO-RO Passenger Ship; Ice Class B
★ CSM MCC; SCM; PMS
Heel control equipment:1 pair of Anti-heeling tank
Roll-stabilization equipment:1 pair of fin stabilizer

Propulsion
Main engine(s)
Design:MAN B&W
Model:MAN 12V48/60CR
Manufacturer:MAN
Number:2
Type of fuel:HFO & MDO & MGO
Output of each engine:14,400kW
Is this a diesel-electric or hybrid?:N

Gearbox(es)
Make:Renk
Model:RSH-1180
Number:2
Output speed:133.3rpm

Propeller(s)
Material:Ni-Al-Bronze
Designer/Manufacturer:MAN
Number:2
Fixed/Controllable pitch:CPP
Diameter:5,100mm
Speed:133.3rpm (MCR)

Diesel-driven alternators
Number:3
Engine make/type:Yanmar Co., Ltd
Type of fuel:HFO, MDO & MGO
Alternator make/type:Taiyo Electric Co., Ltd
Output/speed of each set:1,000kW/750rpm

Boilers
Number:3
Type:2 × Exhaust gas heaters; 1x oil-fired thermal oil heater
Make:Heatmaster
Output:Exhaust gas heaters: 1,500kW; oil-fired thermal oil heater: 3,000kW
Stern appendages/special rudders:2 flap rudders

Bow thruster(s)
Make:Wuhan Kawasaki Marine Machinery Co., Ltd
Number:2
Output (each):1,000kW
Other cranes
Number:2
Make:Jiangyin Safety Sea Marine Equipment Co., Ltd
Type:Electric Provision Crane
Tasks:Provision handling
Performance:SWL 2t @ 6m outreach
Mooring equipment
Number:8
Make:Jiangsu Masada Heavy Industries Co. Ltd
Type:hydraulic

Special lifesaving equipment
Number of each and capacity:120p for each lifeboat and 350p for each MES
Make:CSSC Luzhou Zhenjiang Marine Auxiliary Machinery Co., Ltd and Shanghai Star Rubber Products Co., Ltd
Type:Totally enclosed FRP lifeboat
If MES, vertical or sloping chutes?:vertical
Vehicles
Number of vehicle decks (fixed/moveable):3
Total lane length:2,800m

Doors/ramps/lifts/moveable car decks
Number of each:
- 1 set bow door;
- 1 set bow ramp;
- 1 set inner bow door;
- 1 set stern ramp;
- 1 set inner stern door;
- 1 set stern side ramp/door;
- 1 set movable ramp dk5;
- 1 set ramp cover dk3;
- 1 set combined ramp dk1 (aft);
- 1 set cargo lift;
- 1 set lift cover;
- 6 sets shell doors
Type:Hydraulic
Designer:TTS-Huahai

Complement
Officers:8
Crew:75
Passengers
Total:1,375
Number of cabins:360

Navigation and other equipment
Bridge control system
Make:Hangyue Electric
Is bridge fitted for one-man operation?:N
Integrated bridge system:N
Radars
Number:3
Make:Furuno
Model(s):FAR-2338S, FAR-2228

Fire detection system
Make:Consilium
Type:Salwico Ro/Pax

Fire extinguishing systems
Engine room:CO₂ / ER water mist system
Make/Type:Shanghai Sure-safe Fire Equipment Co. Ltd. / Jiujiang Fire Fighting Equipment Co. Ltd

Vehicle spaces:CO₂ / fixed spraying fire fighting system
Make/Type:Shanghai Sure-safe Fire Equipment Co. Ltd / Ningbo Yonghang Fire Equipment Co. Ltd

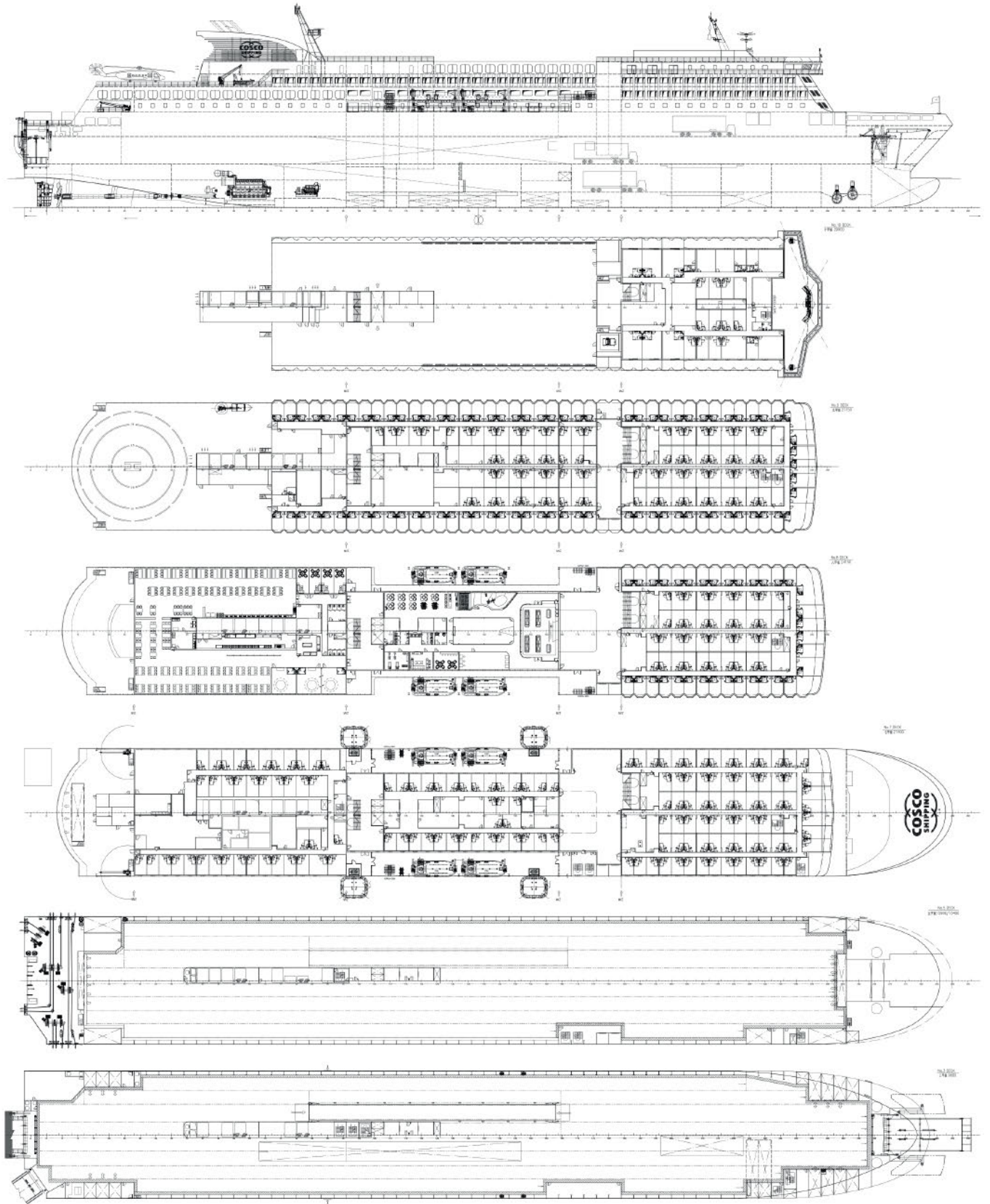
Cabins:Fixed sprinkler system
Make/Type:Shanghai Sure-safe Fire Equipment Co. Ltd

Waste disposal plant
Sewage plant
Make:VAC Drain
Model:CSWC-200 x 3 sets /CSWC-120 x 1 set
Efficiency
Attained EEDI value:g-CO₂/tonne-NM
Required EEDI value:g-CO₂/tonne-NM

Contract date:March 2019
Launch/float-out date:January 2021
Delivery date:August 2021



JI LONG DAO



АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі виконано розрахунок потоків енергії елементів суднової енергетичної установки парому ропаксу JI LONG DAO, визначено ефективність її роботи на ходовому та стоянковому режимах, розраховано основні параметри двигуна MAN 12V48/60CR, розраховано характеристики допоміжного котла KangRim PA02, спроектовано та розраховано систему водяного пожежогасіння, наведено характеристики потенційних небезпек і шкідливих факторів у машинному відділенні та наведено дії для рятування людини, що потрапила під електричний струм.

Графічна частина роботи має 5 креслень: структурна схема СЕУ, діаграми потоків теплоти на двох режимах, дизельний двигун MAN B&W 12V48/60CR, компоновальна схема допоміжного котла PA02, схема системи водяного пожежогасіння парому ропаксу JI LONG DAO.

Кваліфікаційна робота викладена на 101 сторінках, 31 рисунках та 17 таблицях. Використана література включає 18 джерела.

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

ABSTRACT

The qualification work calculates the energy flows of the elements of the ship's power plant for the JI LONG DAO ro-pax ferry, determines the efficiency of its operation in running and stationary modes, calculates the main parameters of the MAN 12V48/60CR engine, calculates the characteristics of the KangRim PA02 auxiliary boiler, designs and calculates a water fire extinguishing system, provides the characteristics of potential hazards and harmful factors in the engine room, and provides actions for rescuing a person who has been electrocuted.

The graphic part of the work has 5 drawings: a structural diagram of the SEU, heat flow diagrams in two modes, a MAN B&W 12V48/60CR diesel engine, a layout diagram of the PA02 auxiliary boiler, a diagram of the water fire extinguishing system for the JI LONG DAO ro-pax ferry.

The qualification work is presented on 101 pages, 31 figures and 17 tables. The literature used includes 18 sources.

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

					КРБ.6.135.4211.06.А.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		3

ПРИЙНЯТІ 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.6.135.4211.06.С.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		4

ЗМІСТ

Вступ	7
РОЗДІЛ 1 Загальна характеристика судна та енергетичної установки	8
1.1 Загальні відомості про судно	9
1.2 Основні характеристики.....	11
1.3 Морехідні якості.....	15
1.4 Загальна характеристика СЕУ	16
РОЗДІЛ 2 Визначення ефективності суднової енергетичної установки	19
2.1 Склад та параметри основного обладнання СЕУ	20
2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки.....	28
2.3 Режими роботи судна та суднової енергетичної установки.....	28
2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи	29
РОЗДІЛ 3 Вивчення параметрів суднового двигуна MAN 12V48/60CR	36
3.1 Загальний устрій та характеристики двигуна	37
3.2 Системи головного двигуна	45
3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна.....	56
3.4 Побудова індикаторної діаграми	64
РОЗДІЛ 4 Розрахунок характеристик суднового котла KangRim PA02	67
4.1 Загальний устрій котла.....	68
4.2 Вибір компоновальної схеми котла.....	69
4.3 Розрахунок процесу горіння	71
4.4 Тепловий баланс котла	75
4.5 Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь	76
РОЗДІЛ 5 Визначення характеристик загальносуднової системи	82
5.1 Розробка розгорнутої принципової системи	83
5.2 Гідравлічний розрахунок системи	89
5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на міцність трубопроводу	97
РОЗДІЛ 6 Охорона праці в машинному відділенні судна	103
6.1 Характеристика потенційних небезпек і шкідливостей у машинному відділенні	104

					КРБ.6.135.4211.06.3.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		5

6.2 Дії для рятування людини, що потрапила під електричний струм.....	108
Висновки	111
Список літератури	112
Додатки	

					КРБ.6.135.4211.06.3.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		6

ВСТУП

В кваліфікаційній роботі розрахована енергетична установка парому ропакс JI LONG DAO. Судна такого класу призначене для перевезення колісної техніки, таких як автомобілі, мотоцикли, залізничні вагони, і будь-яких інших штучних вантажів, що завантажуються та вивантажуються через носові (бортові, кормові) ворота за допомогою автонавантажувачів або спеціальних платформ з тягачами. Провідні світові перевізники активно збільшують частку ропаксів у своїх флотах, що свідчить про їхню високу ефективність. Ці судна дозволяють швидко транспортувати значні обсяги вантажів на колісній базі, а швидке завантаження та вивантаження (в середньому за 24-48 годин) оптимізує використання портових ресурсів та мінімізує час простою суден.

Ro-Рах судна перевозять не тільки автомобілі та вантажівки, а й пасажирів, які можуть використовувати судно для подорожі. Пасажирська частина судна (зазвичай на верхніх палубах) забезпечує комфортне перевезення людей, може включати ресторани, магазини та розважальні зони.

Ропакс судна широко використовуються для перевезення вантажів та пасажирів між континентами та островами.

Паром JI LONG DAO використовує два головних двигуна MAN 12V48/60CR, потужність яких передається на два гвинта.

					КРБ.6.135.4211.06.В.ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4211.06.01.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата				
					Загальна характеристика судна та енергетичної установки	Літ.	Аркуш	Аркушів
Студент		Томашевський					8	11
Керівник		Кісєтов Ю.В.				НУК		

РОЗДІЛ 1 Загальна характеристика судна та енергетичної установки

1.1 Загальні відомості про судно

На замовлення компанії COSCO Shipping Ferry у 2019 році суднобудівною верф'ю CSSC Guangzhou було побудовано та спущено на воду у серпні 2021 року судно Ji Long Dao. Це паром ропакс, вантажопідйомністю 43195 т, перший з двох, що були доставлені, як найбільший ропакс, що експлуатується його власником, і другий за величиною, що не працює в затоці Бохай. Друге судно Xian Ang Long Dao було доставлено у грудні 2021 року. Його експлуатаційна швидкість становить 22,5 вузла, що дає йому ще одну перевагу як найшвидше пасажирське судно, що працює в Китаї. Загальною довжиною 208 м і шириною 28,6 м, судно може вмістити 1375 пасажирів у 360 каютах. Три палуби для транспортних засобів загальною кількістю 2800 метрів смуги вміщують 500 транспортних засобів довжиною 5 м. Є пряма кормова рампа, чверть кормової рампи на правому борту та носова рампа для завантаження та розвантаження. Судно має систему подвійного рушія, що забезпечує резервування. Встановлено два головні двигуни фірми MAN 12V48/60CR, кожен з яких має вихідну потужність 14400 кВт. Пропульсивна установка кожного двигуна включає коробку передач RenkRSH-1180, що зменшує вихідну частоту обертання до 133,3 об/хв. Гвинти керованого кроку діаметром 5,1 м, також поставлені компанією MAN, встановлені перед двома закрилками. Зони розміщення та обслуговування пасажирів розташовані над чотирма верхніми палубами. Зручності включають ресторани, VIP-зали, кінотеатр та дитячі ігрові майданчики. Власник встановив інтелектуальну систему швидкої евакуації пасажирів та доступу до різних служб. Системи евакуації включають 120 осіб на рятувальних шлюпках та 350 осіб на вертикальних жолобах.

Судно класифіковано China Classification Society * CSA RO-RO Passenger Ship; Ice Class B * CSM MCC; SCM; PMS

					КРБ.6.135.4211.06.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		9



Рис. 1.1 Загальний вид судна парома Ji Long Dao

					КРБ.6.135.4211.06.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		10

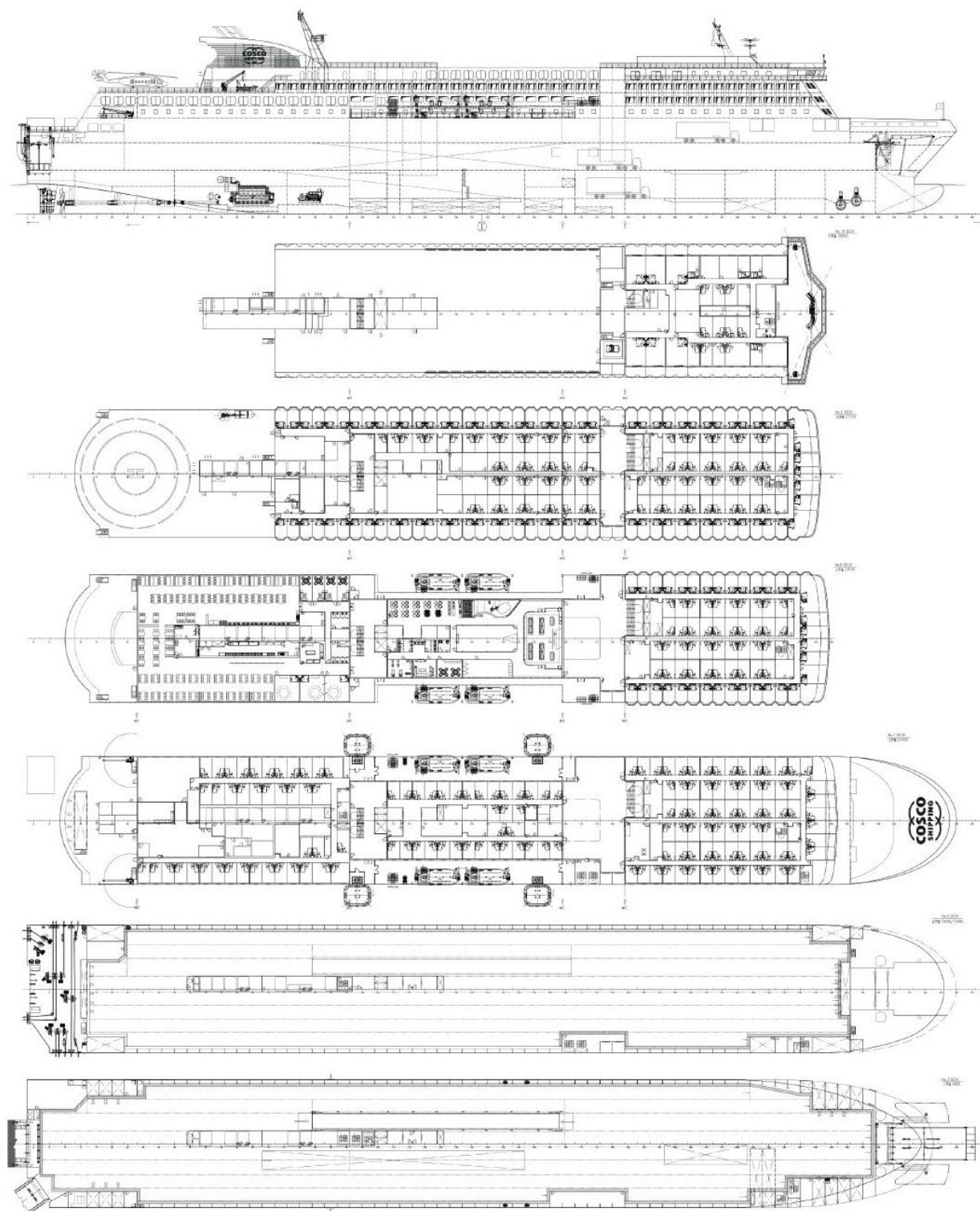


Рис.1.2. Поперечні та повздовжні перерізи парома Ji Long Dao

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.6.135.4211.06.01.ПЗ

Арк.

11

1.2 Основні характеристики

Таблиця 1.1 Головні розміри і основні технічні характеристики судна

Довжина максимальна, м	208,00
Довжина між перпендикулярами, м	193,60
Ширина габаритна, м	28,60
Висота:	
- до головної, м	9,80
Подвійне дно:	
- низ, м	3,30
Осадка:	
- розрахункова, м	6,60
- проектна, м	6,40
Вантажопідйомність, т	43195
Дедвейт, т	
- розрахунковий	8500
- проектний	7500
Коефіцієнт ефективності блоку	0,637 при проектній осадці
Швидкість (85% MCR, 15% морського запасу), вуз	22,3
Добове споживання палива т/добу	
Головний двигун	103,3
Обладнання для контролю крену:	Одна пара резервуарів для контролю крену
Обладнання для стабілізації крену:	Одна пара стабілізаторів
Носовий підрулюючий пристрій	
- виробник	Wuhan Kawasaki Marine Machinery Co., Ltd.
- кількість	2
- потужність, кВт	1000
Обладнання для швартування	
- виробник	Jiangsu Masada Heavy Industries Co. Ltd
- кількість	8

- тип	гідравлічний
Вантажні крани	
- кількість	2
- виробник	Jiangyin Safety Sea Marine Equipment Co., Ltd
- тип	Електричні крани забезпечення
- призначення	провізія
- продуктивність	SWL 2т, виліт стріли 6м
Спеціальне рятувальне обладнання	
- місткість, чол.	120 осіб на рятувальних шлюпках та 350 осіб на вертикальних жолобах
- виробник	CSSC Luzhou Zhenjiang Marine Auxiliary Machinery Co., Ltd Shanghai Star Rubber Products Co., Ltd
- тип	повністю закриті рятувальні шлюпки FRP Р. З вертикальними жолобами
Транспортні засоби, м	
- кількість транспортних палуб	3
- загальна довжина смуги	7 800
Двері/пандуси/підйомники/рухомі автомобільні палуби	
- носові двері	1
- носова рампа	1
- внутрішні носові двері	1
- кормова рампа	1
- внутрішні кормові двері	1
- кормова бічна рампа / двері	1
- рухомий пандус палуби 5	1
- крита рампа палуби 3	1
- комбінований пандус палуби 1	1
- вантажний підйомник	1
- підйомник палуба	1

- дверцята пілота/бункера	1
- тип	з гідравлічним приводом
- дизайн	TTS Huahai
Склад команди	
- офіцери, чол.	8
- команда, чол.	75
Пасажири	
- разом	1375
- кількість кают	360
Навігаційне та інше обладнання	
- система контролю містка:	
- виробник	Hangyue Electric
- можливість одноосібного керування	ні
- інтеграційна система контролю	ні
Радари	
- виробник	Furuno
- кількість	3
- тип	FAR-2338S, FAR-2228
Система пожежної сигналізації	
- виробник	Consilium
- тип	Salwico Ro/Pax
Системи пожежогасіння	
- машинне відділення	CO ₂ система водяного туману ER
- виробник/тип	Shanghai Sure-safe Fire Equipment Co. Ltd. / Jiujiang Fire Fighting Equipment Co. Ltd
- транспортні приміщення	CO ₂ / fixed spraying fire fighting system
- виробник/тип	Shanghai Sure-safe Fire Equipment Co. Ltd / Ningbo Yonghang Fire Equipment Co. Ltd

- каюти	Сплінкерна система
- виробник/тип	Shanghai Sure-safe Fire Equipment Co. Ltd / Ningbo Yonghang Fire Equipment Co. Ltd
Станція очищення стічних вод	
- виробник	VAC Drain
- модель	3 x CSWC-200 / 1 x CSWC-120
Ефективність	
- досягнуте значення EEDI	g-CO ₂ / tonne - NM
- необхідне значення EEDI	g-CO ₂ / tonne - NM

На паромі передбачено наступні суднові системи: осушувальна, баластна, система виявлення пожежі та система пожежогасіння система, очисне обладнання: установка очищення стічних вод, інсенератори.

Осушувальна система призначена осушувальна для видалення води у вантажних трюмах, машинному відділенні, цепних ящиках і інших відсіках, в яких може накопичуватися вода. На судні застосоване магістральне розміщенні осушувальної системи.

Баластна система призначена для покращення необхідних морехідних і експлуатаційних якостей зміною осадки, крену і диференту. Прийом баласту призводить до збільшення осадки, що в свою чергу підвищує остійність судна і знижує вітрове навантаження, поліпшуючи керованість.

1.3 Морехідні якості

Номінальна швидкість судна при повній осадці становить 22,3 вузла при 85% навантаження головного двигуна. Паром Ji Long Dao має необмежений район плавання. Згідно з інформацією, про переміщення судна [2], середня рейсова лінія становить 12 діб.

Добова витрата пального на головні двигуни $G_{\text{НГО}}^{\text{ГД}} = 103,3 \text{ т / добу}$

Дальність плавання парома можемо визначити за формулою, милі

$$S = v \cdot T_a = 22,3 \cdot 12 \cdot 24 = 6422$$

Де v – середня експлуатаційна швидкість руху судна, вуз; T_a – час ходового режиму, години.

Об'єм паливних цистерн для здійснення рейсу для головних двигунів для важкого палива повинно становити не менше:

$$\sum V_{HFO}^{XP} = \varphi \cdot n G_{HFO}^{ГД} \cdot T_a \cdot k_3 = 0,85 \cdot 103,3 \cdot 12 \cdot 24 \cdot 1,15 = 29081 \text{ м}^3$$

де φ – коефіцієнт використання важкого пального ГД під час рейсу; n – кількість працюючих ГД; $k_3 = 1,1 - 1,2$ – коефіцієнт запасу пального

Об'єм паливних цистерн для здійснення рейсу для головних двигунів для легкого палива повинно становити не менше:

$$\sum V_{MDO}^{XP} = (1 - \varphi) \cdot n G_{MDO}^{ГД} \cdot T_a \cdot k_3 = 0,15 \cdot 103,3 \cdot 12 \cdot 24 \cdot 1,15 = 5132 \text{ м}^3$$

1.4 Загальна характеристика СЕУ

Головна енергетична установка складається з двох головних двигунів MAN 12V48/60CR, потужністю 14400 кВт при частоті обертання 500 хв^{-1} , які виготовлені фірмою MAN B&W. Для роботи головні двигуни можуть використовувати декілька типів палив HFO, MDO та MGO.

Суднова електростанція включає 3 дизель-генератора виготовлених фірмою Yanmar Co., Ltd. Електрична потужність дизель-генераторів становить $3 \times 1000 \text{ кВт}$ з частота обертання 750 хв^{-1} . В якості аварійного дизель-генератора встановлено дизель типа D2842LE потужністю 360 кВт при частоті обертання 1500 хв^{-1} .

Допоміжна котельна установка складається із двох утилізаційних котлів, що використовують енергію відпрацьованих газів головних двигунів та одного допоміжного котла. На судні встановлено термомасляний котел фірми Heatmaster, який використовується для системи опалення та гарячого водопостачання. Виходячи з призначення парому, використання термомасляного котла може бути небезпечним для пасажирів, тому мною пропонується встановити паровий котел фірми KangRim ідентичної потужності, що забезпечить тепловою енергією системи опалення та гарячого водопостачання кают з використанням теплообмінних апаратів. Паропродуктивність допоміжного котла 2500 кг/год та двох

					КРБ.6.135.4211.06.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		16

утилізаційних котлів 1250 кг/год

Поповнення прісної води здійснюється двома опріснювальними установками типу AQUA 90 фірми Alfa Laval.

За допомогою паливної, масляної систем, систем охолодження та стисненого повітря, а також систем повітропостачання, газовідводу, конденсатно-живильної та парова здійснюється стабільна та надійна робота суднової установки.

Паливна система комплексно вирішує питання забезпечення дизельних двигунів та котлів паливом, включаючи приймання, зберігання, перекачування, очищення, підігрів та подачу палива до форсунок або пальників

Масляна система відповідає за збір, розподіл, зберігання, фільтрацію та доставку мастила для змащування і відведення тепла від рухомих частин машин та механізмів.

Система охолодження забезпечує подачу води для охолодження різних механізмів, обладнання та робочих речовин у теплообмінниках енергетичної установки.

Система стисненого повітря відповідає за постачання стисненого повітря з необхідними характеристиками для забезпечення функціонування суднової енергетичної установки та інших систем судна. Це включає в себе: запуск та реверсування головних дизельних двигунів, запуск допоміжних двигунів, живлення систем автоматизації та управління, продувку кінгстонів, а також забезпечення стисненим повітрям для господарських потреб

Система подачі повітря забезпечує двигуни та котли чистим повітрям, яке необхідне для горіння палива та охолодження.

Система відведення газів виводить продукти згоряння з двигунів та котлів.

Парові системи відповідають за циркуляцію пари, як перегрітої, так і насиченої, до та від споживачів. [3]

Машинне відділення на судні має кормове розташування. Головні двигуни та дизель-генератори встановлені в одному приміщенні, аварійний дизель-генератор, встановлений в окремому приміщенні на верхній палубі.

Машинне відділення обладнано центральним постом управління (ЦПУ), що розташоване на платформі по лівому борту. В ЦПУ розміщенні пульти управління

					КРБ.6.135.4211.06.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		17

та контролю за роботою технічних середовищ, а також головний розподільний щит судової електростанції судна.

У машинному відділенні також встановлено видаткові паливні, масляні цистерни, приміщення паливної апаратури.

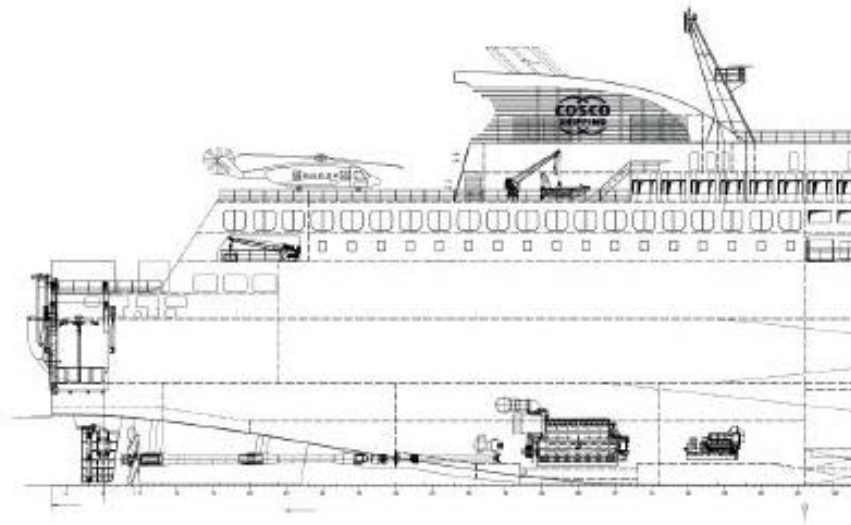


Рис.1.3. Розташування машинного відділення на судні

Висновки: В розділі виконано опис судна та його основних характеристик, описана суднова енергетична установка. Розраховано об'єми паливних цистерн для головного двигуна для здійснення рейсу.

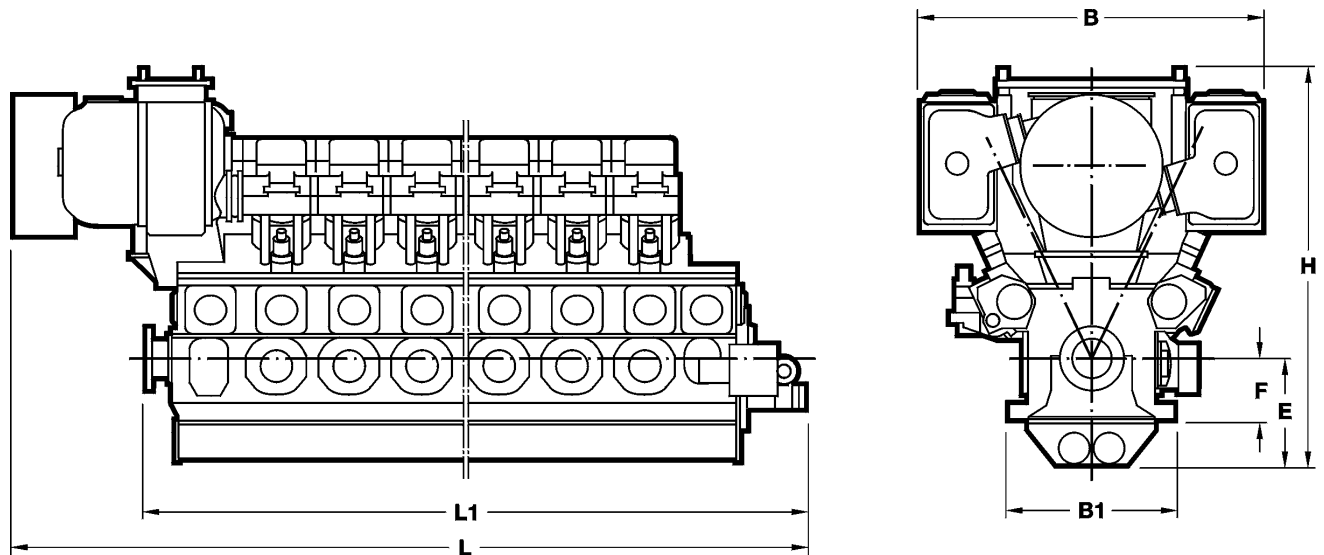
					КРБ.6.135.4211.06.02.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата				
					Визначення ефективності суднової енергетичної установки	Літ.	Аркуш	Аркушів
Студент		Томашевський					19	19
Керівник		Кісєтов Ю.В.				НУК		

РОЗДІЛ 2 Визначення ефективності суднової енергетичної установки.

2.1 Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки.

2.1.1 Головний двигун [1, 4]

Головні двигуни MAN 12V48/60CR виготовлено фірмою MAN B&W. Це чотирьохтактні, дванадцятициліндрові, V-подібні двигуни з надувом при постійному тиску та з системою електронного контролю за впорскуванням пального. Діаметр поршня (D) – 480 мм, хід поршня (S) – 600 мм. Двигуни працюють на HFO, MDO та MGO паливах. [4]



Legend								
Engine	L	L1	B	B1	E	F	H	Weight without flywheel
	mm							tons
12V48/60B	11,100	9,260	4,720	2,280	1,410	830	5,420	186
14V48/60B	12,100	10,260						209
16V48/60B	13,100	11,260						236
18V48/60B	14,450	12,260						259
The dimensions and weights are given for guidance only.								

Minimum centreline distance for twin engine installation: 4,800 mm V-engine

Рис.2.1. Загальний вигляд двигуна 12V48/60CR

Технічні характеристики двигунів представлені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 Характеристики головних двигунів

Кількість	2
Максимальна потужність N_e , кВт	14400
Частота обертання колінчатого валу n , хв^{-1}	500
Питома витрата палива g_e , $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	181
Ступінь підвищення тиску повітря в компресорі дизеля	3,803
ККД компресора	0,80
Сумарний коефіцієнт надлишку повітря	2,78
Температура відхідних газів, К	573
Температура повітря на вході в компресор, К	313
Нижча теплота згоряння дизельного палива $Q_{\text{г}}^i$, кДж/кг	42700
Коефіцієнт корисної дії передачі $\eta_{\text{п}}$	0,98
Коефіцієнт корисної дії валопроводу $\eta_{\text{вп}}$	0,99
Пропульсивний коефіцієнт η	0,7

2.1.2 Головні судові передачі, муфти, валопровід та рушій [1, 5]

Рух судна забезпечує два гребних гвинта регульованого кроку, які виготовлені з матеріалу нікель – алюміній – бронзи фірмою MAN, частота обертання гвинта $133,3 \text{ хв}^{-1}$. Діаметр гвинта 5100 мм.

Ефективна потужність головних двигунів передається на гвинт через редуктори типу RSH-1180 виготовлених фірмою Renk. [5]

Для поглинання осьових сил гвинта, RENK постачає всі редуктори з інтегрованим опорним підшипником. Збірка та обладнання відповідно до правил та норм відповідного класифікаційного товариства. Крім того, ми гарантуємо високу якість RENK усіх компонентів редуктора. Жорсткі корпуси (сірий чавун або зварена сталь) та високоякісні внутрішні ребра забезпечують максимальну жорсткість.

Загатована косозуба передача з високим додатковим числом зубців забезпечує мінімальне скручування навіть при повних навантаженнях. Готове до

використання допоміжне обладнання: насоси, охолоджувачі, системи керування та моніторингу легко підключаються трубопроводами та проводкою та монтуються на редукторі. Запасні частини відповідно до стандартів класифікаційного товариства включені.

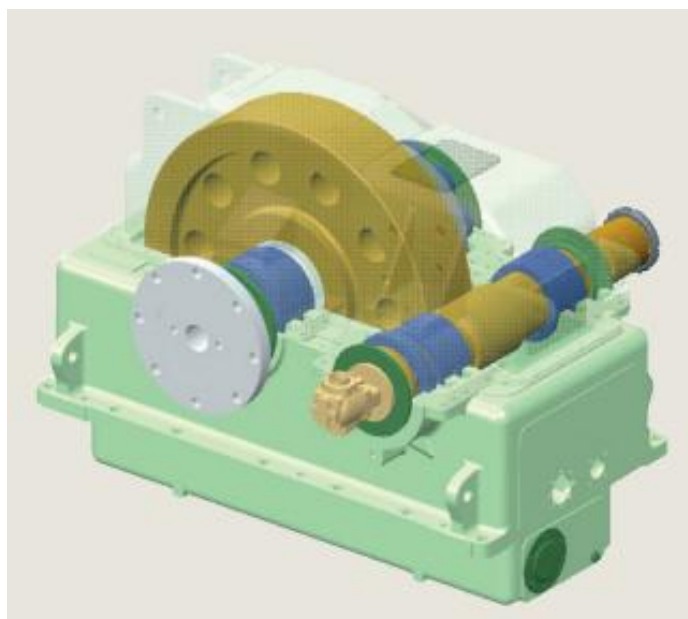


Рис.2.2. Загальний вигляд редуктора типу RSH

З'єднання двигуна з валопроводом і валопроводу з рушієм забезпечується муфтами. Валопровід передає крутний момент від двигуна до гребного гвинта, а також сприймає осьове зусилля (упор), що виникає внаслідок роботи гвинта. Це зусилля передається на корпус судна через головний упорний підшипник, забезпечуючи поступальний рух судна.

Валопровід складається з проміжного та гребного валів, з'єднаних між собою цільнокованими фланцями, демпфуючою муфтою та з'єднувально-роз'єднувальною муфтою.

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 14400 кВт і частота обертання валів 500 хв^{-1} .

					КРБ.6.135.4211.06.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		22

Потужність, підведена до валопроводу, кВт

$$N_{en} = N_e^{\Gamma D} \cdot \eta_{II} = 14400 \cdot 0,98 = 14112$$

Найменший припустимий діаметр проміжного валу, приймаємо

$$d_{пр}^* = F \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{14112}{500}} = 304,5 \text{ мм},$$

де $F = 100$ – коефіцієнт; для дизельних установок.

Мінімальний розрахунковий діаметр гребного вала

$$d_{гр}^* = F \cdot k \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 100 \cdot 1,22 \cdot \sqrt[3]{\frac{14112}{500}} = 371,5 \text{ мм},$$

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

$$d_{м}^{гр} = d_{пр}^* \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{R_{mB}+160}} = 305 \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{440+160}} = 298 \text{ мм}$$

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

$$d_{м}^{пр} = d_{гр}^* \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{R_{mB}+160}} = 372 \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{480+160}} = 363 \text{ мм}$$

За результатами розрахунків прийняті наступні значення діаметрів валів: проміжного – 298 мм; гребного – 363 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 забезпечує ефективне прилягання ущільнень, запобігаючи проникненню забортної 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.

					КРБ.6.135.4211.06.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		23

2.1.3 Суднова електростанція [1, 6]

Суднова електростанція включає в себе три дизель-генератори фірми Yanmar Co., Ltd потужністю 1000 кВт кожен.

Приводні теплові двигуни типу 6EY26LW потужність 1080 кВт. Це чотирьохтактні, рядні, нереверсивні дизельні двигуни простої дії. Первинний двигун та генератор змонтовані на одній фундаментній рамі, яка установлена на амортизаторах. Хід поршня 385 мм, діаметр циліндра 260 мм. Основні характеристики приводних теплових двигунів наведені у табл.2.2 [6]

■ Dimensions [mm] / Weights [kg]

Engine Model	A	A'	B	C	D	E	F	G	Dry Weight	
									Engine	Gen.Set
6EY26LW (1400~1620kW)	6474	3974	1832	3520	5270	1420	1250	3150	18500	29800
(1730~1840kW)	6774	3974	1832	3520	5270	1420	1250	3150	18500	30600

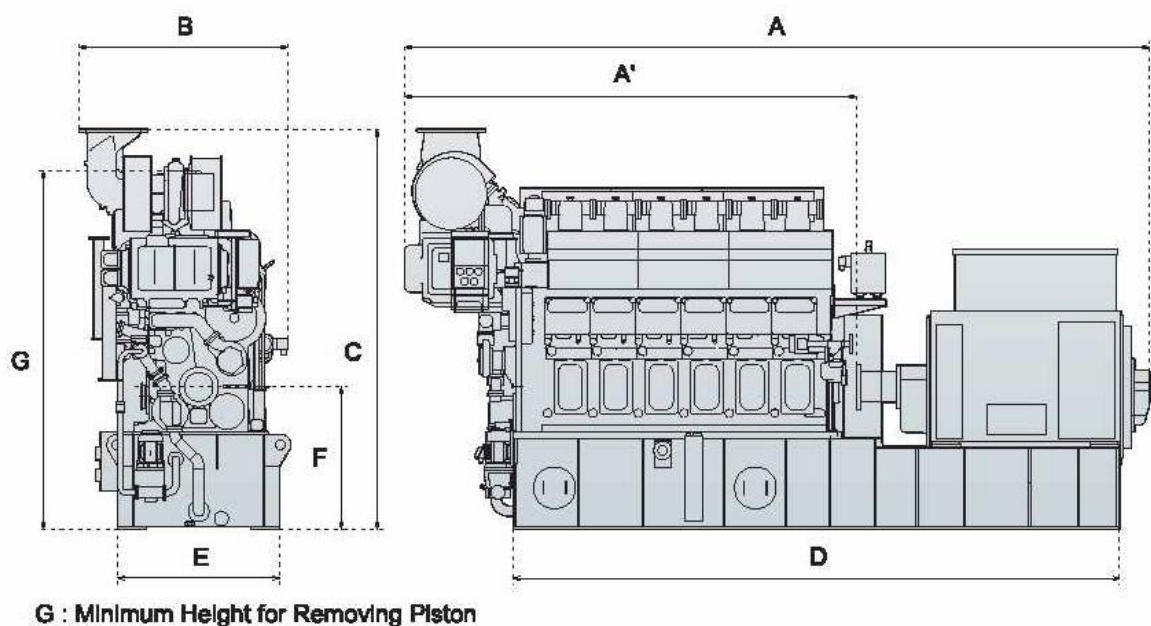


Рис. 2.3. Загальний вигляд двигуна 6EY26LW

Електричні генератори виготовлені фірмою Taiyo Electric Co., Ltd, синхронні, потужністю по 1000 кВт.

Таблиця 2.2. Характеристики приводних тепловий двигунів

Кількість	3
Ефективна потужність, кВт	1080
Частота обертання колінчатого валу, хв ⁻¹	750
Питома витрата палива, г/(кВт·год)	185
ККД компресора	0,85
Степінь підвищення тиску повітря в компресорі	3,7
Сумарний коефіцієнт надлишку повітря	2,41
Температура відхідних газів К	553
Температура повітря на вході в компресор, К	326
Нижча теплота згоряння палива $Q^1_{г}$, кДж/кг	42700
ККД електрогенератора $\eta_{ег}$	0,93

В якості аварійного дизель-генератора встановлен дизель типа D2842LE потужністю 360 кВт при частоті обертання 1500 хв⁻¹ та питомою витратою палива 198 г/(кВт год).

2.1.4 Допоміжна котельна установка [1, 7]

Допоміжна котельна установка судна в загальному випадку призначена для забезпечення парою (гарячою водою) наступних потреб:

- систем парового опалювання;
- камбуза, душових, пральні;
- системи обігріву кінгстона і іншою донною і забортної арматури;
- парових водоопріснювачів;
- систем обігріву трубопроводів важкого палива і ін.

Для виробництва пари на судні встановлено два утилізаційних котла, що використовують теплоту відпрацьованих газів головних двигунів та один допоміжний котел фірми KangRim Heavy Industries.[7]



Capacity table

Type	Steam Capacity (ton/hr)	Working Pressure (kg/cm ²)	Dimension (mm)		Dry Weight (ton)
			D	H	
PA 01	1.6	7.0	1,600	3,700	7.1
PA 02	2.5	7.0	1,800	3,900	8.6
PA 03	3.0	7.0	1,950	4,350	10.1
PA 04	4.0	7.0	1,950	4,550	11.0
PA 05	5.5	7.0	2,200	4,850	14.0
PA 06	6.5	7.0	2,200	5,100	14.8
PA 07	8.0	7.0	2,300	5,550	18.2

1. Dimension : Boiler body (Excluding insulation)
2. Dry weight : Boiler body (Excluding water)
3. Working pressure : According to requirement.

Рис.2.4. Загальний вигляд котла

Таблиця 2.3. Основні характеристики допоміжного котла

Паропродуктивність, кг/год	2500
Тиск, МПа	0,6
Температура живильної води, °C	50
ККД	0,88

Таблиця 2.4. Основні характеристики утилізаційного котла

Паропродуктивність, кг/год	1250
Тиск, МПа	0,7
Температура живильної води, °C	60

2.1.5 Опріснювальна установка [1, 8]

Для судна подібного класу характерна опріснювальна установка типу AQUA 90 фірми Alfa Laval, яка в залежності від температури теплоносія і охолоджувальної води має продуктивність від 5 т/добу до 25 т/добу, солевміст дистилляту не більше 2 мг/л. [8]

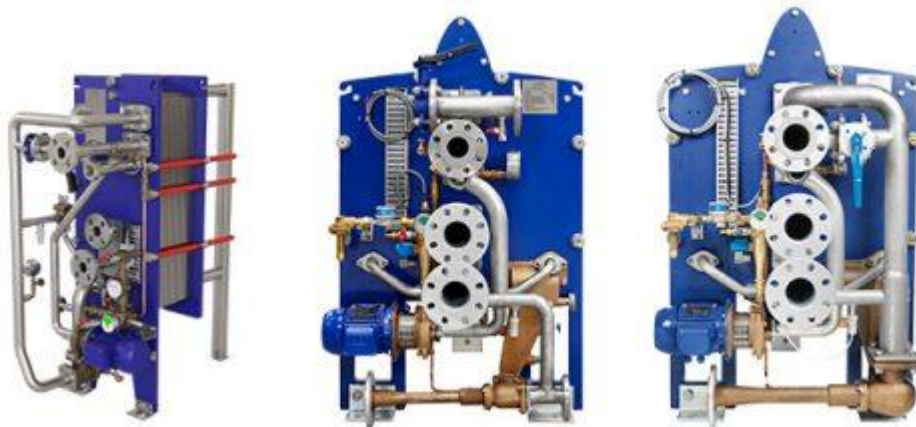


Рис.2.5. Загальний вигляд опріснювальної установки AQUA 90

Ця утилізаційна опріснювальна установка вакуумного типу використовує теплоту охолоджуючого контуру прісної води головного двигуна.

Таблиця 2.5. Основні характеристики опріснювальної установки

Кількість	2
Продуктивність т/добу	10
Солоність дистилляту	< 2 мг/л

2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки

Структурна схема СЕУ зображено на рис.2.6

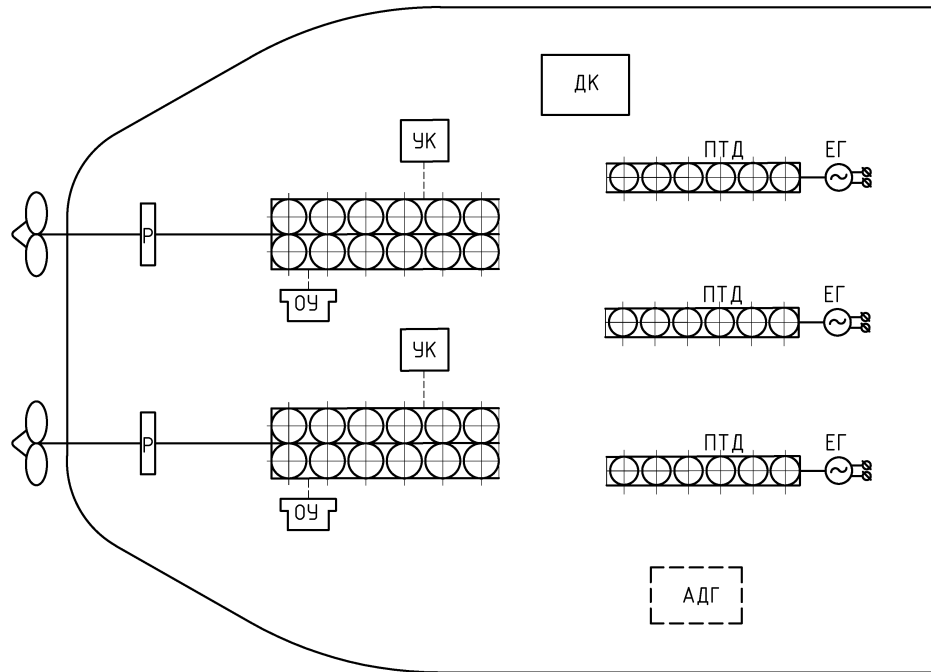


Рис. 2.6. Структурна схема СЕУ:

ПТД – первинний тепловий двигун, ЕГ – електрогенератор, Р – редуктор, ОУ – опріснювальна установка, УК – утилізаційний котел, ДК – допоміжний котел, АДГ – аварійний дизель-генератор.

2.3 Режими роботи судна та суднової енергетичної установки

Режими роботи судна наведено у табл.2.6.

Таблиця 2.6 Режими роботи судна

Обладнання	Режими			
	Ходовий	Стоянковий		Аварійний
		з вантажними операціями	без вантажних операцій	
ГД (2)	+2	-	-	-
УК (2)	+2	-	-	-
ОУ (2)	+2	-	-	-
ДГ (3)	+2	+2	+1	-
ДК (1)	-	+1	+1	-
АДГ (1)	-	-	-	+

2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи [9]

2.4.1 Визначення теплоти, що виділяється в елементах СЕУ

Головний двигун

Теплота, що виділилась при спалюванні пального, кВт,

$$Q_{ПАЛ}^{ГД} = g_e N_e Q_i^r = 0,181 \cdot 14400 \cdot 42700 / 3600 = 30915 \text{ кВт};$$

$$G_{ПАЛ} = g_e N_e = 0,181 \cdot 14400 / 3600 = 0,724 \text{ кг/с}.$$

Теплота, що втрачається з відпрацьованими газами:

$$Q_G^{ГД} = G_G c_{PG} T_G - G_{ПОВ} c_{РПОВ} T_{ПОВ} = 29,5 \cdot 1,112 \cdot 533 - 28,78 \cdot 1,01 \cdot 326 = 8008 \text{ кВт},$$

G_G, G_n – кількість відпрацьованих газів та повітря двигуна

$$G_{ПОВ} = \alpha_\Sigma L_0 g_e N_e = 2,78 \cdot 14,3 \cdot 0,181 \cdot 14400 / 3600 = 28,78 \text{ кг/с};$$

$$G_G = G_{ПОВ} + G_{ПАЛ} = 28,78 + 0,724 = 29,5 \text{ кг/с}.$$

теплоємності відпрацьованих газів та повітря відповідно

$$c_{pг} = 1,112 \text{ кДж/(кг К)} ; \quad c_{pn} = 1,01 \text{ кДж/(кг К)}$$

Теплота, що відбирається від надувного повітря

$$Q_{Н.ПОВ.}^{ГД} = G_{ПОВ} c_{РПОВ} (T_K - T_{ПОВ}) = 28,78 \cdot 1,01 \cdot (461 - 326) = 3924 \text{ кВт},$$

T_K – температура повітря після надувного компресору

$$T_K = T_{ПОВ} + \Delta T = T_{ПОВ} \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_K} \right] = 326 \left[1 + \left(3,803^{0,286} - 1 \right) \frac{1}{0,9} \right] = 461 \text{ К};$$

ΔT – підвищення температури в дійсному процесі стиснення повітря в компресорі ТНА

$$\Delta T = T_0 \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k},$$

$\pi_k = 3,803$ – степінь підвищення тиску повітря в компресорі надувного агрегату ДВЗ,

$\eta_k = 0,9$ – коефіцієнт корисної дії компресору ТНА.

Втрати теплоти від розсіювання до навколишнього середовища є залишковим членом балансу і складають 1 – 2 % від $Q_{нал}$.

					КРБ.6.135.4211.06.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		29

$$Q_{ЗАЛ}^{ГД} = 0,02Q_{ПАЛ}^{ГД} = 0,02 \cdot 30915 = 618 \text{ кВт.}$$

Теплота, що втрачається з охолоджуючою прісною водою та з маслом у вузлах тертя відповідно:

$$Q_{np.в} = G_{np.в} c_{np.в} \Delta T_{np.в} ,$$

$$Q_M^{ДГ} = G_M c_M \Delta T_M ,$$

$G_{np.в}$, G_M – витрати прісної води і масла через ОПВ та ОМ, кг/с,

$c_{np.в}$, c_M – теплоємності води та масла, кДж/(кг К),

$\Delta T_{np.в}$, ΔT_M – перепади температур прісної води та масла на вході та виході відповідного теплообмінного апарату, в обох випадках ΔT приймається 15...20 градусів.

Втрати теплоти з прісною водою складають 8...14 %, з маслом – 3.5...7 % від кількості теплоти, що виділилася при спалюванні палива, в теплових двигунах.

$$Q_{ПР.В.}^{ГД} = 0,07Q_{ПАЛ}^{ГД} = 0,07 \cdot 30915 = 2164 \text{ кВт;}$$

$$Q_M^{ГД} = 0,058Q_{ПАЛ}^{ГД} = 0,058 \cdot 30915 = 1793 \text{ кВт.}$$

Зробимо перевірку рівняння теплового балансу для ДВЗ (верхні індекси "ГД" опущені)

$$Q_{ПАЛ} = N_e + Q_{Г} + Q_M + Q_{ПР.В.} + Q_{Н,ПОВ.} + Q_{ЗАЛ} ,$$

$$30915 = 14400 + 8008 + 1793 + 2164 + 3924 + 618 \text{ кВт}$$

Нев'язка балансу складає 0,03 %, припустимий небаланс $\pm 0,5$ %.

Утилізаційний котел

Кількість теплоти, що може бути передана від газів живильній воді для утворення пари:

$$Q_{г}^{УК} = G_{г}^{ГД} \cdot c_{г2} \cdot (T_{г} - T_{ух}^{УК}) = 29,5 \cdot 1,112 \cdot (533-453) = 2624 \text{ кВт.}$$

Кількість теплоти, що витрачено для здобуття насиченої пари від газів:

$$Q_s^{УК} = D_s^{УК} (i'' - i_{ж.в}) = 1250 \cdot (2760,1-251,1)/3600 = 871 \text{ кВт.}$$

					КРБ.6.135.4211.06.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		30

Ентальпії сухої насиченої пари i'' та живильної води i знаходимо по таблицях для водяної пари при тиску $p_s = 0,7$ МПа та $t_{ж.в} = 60$ °С.

Коефіцієнт використання тепла в УК:

$$\eta_{УК} = \frac{Q_s^{УК}}{Q_{Г}^{УК}} = \frac{871}{2624} = 0,33.$$

Опріснювальна установка

З попередніх розрахунків визначено, що від прісної води системи охолодження ГД для отримання дистилляту ОУ надходить $Q_{пр.в.} = 2164$ кВт. Перепад температур гарячої прісної води і заборотної води у випарнику прийнятий 20°С, забортна вода кипітиме при 60°С. За таблицями водяної пари визначаємо відповідний тиск цієї вторинної пари і далі ентальпії сухої насиченої пари та морської води, з якої утворюється дистиллят:

$$i'' = 2609 \text{ кДж/кг}; i_{з.в.} = 251,1 \text{ кДж/кг}$$

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

$$Q_{oy} = D_{oy}(i'' - i_{з.в.}) = 15 \cdot 10^3 \cdot (2609 - 251,1) / 24 / 3600 = 410 \text{ кВт}$$

$$\eta_{квт}^{ОУ} = \frac{Q_{oy}}{Q_{пр.в.}^{ГД}} = \frac{410}{2164} = 0,19.$$

Дизель-генератор

Розрахунки потоків теплоти у первинному тепловому двигуні ДГ аналогічні розрахункам для головного двигуна.

Теплота, що виділилась при спалюванні пального, кВт,

$$Q_{ПАЛ}^{ДГ} = g_e N_e Q_i^r = 0,185 \cdot 1080 \cdot 42700 / 3600 = 2370 \text{ кВт};$$

$$G_{ПАЛ} = g_e N_e = 0,185 \cdot 1080 / 3600 = 0,0555 \text{ кг/с.}$$

Теплота, що втрачається з відпрацьованими газами:

$$Q_G^{ГД} = G_G c_{PG} T_G - G_{ПОВ} c_{РПОВ} T_{ПОВ} = 1,96 \cdot 1,112 \cdot 553 - 1,91 \cdot 1,01 \cdot 326 = 576 \text{ кВт},$$

G_z, G_n – кількість відпрацьованих газів та повітря двигуна

					КРБ.6.135.4211.06.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		31

$$G_{\text{ПОВ}} = \alpha_{\Sigma} L_0 g_e N_e = 2,41 \cdot 14,3 \cdot 0,185 \cdot 1080 / 3600 = 1,91 \text{ кг/с};$$

$$G_{\Gamma} = G_{\text{ПОВ}} + G_{\text{ПАЛ}} = 2,2 + 0,0555 = 1,96 \text{ кг/с}.$$

теплоємності відпрацьованих газів та повітря відповідно

$$c_{p2} = 1,112 \text{ кДж/(кг К)}; \quad c_{pn} = 1,01 \text{ кДж/(кг К)}$$

Теплота, що відбирається від надувного повітря

$$Q_{\text{Н.ПОВ.}}^{\Gamma\Delta} = G_{\text{ПОВ}} c_{\text{РПОВ}} (T_{\text{К}} - T_{\text{ПОВ}}) = 1,91 \cdot 1,01 \cdot (491 - 326) = 318 \text{ кВт},$$

$T_{\text{К}}$ – температура повітря після надувного компресору

$$T_{\text{К}} = T_{\text{ПОВ}} + \Delta T = T_{\text{ПОВ}} \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{\text{К}}} \right] = 326 \left[1 + \left(3,7^{0,286} - 1 \right) \frac{1}{0,85} \right] = 491 \text{ К};$$

ΔT – підвищення температури в дійсному процесі стиснення повітря в компресорі ТНА

$$\Delta T = T_0 \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{\text{К}}},$$

$\pi_{\text{К}} = 3,7$ – степінь підвищення тиску повітря в компресорі надувного агрегату ДВЗ,

$\eta_{\text{К}} = 0,85$ – коефіцієнт корисної дії компресору ТНА.

Втрати теплоти від розсіювання до навколишнього середовища є залишковим членом балансу і складають 1 – 2 % від $Q_{\text{ПАЛ}}$.

$$Q_{\text{ЗАЛ}}^{\Delta\Gamma} = 0,02 Q_{\text{ПАЛ}}^{\Gamma\Delta} = 0,02 \cdot 2370 = 47 \text{ кВт}.$$

Теплота, що втрачається з охолоджуючою прісною водою та з маслом у вузлах тертя відповідно:

$$Q_{\text{пр.в}} = G_{\text{пр.в}} c_{\text{пр.в}} \Delta T_{\text{пр.в}},$$

$$Q_{\text{м}}^{\Delta\Gamma} = G_{\text{м}} c_{\text{м}} \Delta T_{\text{м}},$$

$G_{\text{пр.в}}, G_{\text{м}}$ – витрати прісної води і масла через ОПВ та ОМ, кг/с,

$c_{\text{пр.в}}, c_{\text{м}}$ – теплоємності води та масла, кДж/(кг К),

$\Delta T_{\text{пр.в}}, \Delta T_{\text{м}}$ – перепади температур прісної води та масла на вході та виході

					КРБ.6.135.4211.06.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		32

відповідного теплообмінного апарату, в обох випадках ΔT приймається 15...20 градусів.

Втрати теплоти з прісною водою складають 8...14 %, з маслом – 3.5...7 % від кількості теплоти, що виділилася при спалюванні палива, в теплових двигунах.

$$Q_{ПР.В.}^{ДГ} = 0,09Q_{ПАЛ}^{ДГ} = 0,09 \cdot 2370 = 213 \text{ кВт};$$

$$Q_M^{ДГ} = 0,057Q_{ПАЛ}^{ДГ} = 0,057 \cdot 2370 = 135 \text{ кВт}.$$

Зробимо перевірку рівняння теплового балансу для ДВЗ (верхні індекси "ДГ" опущені)

$$Q_{ПАЛ} = N_e + Q_{Г} + Q_M + Q_{ПР.В.} + Q_{Н,ПОВ.} + Q_{ЗАЛ},$$

$$2370 = 1080 + 576 + 135 + 213 + 318 + 47 \text{ кВт}$$

Нев'язка балансу складає 0,04 %, припустимий небаланс $\pm 0,5$ %.

Потужність електрогенератора

$$P_{ег}^{ДГ} = N_e \cdot \eta_{ег} = 1080 \cdot 0,93 = 1000 \text{ кВт}.$$

Допоміжний котел

Кількість теплоти, що витрачено для здобуття насиченої пари

$$Q_s^{ДК} = D_s^{ДК} (i'' - i_{ж.в.}) = 2500 \cdot (2760,1 - 209,3) / 3600 = 1771 \text{ кВт}$$

Ентальпії сухої насиченої пари i'' та живильної води i знаходимо по таблицях для водяної пари при тиску $p_s = 0,7$ МПа та $t_{ж.в.} = 50$ °С.

Кількість теплоти, яка виділилася при спалюванні палива в котлі:

$$Q_{ПАЛ}^{ДК} = \frac{Q_s^{ДК}}{\eta^{ДК}} = \frac{1771}{0,88} = 2013 \text{ кВт}$$

Розраховано потоки теплоти в окремих елементах СЕУ. Визначення коефіцієнтів корисної дії та коефіцієнтів використання теплоти є перевіркою правильності розрахунків і відповідності цих показників реальним значенням для прийнятого обладнання.

					КРБ.6.135.4211.06.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		33

Враховуємо, що обладнання в складі СЕУ має різні функціональні зв'язки між собою, на різних режимах роботи судна працюють різні за призначенням та кількістю види обладнання. Тому у заключній частині розрахунків визначаємо ефективність роботи СЕУ як суднового комплексу на окремих режимах. Розглянемо ходовий режим та режим стоянки без вантажних операцій.

2.4.2 Розрахунок потоків енергії на ходовому режимі [9].

Згідно з табл. 2.6 на ходовому режимі працюють 2ГД, 2УК, 2ОУ та ДГ.

Втрати потужності у редукторі

$$Q_{\Pi} = N_e^{ГД} \cdot (1 - \eta_{\Pi}) = 14400 \cdot (1 - 0,98) = 288$$

Потужність, яка підводиться до валопроводу N_{Π} , кВт

$$N_{\Pi} = N_e^{ГД} - Q_{\Pi} = 14400 - 288 = 14112.$$

Втрати потужності у підшипниках валопроводу, які дорівнюють тепловій енергії, що необхідно відвести системою змащення $Q_{ВП}$, кВт

$$Q_{ВП} = N_{\Pi} \cdot (1 - \eta_{ВП}) = 14112 \cdot (1 - 0,99) = 141$$

Потужність, що підводиться від валопроводу до рушії $N_{ВП}$, кВт

$$N_{ВП} = N_{\Pi} \cdot \eta_{ВП} = 14112 \cdot 0,99 = 13971$$

Втрати механічної енергії у рушії $Q_{РУШ}$, кВт

$$Q_{РУШ} = N_{ВП} \cdot (1 - \eta) = 13971 \cdot (1 - 0,7) = 4191$$

Буксирувальна потужність (частка потужності, підведеної від валопроводу до рушії, що перетворюється на упор) N_R , кВт

$$N_R = N_{ВП} \cdot \eta = 13971 \cdot 0,7 = 9780$$

$$N_R = N_e^{ГД} \cdot \eta_{\Pi} \cdot \eta_{ВП} \cdot \eta = 14400 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,7 = 9780$$

Використовуючи результати розрахунків окремих елементів визначимо коефіцієнти використання теплоти та корисної дії ходового режиму

					КРБ.6.135.4211.06.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		34

Коефіцієнт використання теплоти в *СЕУ* на ходовому режимі

$$\left(\eta_{\text{квт}}^{\text{сеу}}\right)_{\text{хр}} = \frac{2N_R + 2Q_s^{\text{VK}} + 2Q_{\text{OY}} + 2P_{\text{ег}}^{\text{ДГ}}}{2Q_{\text{нал}}^{\text{ГД}} + 2Q_{\text{нал}}^{\text{ДГ}}} = \frac{2 \cdot 9780 + 2 \cdot 871 + 2 \cdot 410 + 2 \cdot 1000}{2 \cdot 30915 + 2 \cdot 2370} = 0,36$$

Коефіцієнт корисної дії *СЕУ* на ходовому режимі

$$\left(\eta_e^{\text{сеу}}\right)_{\text{хр}} = \frac{2N_R + 2P_{\text{ег}}^{\text{ДГ}}}{2Q_{\text{нал}}^{\text{ГД}} + 2Q_{\text{нал}}^{\text{ДГ}}} = \frac{2 \cdot 9780 + 2 \cdot 1000}{2 \cdot 30915 + 2 \cdot 2370} = 0,32$$

2.4.3 Розрахунок потоків енергії на стоянковому режимі [9]

На стоянкову режимі без вантажних операцій, згідно таблиці режимів *СЕУ*, працюють один дизель-генератор та допоміжний котел.

$$\left(\eta_{\text{квт}}^{\text{сеу}}\right)_{\text{сп}} = \frac{P_{\text{ег}}^{\text{ДГ}} + Q_s^{\text{ДК}}}{Q_{\text{нал}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{нал}}^{\text{ДК}}} = \frac{1000 + 1771}{2370 + 2013} = 0,63$$

Коефіцієнт корисної дії *СЕУ* на стоянковому режимі

$$\left(\eta_e^{\text{сеу}}\right)_{\text{сп}} = \frac{P_{\text{ег}}^{\text{ДГ}}}{Q_{\text{нал}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{нал}}^{\text{ДК}}} = \frac{1000}{2370 + 2013} = 0,23$$

Висновки: В розділі було надано технічні характеристики всіх елементів суднової енергетичної установки, розраховано теплові баланси та визначено ККД та КВТ *СЕУ* на ходовому та стоянковому режимах. Побудовані діаграми розподілу теплоти на розрахованих режимах.

					КРБ.6.135.4211.06.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		33

					БР.6.135.4211.06.03.ПЗ		
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата			
					Визначення параметрів суднового двигуна MAN 12V48/60CR		
Студент	Томашевський						
Викладач	Кісстов Ю.В.						
					Літ.	Аркуш	Аркушів
						36	31
					НУК		

РОЗДІЛ 3. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ СУДНОВОГО ДВИГУНА

3.1. Загальний устрій та характеристики двигуна

Двигун 12V48/60CR – дванадцятициліндровий, чотирьохтактний середньообертовий двигун фірми MAN B&W, потужністю 14400 кВт. Частота обертання становить 500 хв⁻¹. Габаритні розміри двигуна: довжина 10790 мм, ширина 4730 мм, висота 5500 мм. Маса двигуна – 189 т. Діаметр циліндра – 480 мм, хід поршня – 600 мм. Витрата палива – 181 г/(кВт·год). Двигун відповідає нормам ІМО Tier II та III

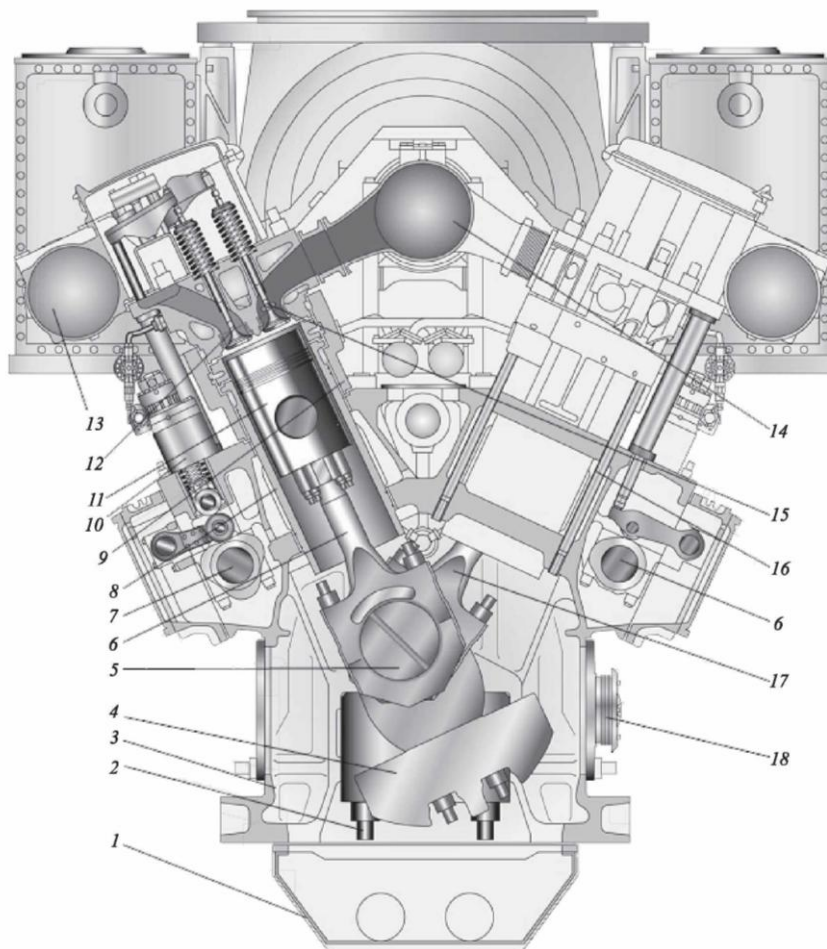


Рис.3.1. Поперечний переріз двигуна

1 - піддон; 2, 16 - шпильки кріплення підшипників і блоку циліндрів; 3 - фундаментна рама; 4 - противіс; 5, 6 - коленчатий та розподільний вали; 7, 17 - головний і прицепной шатуни; 8 - втулка циліндра; 9 - блок циліндрів; 10 - паливний насос; 11 - поршень; 12, 15, 18 - відповідно впускний, випускний та запобіжний клапани; 13, 14 - впускной та випускной колектори



Рис.3.2. Повздовжній вид двигуна

Фундамент двигуна та головні підшипники

Фундамент двигуна виготовлено з опорним підшипником у кормовій частині двигуна. Фундамент складається з високих, зварених поздовжніх балок та зварених поперечних балок з литими сталевими опорами підшипників.

Для кріплення двигуна на посадочне місце використовуються довгі, еластичні притискні болти та гідравлічні інструменти для затягування. Для двигунів, встановлених на епоксидних подушках, фундамент виготовляється без конусності.

Сталевий картер, приварений до фундаменту, збирає масло з системи примусового змащення та охолодження. Випускні патрубки картера стандартно вертикальні та оснащені решітками.

Основні підшипники складаються з тонкостінних сталевих вкладишів з антифрикційним покриттям. Нижній вкладиш основного підшипника можна повернути назовні та всередину за допомогою спеціальних інструментів у поєднанні з гідравлічними інструментами для підйому колінчастого валу. Вкладиші фіксуються кришкою підшипника.

					КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ.	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Картер двигуна

Картер двигуна має зварену конструкцію. З боку вихлопу він оснащений запобіжними клапанами для кожного циліндра, а з боку керування - великими вікнами, що відкриваються, для кожного циліндра. Направляючі хрестовини приварені до блоку двигуна.

Блок двигуна прикручений до фундаменту. Фундамент, картер двигуна та блок циліндра стягнуті між собою за допомогою стяжних болтів.

Блок циліндрів і сальник

Блок циліндрів відлитий і має кришки для доступу для очищення продувочного простору, якщо це необхідно, а також для огляду продувочних отворів і поршневих кілець з боку маневрування. Разом з гільзою циліндра вона утворює повітряний простір для продувки.

Блок циліндрів оснащений трубами для підведення мастила для охолодження поршнів. На рамі циліндра розташовані ресивер продувочного повітря, турбокомпресор, коробка повітроохолоджувача і кронштейни. У нижній частині рами циліндрів знаходиться сальник поршневого штока, забезпечений ущільнювальними кільцями для продувочного повітря, а також маслосніжними кільцями, які запобігають потраплянню масла з картера в простір продувочного повітря.

Зливи з простору продувочного повітря і сальника поршня розташовані в нижній частині рами циліндра.

Гільза циліндра

Гільза циліндра виготовлена з легованого чавуну та закріплена в блоці циліндрів. Верхня частина гільзи циліндра оснащена кожухом охолодження. Гільза циліндра має продувні вікна та отвори для продувки та змащення циліндра.

Гільзи циліндрів, підготовлені для встановлення датчиків температури, є базовою комплектацією для двигунів типу 90 і опцією для всіх інших двигунів.

					КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ.	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

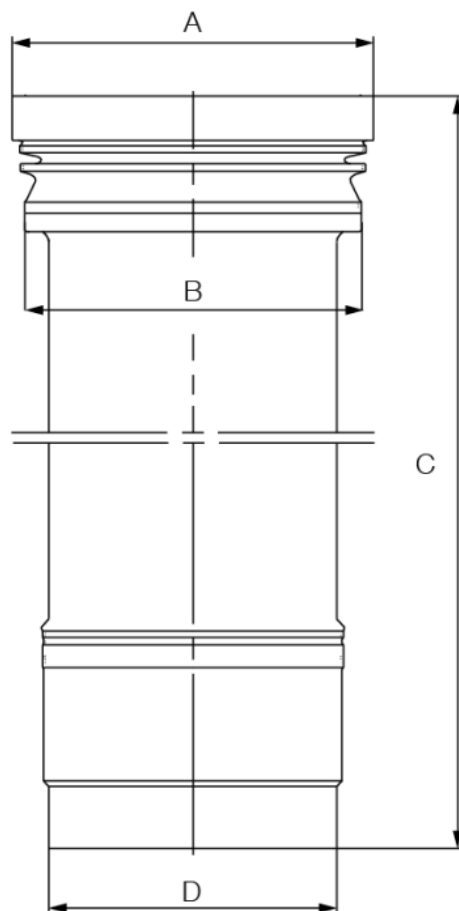


Рис.3.3. Гільза циліндра

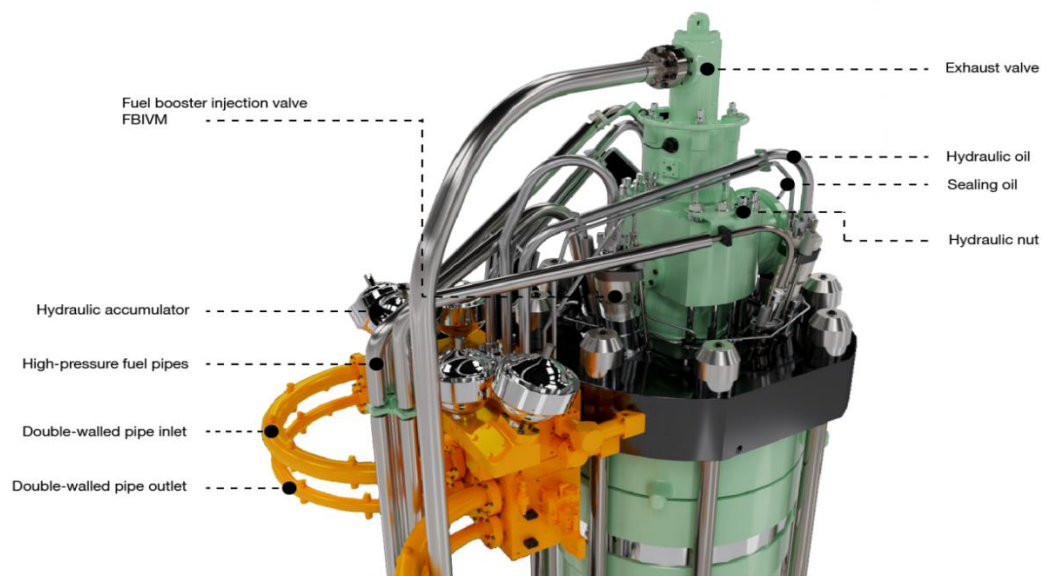


Рис.3.4. Головка двигуна

Головка циліндра

Головка циліндра виготовлена з кованої сталі і має отвори для охолоджувальної води. Вона має центральний отвір для випускного клапана, а також отвори для паливних клапанів, пускового клапана і контрольного клапана.

Головка циліндрів кріпиться до блоку циліндрів шпильками та гайками, які затягуються за допомогою гідравлічного інструменту.

Колінчастий вал

Колінчастий вал напівзбірного типу, виготовлений з кованих або литих сталевих прутків. Для двигунів з 9 циліндрами і більше колінчастий вал поставляється у вигляді двох частин.

На задньому кінці колінчастий вал має шийку під упорний підшипник, фланець для кріплення зубчастого колеса підвищувальної передачі до гідроагрегату, якщо він встановлений на двигуні, а також фланець для поворотного колеса і болтів з'єднання з проміжним валом.

На передньому кінці колінчастий вал оснащений муфтою для гасителя осьових коливань і фланцем для кріплення маховика. За бажанням, фланець також може бути використаний для відбору потужності.



Рис.3.5. Колінчастий вал

					КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

Упорний підшипник

Упор гребного гвинта передається через упорний фланець, сегменти і фундаментну раму до кормових опор та фундаменту двигуна, а далі до корпусу судна.

Упорний підшипник розташований в кормовій частині двигуна. Упорний підшипник типу B&W-Michell складається, головним чином, з упорної шийки на колінчастому валу, опори підшипника і сегментів зі сталі, вкритих білим металом.

Двигуни типу 60 і більше, з 9 циліндрами і більше мають упорний підшипник, що обертається на 360 градусів, тоді як для всіх інших двигунів використовується упорний підшипник, що обертається на 240 градусів. Гнучка конструкція упорного кулачка MAN Diesel & Turbo використовується для упорної шийки на різних типах двигунів.

Упорний вал є інтегрованою частиною колінчастого валу і змащується системою мастила двигуна.

Поршень

Поршень складається з голівки поршня та спідниці поршня. Головка поршня виготовлена із жаростійкої сталі. Кільце для очищення поршня, розташоване у верхній частині гільзи циліндра, зішкрябує надлишки золи і вуглецевих утворень на верхній поверхні поршня.

Поршень має чотири кільцеві канавки, які мають тверде хромоване покриття як на верхній, так і на нижній поверхні канавок.

Верхнє поршневе кільце типу CPR (Controlled Pressure Relief), тоді як інші три поршневі кільця мають косий зріз. Верхнє поршневе кільце вище за інші. Всі чотири кільця мають алюмінієве покриття на зовнішній поверхні для припрацювання.

Спідниця поршня виготовлена з чавуну з бронзовою стрічкою або покриттям Мо.

Турбокомпресор вихлопних газів

Двигуни можуть бути оснащені турбокомпресорами MAN, ABB або MHI. Лише для двигунів dot 2 як опція, турбокомпресори MAN TCA можуть бути

					КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ.	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

поставлені з технологією змінного сопла, яка знижує витрату палива при частковому навантаженні завдяки контролю тиску продувного повітря.

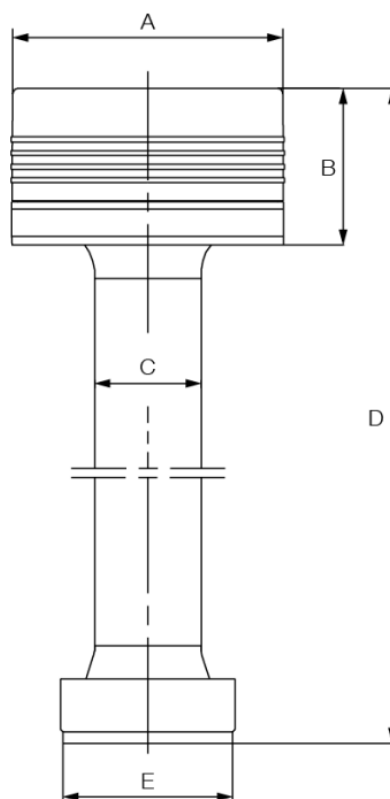


Рис.3.6. Поршень двигуна

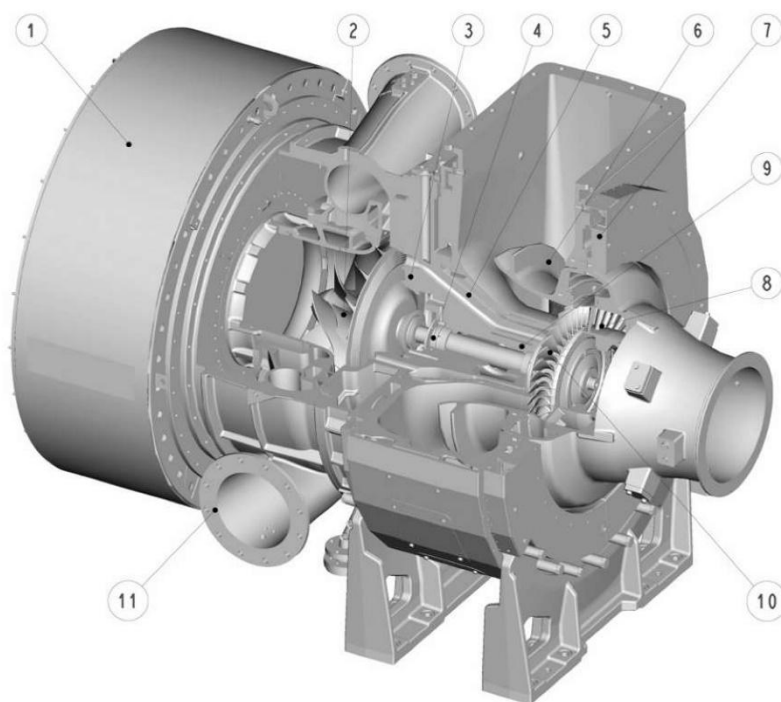


Рис.3.7. Турбокомпресори MAN TCA

1 – глушник, 2 – компресорне колесо, 3 – корпус підшипника, 4 – опорний підшипник, 5 – система герметизації повітря, 6 – дифузор, 7 – корпус, 8 – кільце сопла, 9 – підшипник ковзання, 10 – лопатки турбіни, 11 – корпус компресора.

Випускний клапан

Випускний клапан складається з корпусу і шпинделя клапана. Корпус клапана виготовлений з чавуну і має водяне охолодження. Корпус має нижню частину зі сталі з водяним охолодженням і загартованим сідлом конструкції Wide-seat, що має широке сідло.

Шпиндель випускного клапана - це шпиндель DuraSpindle (Nimonic на S80 і двигунах типу 65 і 50), а корпус забезпечений направляючою шпинделя. Випускний клапан кріпиться до кришки циліндра за допомогою шпильок і гайок.

Випускний клапан відкривається гідравлічно за допомогою електронної системи активації клапана і закривається за допомогою тиску повітря.

Випускний клапан має конструкцію з низьким зусиллям, а робота випускного клапана контролюється клапаном FIVA, який також активує впорскування палива.

Під час роботи шпиндель клапана повільно обертається під дією вихлопних газів, що впливають на маленькі лопатки, закріплені на шпинделі.

Ущільнення направляючої шпинделя випускного клапана забезпечується за допомогою контрольованого рівня масла (Controlled Oil Level, COL), масляної ванни в нижній частині повітряного циліндра, над ущільнювальним кільцем. Ця масляна ванна змащує напрямну шпинделя випускного клапана та ущільнювальне кільце.

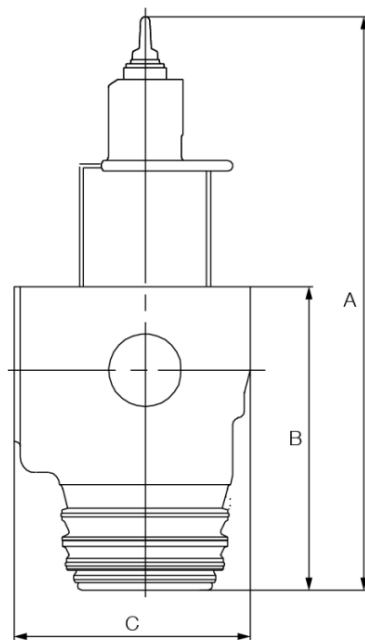


Рис.3.8. Схема випускного клапана

					КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

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.

					КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ.	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

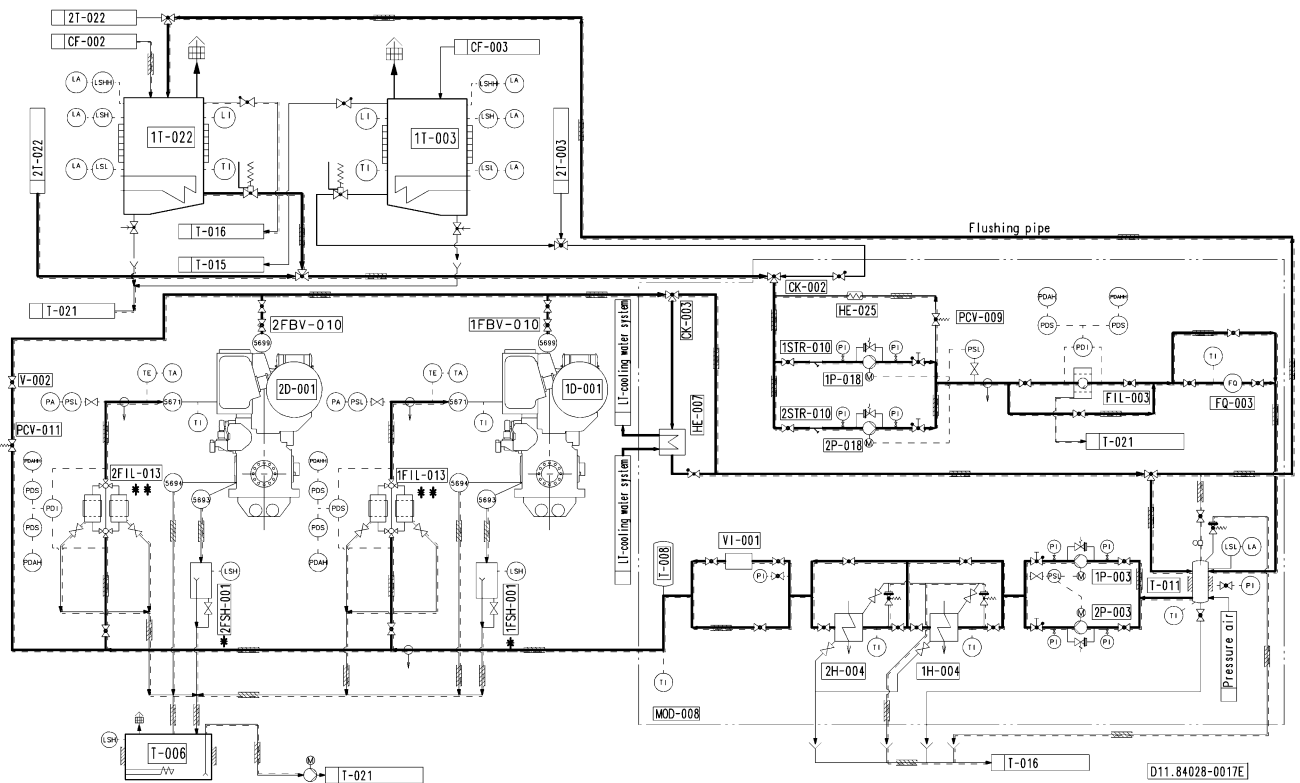


Рис.3.9. Система подачі важкого мазуту (HFO).

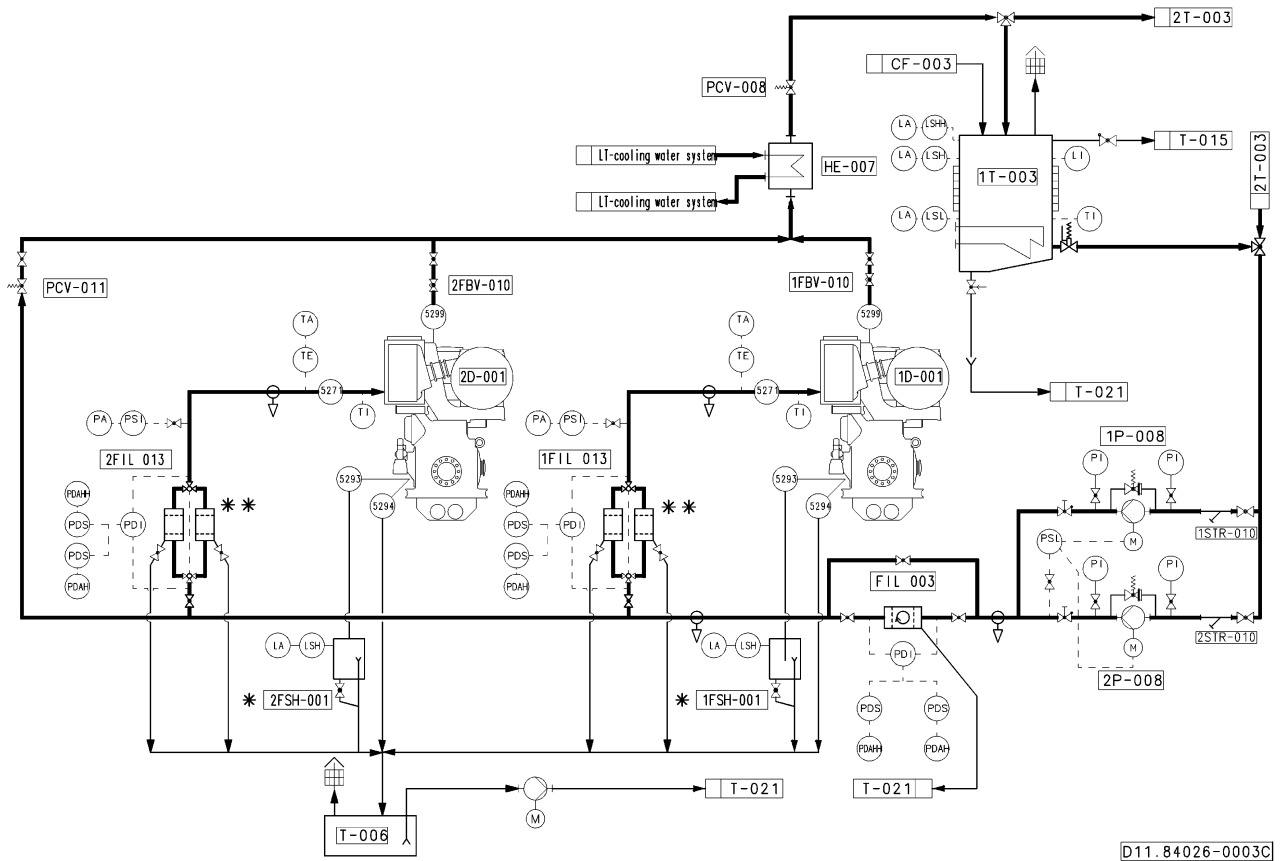


Рис.3.10. Система подачі дизельного палива (MDO).

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ.

Арк.

46

Система охолодження

Система охолодження забортною водою

Система охолодження забортною водою використовується для відведення тепла від головного двигуна, охолоджувача мастильного масла, охолоджувача сорочкової води та охолоджувача наддувного повітря. Забортна вода надходить із кінгстона за допомогою насоса забортної води, після чого її потік розподіляється між окремими контурами: до охолоджувача мастильного масла, охолоджувача прісної води та допоміжних двигунів.

Після проходження через теплообмінні пристрої охолоджувальна вода знову змішується та подається до терморегулятора з трьохходовим клапаном, який регулює її подальший розподіл: частково спрямовуючи на скидання за борт, а частково – на рециркуляцію. Терморегулятор керується сигналами з датчика температури, встановленого у приймальній трубі забортної води. У разі зниження температури на вході нижче встановленого рівня терморегулятор автоматично спрямовує потік води на рециркуляцію до всмоктувального трубопроводу насоса, що запобігає надмірному охолодженню системи.

Продуктивність насоса забортної води розрахована так, щоб температура на виході після проходження всіх охолоджувачів не перевищувала 50 °С. У тропічних умовах, при максимальній вхідній температурі води 32 °С, загальний температурний приріст у системі не повинен перевищувати 18 °С. Для запобігання надмірному охолодженню мастильного масла при низьких температурах передбачено рециркуляцію води через терморегулятор, що гарантує підтримання мінімальної температури охолоджувальної рідини на рівні 10 °С.

Для забезпечення рівномірного розподілу охолоджувального потоку між усіма споживачами системи необхідно встановити дросельні шайби або регульовані запірні клапани. Це дозволяє досягти потрібного балансу витрат охолоджуючої води в системі. Щодо зовнішніх трубопроводів системи, встановлюється обмеження максимальної швидкості потоку забортної води на рівні 3,0 м/с, щоб уникнути ерозії та забезпечити тривалу надійність елементів трубопровідної арматури.

					КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ.	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 регулювального 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

Система мастила

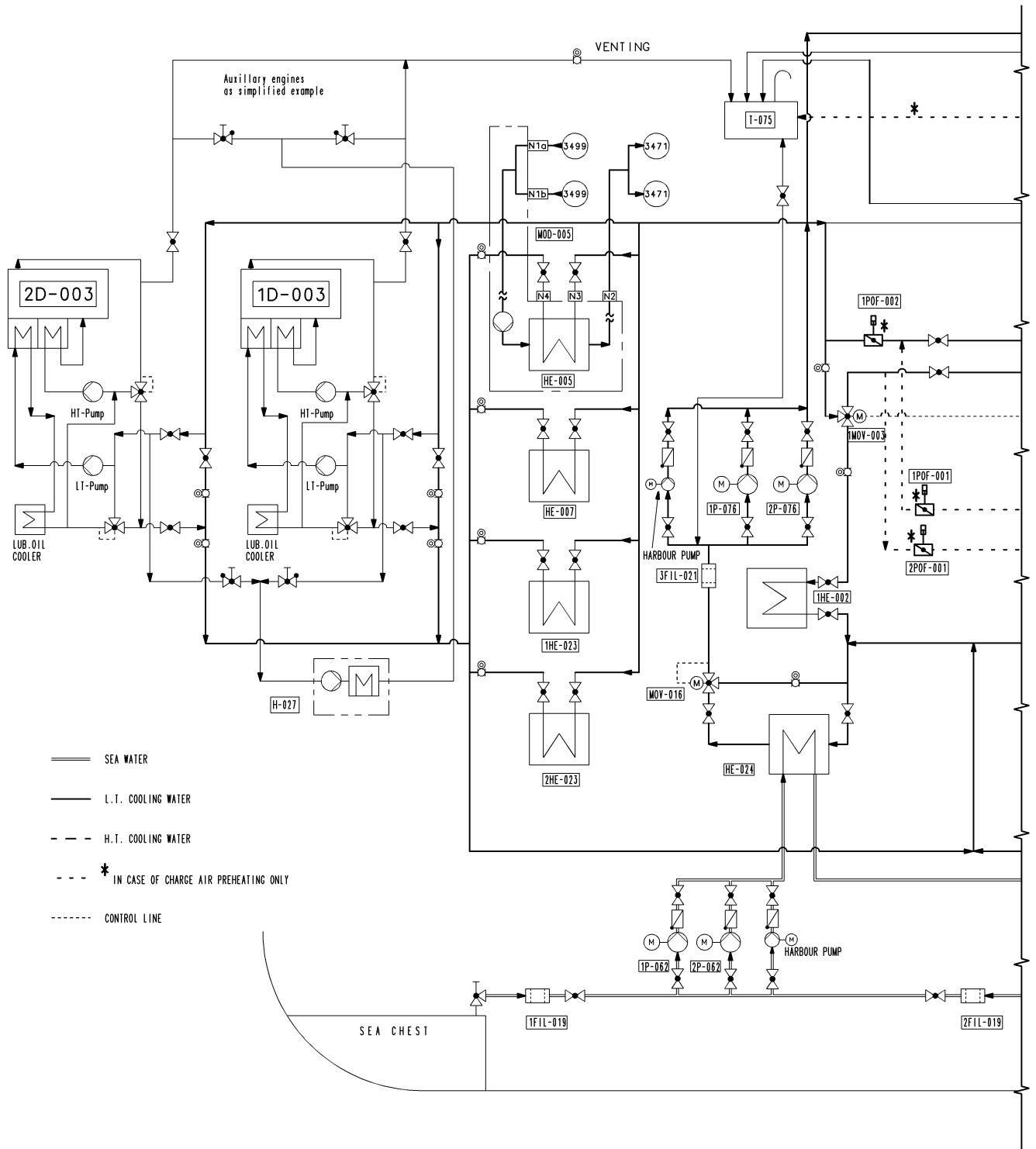
Двигун доступний або з повністю вбудованою системою мастила, або з насосом мастила, фільтром мастила і радіатором мастила, встановленими окремо в машинному відділенні. Масляний піддон - сухого типу, тобто необхідний окремий системний масляний бак.

Вбудована система мастила включає:

- Головний насос мастила з приводом від двигуна (гвинтовий) з вбудованим запобіжним клапаном
- Клапан регулювання тиску, який підтримує постійний тиск перед корінними підшипниками
- Модуль мастила, включаючи охолоджувач мастила, повнопоточний автоматичний фільтр і термостатичні клапани
- Спеціальні фільтри для підробітки перед кожним корінним підшипником, розподільним валом і турбокомпресором

					КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ.	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Центробежний фільтр для індикації якості мастила
- В рядних двигунах модуль мастила завжди розташований на протилежному боці від турбонагнетателя.
- Фільтрація мастила заснована на автоматичній зворотному промиванні фільтра. Це вимагає мінімального обслуговування і не вимагає одноразових фільтруючих картриджив.
- Підключення для резервного допоміжного обладнання.



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ.

Арк.

49

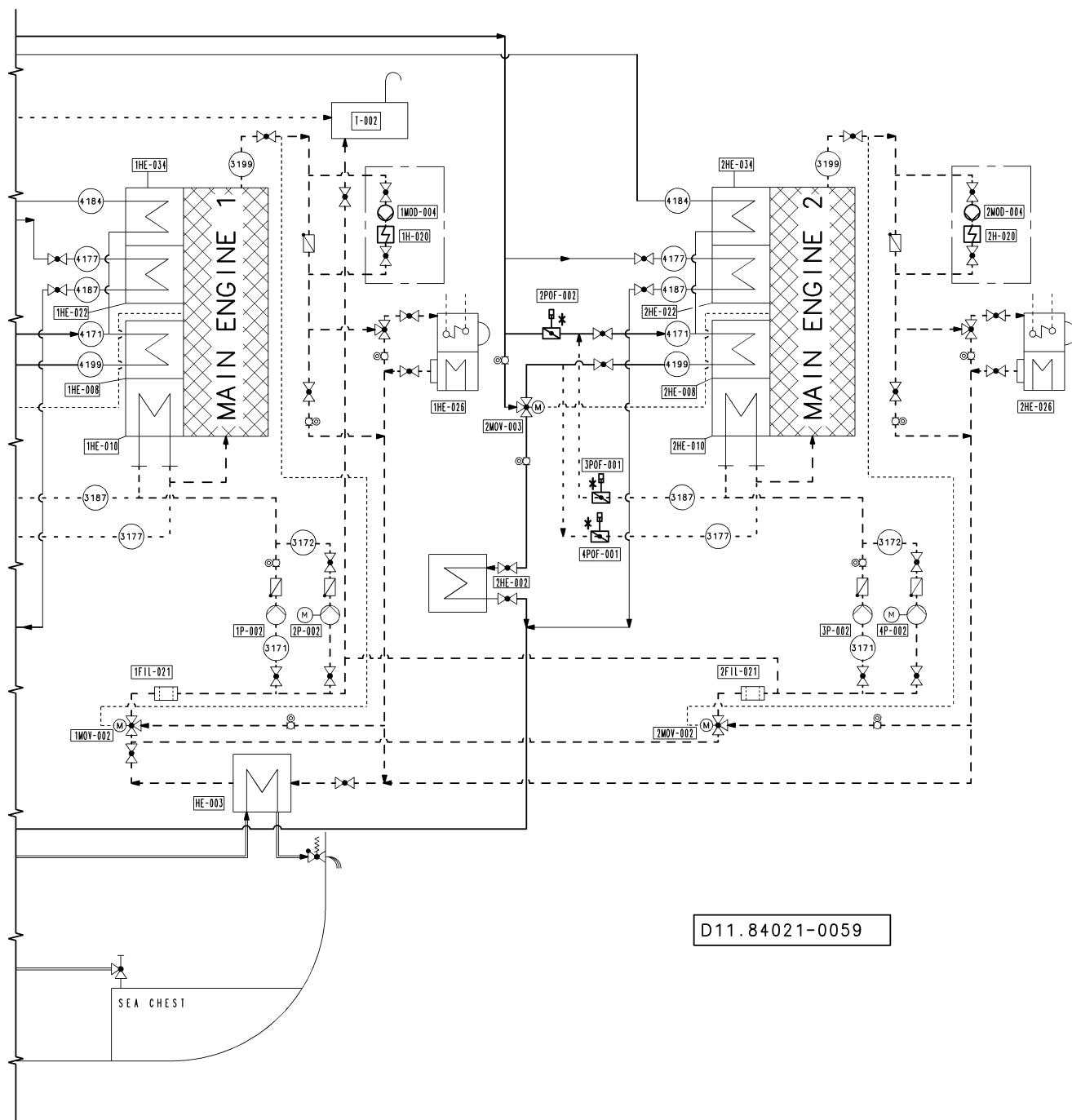


Рис.3.11. Систем охолодження головних двигунів

Система подачі повітря

Пускове повітря під тиском 30 бар подається від пускових повітряних компресорів до пневматичних ресиверів, а далі транспортується до головного двигуна через вхід «А». Через редукційний вузол очищене стиснене повітря подається до випускних клапанів через вхід «В» двигуна. Окрім того, через редукційний клапан повітря тиском приблизно 7 бар подається до точки «АР» для виконання очищення турбонагнітача методом м'якого обдуву, а також у

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ.

Арк.

50

невеликій кількості – до випробувального стенду перевірки паливних клапанів. Конкретне значення робочого тиску повітря для очищення залежить від конструкції та типу встановленого турбонагнітача.

Пневматична пускова система містить головний пусковий клапан, зворотний клапан, соленоїдний клапан та безпосередньо пусковий клапан. Управління головним пусковим клапаном здійснюється автоматизованою системою керування двигуном. Система керування двигуном здійснює подачу керувального повітря до пускових клапанів відповідно до встановленої послідовності циліндрового запалювання.

Система наддувного повітря забезпечує подачу продувального повітря до циліндрів за допомогою одного або декількох турбонагнітачів, змонтованих на випускній стороні двигуна. Компресор турбонагнітача засмоктує повітря з машинного відділення через повітряний фільтр, після чого воно стискається та охолоджується у відповідному повітряному охолоджувачі наддуву, передбаченому для кожного турбонагнітача окремо.

Головний двигун обладнаний щонайменше двома електричними допоміжними повітродувками. Повітродувки інтегровані в реверсивну камеру, розташовану під охолоджувачами наддувного повітря. Між охолоджувачем і ресивером встановлено зворотні клапани, які автоматично перекривають зворотний потік повітря при активації допоміжних повітродувок. Перед пуском двигуна повітродувки активуються послідовно, забезпечуючи повноцінне продування циліндрів та створення сприятливих умов для надійного запуску. Під час роботи двигуна допоміжні повітродувки автоматично вмикаються, якщо тиск на їхньому вході знижується нижче встановленого значення, що відповідає навантаженню головного двигуна в межах 25–35 %. То функціонування повітродувок триває доти, доки тиск на вході не перевищить допустиме значення із урахуванням гістерезисної надбавки, що відповідає навантаженню приблизно 30–40 %.

					КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ.	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

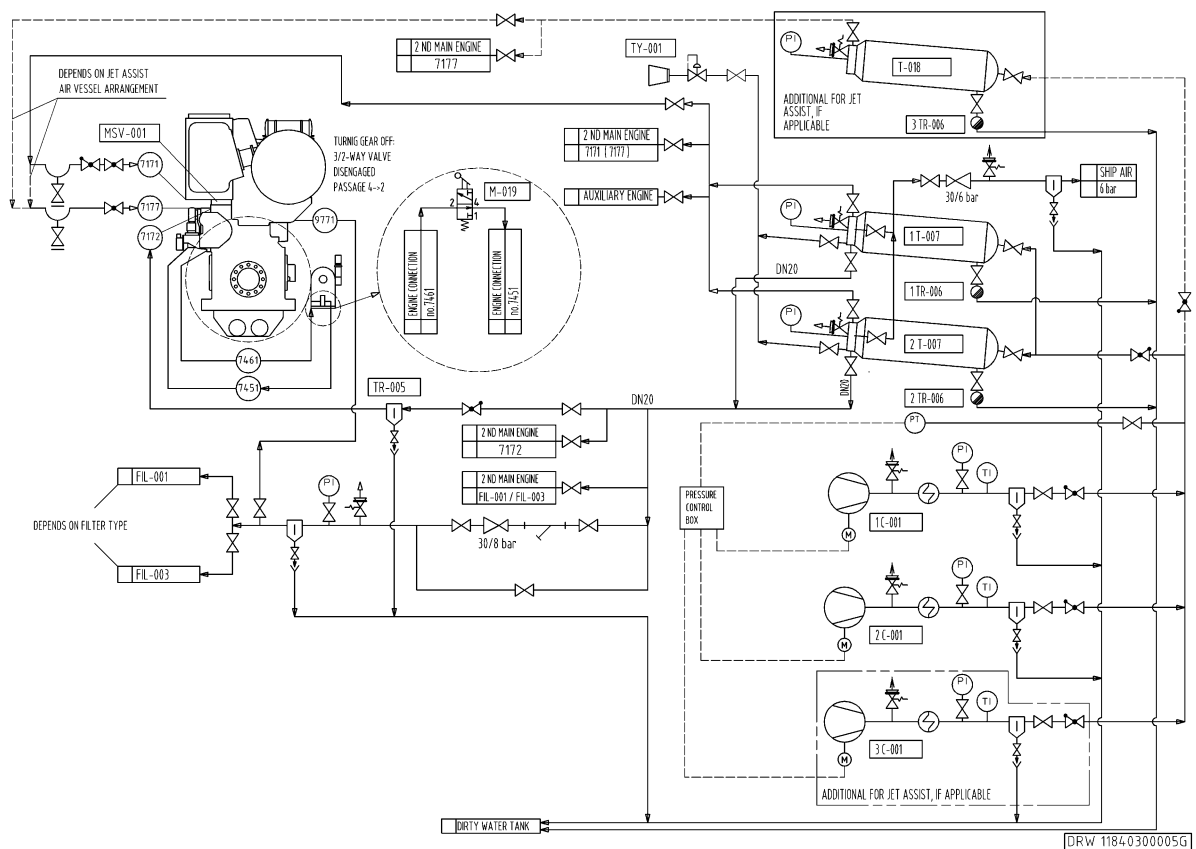


Рис.3.12. Система подачі пускового повітря

Розрахунок системи стисненого повітря

1. Сумарний об'єм циліндрів головного двигуна $\Sigma V_{\Pi}^{\Gamma Д}$, м^3

$$\Sigma V_{\Pi}^{\Gamma Д} = \frac{\pi \cdot (D^{\Gamma Д})^2 \cdot S^{\Gamma Д} \cdot i_{\Pi}^{\Gamma Д}}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,48^2 \cdot 0,6 \cdot 12}{4} = 1,3.$$

2. Сумарна місткість балонів пускового повітря ГД $V_{\Sigma}^{\Gamma Д}$, м^3

$$V_{\Sigma}^{\Gamma Д} = \frac{[v_{\text{хол}} + (z_{\Pi}^{\Gamma Д} - 1) \cdot v_{\text{гар}}] \cdot i_{\Pi}^{\Gamma Д} \cdot \Sigma V_{\Pi}^{\Gamma Д} \cdot p_0}{p - p_{\min}} = \frac{[8 + (12 - 1) \cdot 4] \cdot 2 \cdot 1,3 \cdot 0,1}{3,0 - 1,2} = 7,5$$

де - $v_{\text{хол}} = 8 \dots 9 \text{ м}^3 / \text{м}^3$ - питома витрата повітря на перший (холодний) пуск ГД;

$v_{\text{гар}} = 4 \dots 6 \text{ м}^3 / \text{м}^3$ - питома витрата повітря на подальші (гарячі) пуски ГД; $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$

- атмосферний тиск; $p = 2,8 \dots 3,0 \text{ МПа}$ - максимальний робочий тиск у балоні;

$p_{\min} = 1,0 \dots 1,2 \text{ МПа}$ - мінімальний тиск у балоні, при якому ще можливий пуск ГД;

$z_{\Pi}^{\Gamma Д} = 12$ - кількість пусків/реверсів ГД

Приймаємо 2 балона/зберігача пускового повітря ГД ємністю по 8 м^3 кожний.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ.

Арк.

52

3. Сумарний об'єм циліндрів допоміжного двигуна $\Sigma V_{\Pi}^{\text{ДД}}$, м³

$$\Sigma V_{\Pi}^{\text{ДД}} = \frac{\pi \cdot (D^{\text{ДД}})^2 \cdot S^{\text{ДД}} \cdot i_{\Pi}^{\text{ДД}}}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,26^2 \cdot 0,385 \cdot 6}{4} = 0,123.$$

4. Сумарна місткість балонів пускового повітря ГД $V_{\Sigma}^{\text{ГД}}$, м³

$$V_{\Sigma}^{\text{БДД}} = \frac{[V_{\text{хол}} + (z_{\Pi}^{\text{ДД}} - 1) \cdot v_{\text{гар}}] \cdot i_{\text{ДД}} \cdot \Sigma V_{\Pi}^{\text{ДД}} \cdot p_0}{p - p_{\text{min}}} = \frac{[8 + (6 - 1) \cdot 4] \cdot 3 \cdot 0,123 \cdot 0,1}{3,0 - 1,2} = 0,574$$

де $z_{\Pi}^{\text{ДД}} = 6$ - кількість пусків допоміжного двигуна.

Приймаємо 1 балон/зберігач пускового повітря ДД ємністю 0,60 м³

5. Необхідна продуктивність компресорів $G_{\text{к}}$, м³/год

$$G_{\text{к}} = \frac{(V_{\Sigma}^{\text{БГД}} + V_{\Sigma}^{\text{БДД}}) \cdot (p - p_0)}{p_0 \cdot \tau_{\text{зап}}} = \frac{(8 + 0,6) \cdot (3,0 - 0,1)}{0,1 \cdot 1} = 249,4$$

де $\tau_{\text{зап}} = 1 \text{ година}$ - час заповнення балонів

Приймаємо 2 основні компресори пускового повітря продуктивністю по 250 м³/год кожний.

Система керування двигуном ME

Система керування двигуном (Engine Control System, ECS) для двигуна типу ME призначена для традиційного дистанційного керування й має інтерфейс до системи керування з містка та до локальної панелі керування (LOP).

У системі використовуються багатофункціональні контролери (MPC), які виконують конкретні завдання у таких модулях: ACU-Auxiliary Control Unit (допоміжний блок управління), CCU-Cylinder Control Unit (Блок керування циліндром), CWCU-Cooling Water Control Unit (Блок керування охолоджувальною водою), ECU-Engine Control Unit (Блок керування двигуном), SCU- Scavenge air Control Unit (Блок керування продувним повітрям) та EICU- Engine Interface Control Unit (Блок інтерфейсу двигуна з іншими системами). Усі контролери, крім CCU, побудовані на однаковому апаратному забезпеченні й відрізняються лише встановленим програмним забезпеченням. Для CCU на двигунах ME-C застосовується спрощена та економічно оптимізована версія контролера – MPC10. Система ME відзначається високим рівнем резервування. Передбачено, що жодна одинична відмова не повинна призвести до зупинки двигуна. У більшості випадків

					КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

несправність не впливає на продуктивність або доступну потужність, або викликає лише обмежене уповільнення. Це надає змогу замінити будь-який контролер без зупинки двигуна, після чого двигун автоматично повертається до нормальної роботи.

Система має є дві резервовані головні панелі керування (MOP) розміщені в машиному відділенні, які дозволяють здійснювати команди керування, налаштовувати параметри двигуна, вибрати режим роботи та контролювати стан системи. Також система включає два блоки керування двигуном (ECU), які працюють паралельно та виконують однакові функції. У разі відмови одного з блоків інший автоматично приймає керування без переривання роботи. Блоки керування двигуном включає такі функції: регулятора обертів, послідовність запуску/зупинки, керування моментом упорскування палива, активацією випускного клапана та пускових клапанів, а також управління допоміжними функціями через допоміжний блок управління і реалізацію альтернативних режимів роботи.

Крім того система включає окремий блок керування циліндром (CCU) для кожного циліндра. Цей блок управляє електронним упорскуванням палива (ELFI), електронною активацією випускного клапана (ELVA) або системою FIVA, а також пусковими повітряними клапанами (SAV) відповідно до команд блоку керування двигуном. Усі блоки керування циліндром однакові, і при виході з ладу одного блоку відповідний циліндр автоматично виводиться з експлуатації.

Управління допоміжним обладнанням зазвичай розподілено між трьома допоміжними блоками управління, що забезпечує резервування в разі виходу з ладу одного з них. Допоміжні блоки керують оснащені допоміжними повітродувками, електричними й механічними насосами гідравлічного живлення (HPS).

Система оснащена блоком керування охолоджувальною водою(БКОВ). На двигунах із системою охолодження циліндричних гільз залежно від навантаження, блок БКОВ регулює температуру циркуляційної води за допомогою триходового клапана.

					КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ.	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Блок керування продувним повітрям (БКПП) регулює тиск продувного повітря на двигунах з удосконаленими системами продувки, такими як обвідна система EGB з перемикачем або клапаном із змінною подачею, системою рекуперації тепла (WHRS), та турбонагнітачем зі змінною входною геометрією (VT).

Система має два блоки інтерфейсу двигуна з іншими системами (EICU), що забезпечують інтерфейс системи керування двигуном (ECS) з іншими системами керування. Вони працюють паралельно для забезпечення надійності критично важливих з'єднань. Блок інтерфейсу двигуна з іншими системами можуть бути розміщені у приміщенні Engine Control Room або безпосередньо в машинному відділенні.

Окрім керування з містка та машинного відділення, передбачено можливість керування з локальної панелі (LOP), яка є функціональною заміною панелі керування на боці двигуна (Engine Side Control). Локальна панель зазвичай встановлюється безпосередньо на двигуні й дозволяє виконувати базові функції: запуск, регулювання обертів.

					КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ.	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

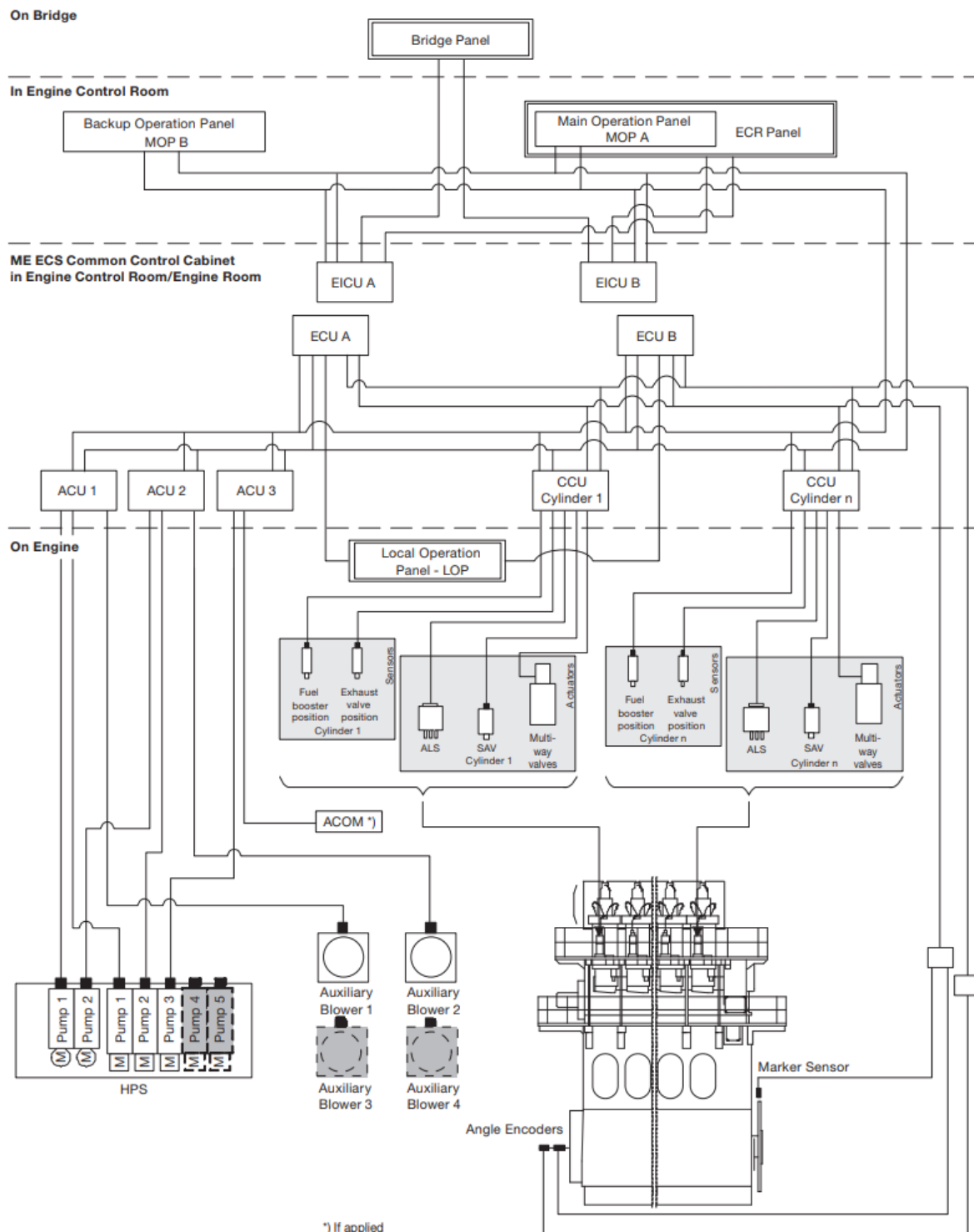


Рис. 3.13. Схема системи керування двигуном з містка із загальними блоками керування

3.3. Розрахунок робочого циклу двигуна

Розрахунковий цикл поршневого двигуна внутрішнього згоряння значно відрізняється від ідеальних циклів. В розрахунковому циклі двигуна внутрішнього

згоряння змінюється кількість робочого тіла, його состав і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння прихована в паливі хімічна енергія виділяється не миттєво. В процесі розширення проходять догоряння палива та відновлення дисоційованих газів, з виділенням тепла. В розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємностями, так як температура та состав газів в циліндрі значно змінюються. В розрахунковому циклі також маються теплові та аеродинамічні втрати.

Крім розрахункового треба розглядати ще дійсний цикл, котрий здійснюється в працюючому двигуні і в наступний час не може бути точно описаним із за недосконалості розрахункових методик та складності процесів, що протікають в ньому. Чим більш досконала методика теплового розрахунку, тим більш ближче розрахунковий цикл до дійсного.

В даному дипломному проекті використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконаленого Є. К. Мазінгом.

Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження.

На його основі можливо:

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;
- дати уяву про основні параметри циклу та фактори, що впливають на процеси робочого циклу; визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

Метод забезпечує достатню задовільну для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, що проходить в двигуні описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд опитних коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні.

					КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ.	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок робочого циклу зроблений за допомогою персонального комп'ютера в програмі Matcad.

Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна.

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К (стандартні умови застосування).

Тиск навколишнього повітря p_0 . Варто приймати $p_0 = 0,1013$ МПа (стандартні умови застосування).

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\varepsilon = 14$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення P_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,78$.

Показник адіабати повітря $k_v = 1,4$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0,98$.

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

Коефіцієнт залишкових газів γ_g . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_g = 0,03$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного.

Приймаємо $\xi_z = 0,95$; $\xi_b = 0,99$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Приймаємо $\lambda = 1,1481$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: (5 – 45) К – для ДВЗ з наддувом та (10 – 20) К – для ДВЗ без наддуву.

					КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ.	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо $\Delta T_a = 10 \text{ К}$.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну.

Приймаємо $\zeta = 0,98$.

Механічний ККД двигуна η_m .

Приймаємо $\eta_m = 0,93$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ox} = 0,002 \text{ МПа}$.

Температура залишкових газів T_r .

Приймаємо $T_r = 950 \text{ К}$ [6].

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на важке паливо середнього складу [6]: $C = 0,87 \text{ кг}$ – кількість вуглецю; $H = 0,126 \text{ кг}$ – кількість водню; $S = 0 \text{ кг}$ – кількість сірки; $O = 0,004 \text{ кг}$ – кількість кисню.

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого вала, тоді для 4 – тактних двигунів $Z = 1$.

Нижча теплота згоряння палива Q_H . Приймаємо $Q_H = 42700 \text{ (кДж/кг)}$.

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Для даного типу компресора приймаємо $P_k = 3,803$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку фп. Для 4 – тактних двигунів $f_p = 0$.

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \left[1 + \frac{\left[\left(\frac{P_{k1}}{P_0} \right)^{0,286} - 1 \right]}{\eta_{k.ad1}} \right] = 461,204$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_0 (T_k - T_0) = 326,641$$

					КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ.	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = 354,506$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,383$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,97 P_s = 0,372$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_a T_s}{P_s T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r} (1 - \varphi_a) = 0,89$$

Розрахунок процесу стиснення

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра. Так само на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випару палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні утруднено. На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_1 величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у дійсному процесі.

При виборі величини n_1 , необхідно враховувати наступне: зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_1 збільшується; при підвищенні середньої температури процесу стиску n_1 зменшується; зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_1 збільшується; зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_1 збільшується; для дизелів з нерозділеними камерами згоряння $n_1 = 1,32 \dots 1,42$, приймаємо в розрахунок:

$$n_1 = 1,362$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1} = 13,506$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 920,542$$

					КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ.	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = 1,021$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8H+O}{32L} = 1,031$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = 1,0301$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\zeta_z}{\zeta_b} = 0,96$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) x_z = 1,029$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda P_c = 20,002$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z T_z}{\lambda T_c} = 1,498$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = 9,346$$

Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним показником політропи розширення n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,3$. Варто пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму роботи двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного приймемо:

$$n_2 = 1,269$$

					КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ.	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b \leftarrow T_z \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1,087 \cdot 10^3$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = 1,172$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon-1} \left[\lambda(\rho-1) + \frac{\lambda\rho}{n_2-1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] = 2,869$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \zeta (1 - \varphi_n)_i = 2,677$$

Індикаторна питома витрата пального, кг/(кВт·год)

$$b_i = 433 \frac{P_s \eta_H}{\alpha L_0 T_s P_i} = 0,185$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i Q_H} = 0,465$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \eta_m = 2,489$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = 0,475$$

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

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} = 0,1815$$

Ефективна потужність двигуна

$$N_e = 13,1 D_c^2 S_c z P_e n i = 14399,82$$

Перерахунок π_k турбокомпресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с Універсальна газова $R=287$ Дж/кг·К

$$G = \left[\frac{\pi D_c^2}{4} \right] S_c \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R T_s} \right) \eta_H i z \left(\frac{n}{60} \right) \varphi_a = 14,013$$

					КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \frac{N_e}{3600} = 14,487$$

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0,9P_k = 0,278$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 801,11$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s := \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21(\alpha - 1) \cdot L_0] + (0,79\alpha \cdot L_0) = 1,054$$

Універсальна газова стала для відпрацьованих газів, кДж/кг·К

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12M_s189} + \frac{H}{2M_s461,6} + \frac{0,21(\alpha-1)L_0}{M_s259,8} + \frac{0,79\alpha L_0}{M_s296,8}} = 287,357$$

Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b T_t} = 1,373$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\pi_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t-1} \right) R_t T_t \left[1 - \frac{1}{\left(0,905 \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t-1}{k_t}}} \right] \eta_t G_t}{G R T_k \left(\frac{k_B}{k_B-1} \right) \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 3,803$$

Дійсний тиск надуву, МПа

$$P_{kd} = \pi_k P_0 = 0,3852$$

Порівняння заданого та отриманого тиску надуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} = \frac{0,3742 - 0,375}{0,3742} = 0,061\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданим і отриманим в результаті розрахунку тиском надуву не перевищує 0,5%.

					КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

3.4. Побудова індикаторної діаграми

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

$$p = \frac{p_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

$$p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}};$$

де $v/v_c = \varepsilon_x$ - відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення

Дані для розрахунку та побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,362
Показник політропи розширення n_2	1,295
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	13,291
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	15,285
Ступінь попереднього розширення ρ	1,646
Ступінь стиснення ε	14

Таблиця 3.1 Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$	V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	16,14		7,76	0,82	1,92
1,00	13,45	16,14	8,38	0,74	1,74
1,51	7,64	16,14	9,01	0,67	1,58
2,14	4,77	10,29	9,63	0,61	1,45
2,76	3,37	7,37	10,25	0,56	1,33
3,39	2,55	5,65	10,88	0,52	1,24
4,01	2,03	4,53	10,50	0,48	1,15
4,64	1,66	3,76	12,13	0,45	1,07
5,26	1,40	3,19	12,75	0,42	1,00
5,88	1,20	2,75	13,38	0,39	0,94
6,51	1,05	2,41	14,00	0,37	0,89
7,13	0,92	2,14	14,00		0,37

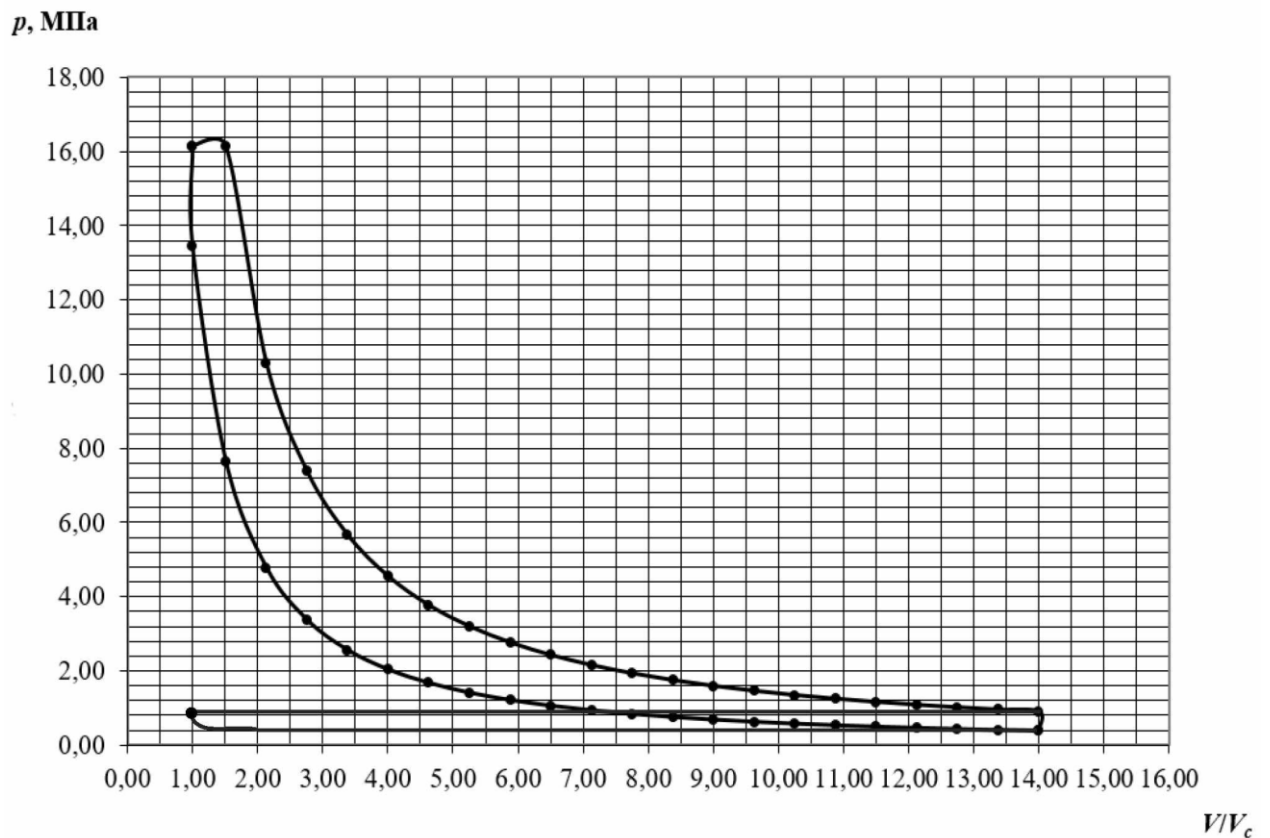


Рис.3.14. Індикаторна діаграма

Висновки. В розділі описано характеристики головних двигунів та їх конструктивні особливості. Описано мастильну систему та систему охолодження двигуна. Проведено розрахунок робочого циклу двигуна, побудована індикаторна діаграма

					КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ.	Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4211.06.04.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Розрахунок характеристик суднового котла KangRim PA02	Літ.	Арк.
Студент	Томашевський						Аркушів
Керівник	Кісстов Ю.В.					67	15
						НУК	

РОЗДІЛ 4. Розрахунок характеристик суднового допоміжного котла

4.1. Загальний устрій котла

Допоміжна котельна установка виробляє пар для забезпечення:

- роботи головної енергетичної установки (підігрівники палива та масла, підігрівники кінгстонів забортної води і.т.д.);
- роботи системи теплопостачання судна (система опалення та гарячого водопостачання, система вентиляції);
- робота системи підігріву рідких вантажів та забезпечення технологічних потреб на промислових судах.

Для отримання насиченої пари, що використовується споживачами різного призначення (системою теплопостачання, насосами з паровим приводом, системою підігріву вантажу тощо), на сучасних судах застосовують водотрубні та газотрубні автоматизовані котлоагрегати. Вибір марки котлоагрегата визначається необхідними паропродуктивністю і тиском пари.

Загальний вигляд котла Kangrim PA-type показано на рис.4.1. [9]



Рис. 4.1. Загальний вигляд котла Kangrim PA

					КРБ.6.135.4211.06.04.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

Основні характеристики котлів типу Kangrim PA-type представлено у табл.4.1.

Таблиця 4.1. Основні характеристики котлів типу Kangrim PA 02

Продуктивність, кг/год	Робочий тиск, МПа	Діаметр D, м	Висота Н, м	Вага установки, кг
2500	0,7	1.800	3.900	8600

Особливості конструкції:

- Призначений для вирішення завдань спалювання шламу / відходів нафто-продуктів на борту суден
- Горизонтальний циліндричний котел.
- Має компактну конструкцію.
- Поставляється зі стаціонарною системою очищення від сажі.

4.2. Вибір компоновальної схеми котла

Компоновальна схема горизонтального газотрубного котла наведена на рис. 4.2.

Топковий пристрій

Котли Kangrim PA-type комплектуються топковим пристроєм Aalborg KBE (рис.4.2). Даний топковий пристрій повністю автоматизований, конструкція компактна, надійна та проста у обслуговуванні. Гранично повне згоряння палива досягається електронним керуванням та контролем співвідношення повітря та палива [10].

Aalborg KBE являє собою оптимізовану версію топкового пристрою Aalborg KB. Мала вага Aalborg KBE робить можливим кріплення його болтами або приваренням до корпусу котла.



Рис.4.2 Компонувальна схема газотрубного котла Kangrim PA

Конструкція заснована на багаторічному досвіді Aalborg Industries у виготовленні судових котлів та технологіях спалювання різних типів палива, забезпечуючи оптимальну продуктивність пальника для різних умов експлуатації.

Принцип роботи даного ротаційного топкового пристрою заснований на розпиленні під дією відцентрової сили. Розпилюючий стакан приводиться до руху дисково-ремінним пристроєм, що обертається на великій швидкості. Паливо змушено поступово, під дією відцентрових сил, рухатися вперед, доки не буде скинуто з ободу стакану у вигляді тонкої однорідної плівки. Первинне повітря з високою швидкістю подається навколо стакану, і впливаючи на паливну плівку, розбиває її на дрібнодисперсний потік, який вводиться до зони горіння. Вторинне повітря, необхідне для завершення процесу горіння, подається під примусовою тягою вентилятора через повітряний короб та повітронаправляючий пристрій пальника. Як правило, топковий пристрій КВЕ оптимально працює при в'язкості палива 45 сСт.

					КРБ.6.135.4211.06.04.ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Діапазон потужності 0.3 - 0.97 МВт, відповідна витрата палива 150 - 1300 кг/год.

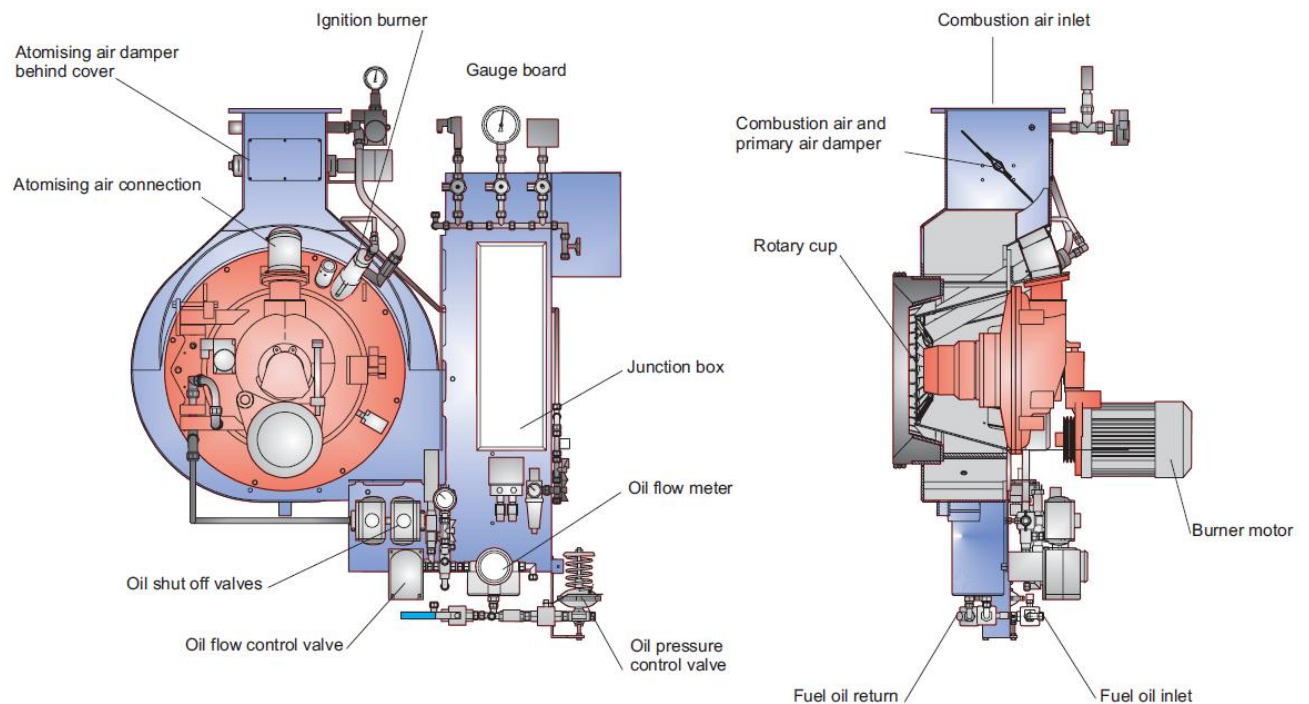


Рис.4.3. Топковий пристрій КВЕ

4.3. Розрахунок процесу горіння

Вхідні данні

Завдання на проектування					
№	Величина	Поз-на-чен-ня	Оди-ниця ви-міру	Формула або джерело	Вели-чина
1	Паропродук-тивність котла	$D_{н.п}$	кг/с	задано	0,694
2	Тиск наси-ченої пари	P_s	МПа	задано	0,7
3	Температура насиченої пари	t_s	°C	табл. «Теплофізичні властивості води на лінії насичення» [11]	164,9
4	ККД котла	η	%	задано	88
5	Температура живильної води	$t_{п.в}$	°C	задано	50

6	Температура повітря на вході до топки	$t_{х.в}$	°C	задано	45
7	Температура гарячого повітря	$t_{г.пов}$		задано	160
8	Коефіцієнт надлишку повітря	α	-	приймаємо	1,15
9	Кількість форсунок	$N_{форс}$	шт.	задано	1
10	Марка палива		-	задано	М40С
11	Нижча теплота згоряння палива	$Q_{н.р.}$	кДж/кг	табл. «Характеристики палива» [12]	40600
12	Витрата розпилюючої пари на форсунку	G_{ϕ}	кг/кг	приймаємо	0,04
13	Тиск розпилюючої пари	p_{ϕ}	МПа	приймаємо	0,3
14	Вологовміст атмосферного повітря	d	кг/кг	приймаємо	0,01

Розрахунок кількості повітря та продуктів згоряння

1	Склад палива на робочу масу	C_p	%	табл. «Характеристики палива»	86,65
		H_p	%		10,5
		S_p	%		0,5
		$N_p + O_p$	%		0,7
		A_p	%		0,15
		W_p	%		1,5
2	Теоретична кількість сухого повітря	V_o	м ³ /кг	$V_o = 0.889(C_p + 0.375S_p) + 0.265H_p - 0.0333O_p$	10,60
3	Об'єм триатомних газів	V_{RO2}	м ³ /кг	$V_{RO2} := 1.866 \cdot \frac{C_p + 0.375S_p}{100}$	1,645
4	Надлишкова кількість сухого повітря	V_{nad}	м ³ /кг	$V_{nad} := V_o \cdot (\alpha - 1)$	1,59
5	Теоретичний об'єм водяної пари	V_{H2O}	м ³ /кг	$V_{H2O} := V_{OH2O} + 0.0161 \cdot V_{nad}$	1,362

6	Теоретичний об'єм водяної пари при $\alpha = 1$	$V_{\text{оH}_2\text{O}}$	$\text{м}^3/\text{кг}$	$V_{\text{OH}_2\text{O}} := 0.111 \cdot H_r + 0.0124 \cdot W_r + 0.0161 \cdot V_0$	1,336
7	Теоретичний об'єм азоту при $\alpha = 1$	$V_{\text{о.N}_2}$	$\text{м}^3/\text{кг}$	$V_{\text{ON}_2} := 0.79 \cdot V_0 + 0.8 \cdot \frac{N_r}{100} = 8.8507$	8,379
8	Теоретичний об'єм продуктів згоряння при $\alpha = 1$	$V_{0.g}$	$\text{м}^3/\text{кг}$	$V_{0g} := V_{\text{RO}_2} + V_{\text{ON}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}$	11,39
9	Дійсний об'єм продуктів згоряння	V_g	$\text{м}^3/\text{кг}$	$V_g := V_{\text{RO}_2} + V_{\text{ON}_2} + V_{\text{nad}} + V_{\text{H}_2\text{O}}$	12,98
10	Об'ємні частки триатомних газів:	r_{RO_2}	-	$r_{\text{RO}_2} = \frac{V_{\text{RO}_2}}{V_g}$	0,127
11	Об'ємні частка водяної пари	$r_{\text{H}_2\text{O}}$	-	$r_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_g}$	0,105
12	Об'ємна частка суми триатомних газів	$r_{\text{сум}}$	-	$r_{\text{сум}} := r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}}$	0,232

Розрахунок ентальпій повітря та продуктів згоряння

1 Розрахунок проводиться в табличній формі з побудовою I - T – діаграми [11]

Результати розрахунків наведено у таблиці 4.2.

I - t діаграму продуктів згоряння дивись на рис.4.4.

Таблиця 4.2. Розрахунок для побудови I - t діаграми

$t, ^\circ\text{C}$	V_{RO_2}		$V_{\text{N}_2}^0$		$V_{\text{H}_2\text{O}}^0$		$I_{\text{пов}}^0$	$I_{\text{г}}^0$	$I_{\text{г}}$
	C_{RO_2}	$V_{\text{RO}_2} C_{\text{RO}_2}$	C_{N_2}	$V_{\text{N}_2}^0 C_{\text{N}_2}$	$C_{\text{H}_2\text{O}}$	$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 C_{\text{H}_2\text{O}}$			
100	1,7	2.80	1,3	10.86	1,51	2.01	1404	1566	1777
200	1,787	2.94	1,3	10.89	1,52	2.03	2824	3173	3596
400	1,93	3.17	1,32	11.03	1,57	2.09	5743	6520	7381
600	2,04	3.36	1,34	11.23	1,61	2.16	8796	10046	11366
1000	2,2	3.62	1,39	11.66	1,72	2.30	15237	17587	19873
1400	2,31	3.81	1,43	12.02	1,83	2.44	22010	25577	28879
1800	2,39	3.93	1,47	12.31	1,92	2.57	28961	33852	38196
2200	2,45	4.03	1,5	12.53	2,0	2.67	36061	42301	47710

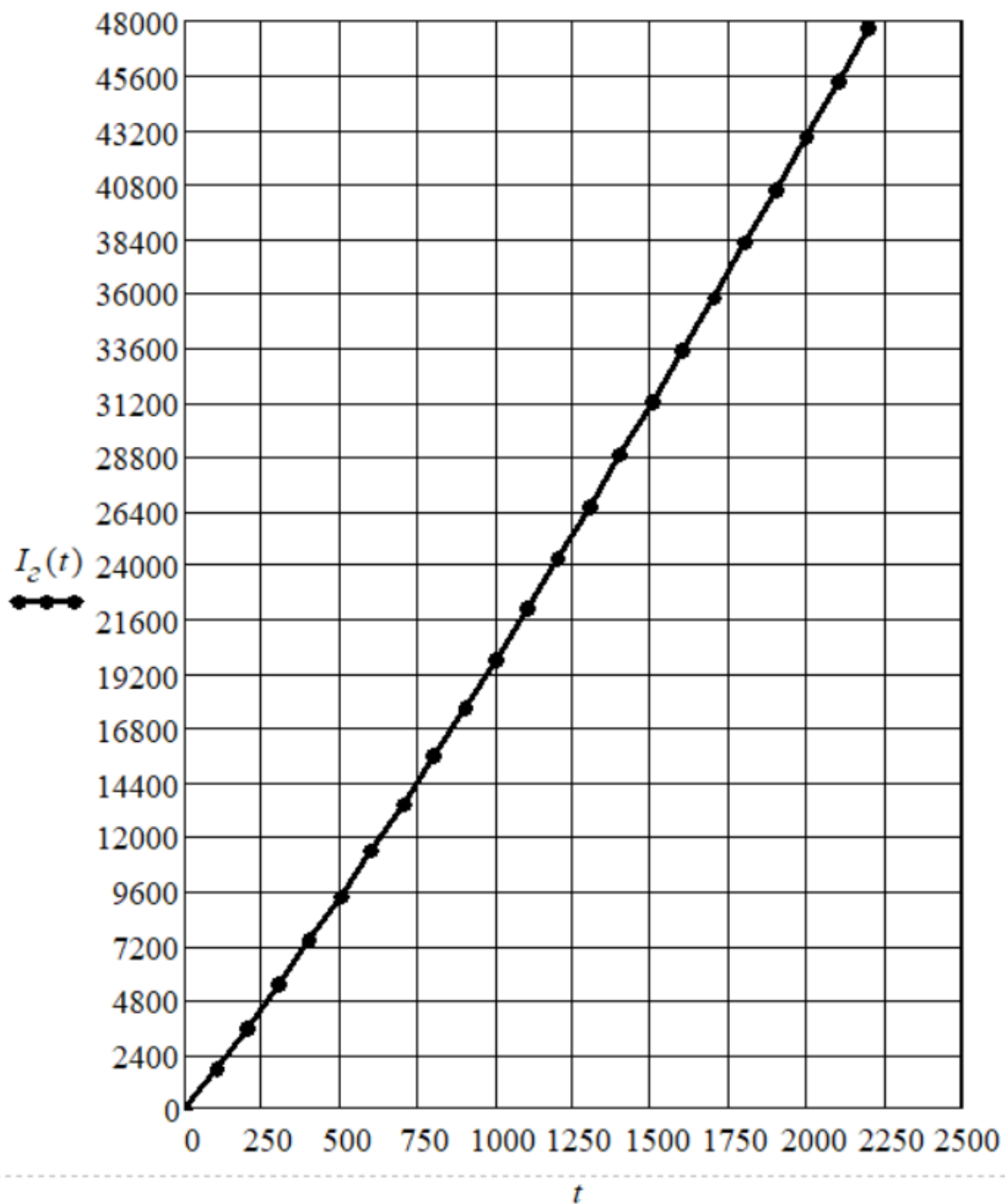


Рис.4.4 I - t діаграма продуктів згоряння

4.4 Тепловий баланс котла.

1	Температура підігріву палива	$t_{г.л}$	°С	приймаємо	115
2	Теплоємності при температурі повітря на вході в топку: Сухого повітря: водяної пари:	$C_{с.пов}$ C_{H_2O}	кДж/ м ³	табл.3.4 [11]	1,299 1,499
3	Теплоємність палива	$C_{пал}$	кДж/ м ³ К	$c_{пал} = 1.74 + 0.0025t_{пал}$	2,03
4	Ентальпії: холодного повітря розпилюючої пари фізична тепл. пал. насиченої пари живильної води	$I_{х.пов}$ $i_{ф}$ $i_{пал}$ $i_{н.п}$ $i_{ж.в}$	кДж/к Г	$I_{х.пов} = \alpha \cdot V_0 (c_{с.пов} + 1.6c_{H_2O} d) t_{х.пов}$ табл.6.4 [11] $i_{пал} = c_{пал} \cdot t_{пал}$ табл. «Властивості води і водяної пари» [11] табл. «Властивості води і водяної пари» [11]	725,80 2725 233,2 2764 209,3
5	Теплота, що вноситься розпилюючим паром:	$Q_{ф}$	кДж/к Г	$Q_{ф} := G_{ф} \cdot (i_{ф} - 2500)$	9
6	Наявна теплота	$Q_{р.р}$	кДж/к Г	$Q_{р.р} = Q_{H.P.} + i_{пал} + Q_{ф}$	39642
7	Відносні втрати тепла: від хімічної неповноти згоряння: від зовнішнього охолодження: з відхідними газами:	q_3 q_5 q_2	%	приймаємо приймаємо $q_2 = 100 - (\eta_{котла} + q_3 + q_5)$	0,005 0,01 8,985
8	Теплові втрати з відхідними газами	Q_2	кДж/к Г	$Q_2 = \left(\frac{q_2}{100} \right) Q_{р.р}$	3858
9	Ентальпія відхідних газів:	$I_{відх}$	кДж/к Г	$I_{відх} = Q_2 + I_{х.пов}$	4584
10	Температура відхідних газів:	$t_{відх}$	°С	з I-T – діаграми	248
11	Розрахункова витрата палива	$B_{розр}$	кг/с	$B_{розр} = \frac{D_{н.п} (i_{н.п} - i_{ж.в})}{Q_{р.р} \cdot \left(\frac{\eta_{котла}}{100} \right)}$	1,377
12	Коефіцієнт збереження теплоти	ϕ		$\phi = 1 - \frac{q_5}{\eta_{котла} + q_5}$	0,9999

4.5 Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь

Дані для розрахунку теплообміну в топці та побудови компоновального ескізу

1	Теплонапруга топкового простору	q_v	кВт/м ³	приймаємо	29580
2	Об'єм топки	V_T	м ³	$V_T = \frac{B_{розр} Q_{P.P.}}{q_v}$	1,89
3	Довжина топки	L_T	м	$L_T := A \cdot \sqrt{B_{розр}}$	3,8
4	Площа перерізу топки	F_T	м ²	$F_T := \frac{V_T}{L_T}$	1,9
5	Діаметр топки	D_T	м	$D_T = \sqrt{\frac{4V_T}{\pi L_T}}$	1,8
6	Розрахункова продуктивність однієї форсунки	$B_{форс}$	кг/с	$B_{форс} = \frac{B_{розр}}{N_{форс}}$	0,107

Побудова ескізу топки та уточнення розмірів					
7	Витрата повітря через отвір фурми:	V_ϕ	м ³ /с	$V_\phi = \frac{(\alpha V^0 B_{форс}) \cdot (t_{x.нов} + 273)}{273}$	1,55
8	Швидкість повітря через отвір фурми	ω'_ϕ	м/с	приймаємо	30
9	Живий перетин фурми	f'_ϕ	м ²	$f'_\phi = \frac{V_\phi}{\omega'_\phi}$	0,052
10	Розрахунковий діаметр фурми	d'_ϕ	м	$d'_\phi = \sqrt{\frac{f'_\phi}{0.785}}$	0,2663
11	Прийнятий діаметр фурми	d_ϕ	м	округляємо d'_ϕ	0,26
12	Прийнятий перетин фурми	f_ϕ	м ²	$f_\phi = 0.785 d_\phi^2$	0,053
13	Дійсна швидкість повітря через отвір фурми	ω_ϕ	м/с	$\omega_\phi = \frac{V_\phi}{f_\phi}$	29,16
14	Повна площа поверхні топки:	$F_{T.П.олн}$	м ²	$F_{T.П.олн} = 3.14 D_T H_T + \frac{2 \cdot \pi \cdot D_T^2}{4}$	3,02
15	Променесприймальна площа поверхні нагріву топки	$F_{T.П.ром}$	м ²	$F_{T.П.ром} = \left(3.14 D_T H_T - \frac{\pi d_\phi^2}{2} \right) + \frac{\pi \cdot D_T^2}{4}$	2,41
16	Ступінь екранування топки	$\phi_{топки}$		$\phi_{топки} = \frac{F_{T.П.ром}}{F_{T.П.олн}}$	0,798

17	Ефективна товщина випромінюючого шару топки	$S_{\text{топки}}$	М	$s_{\text{топки}} = 3.6 \frac{V_{\text{топки}}}{F_{\text{т.полн}}}$	2,48
Розрахунок теплообміну в топці:					
1	Ентальпія газів при адіабатній температурі	I_a	кДж/кг	$I_a = Q_{p,p}(1 - q_3) + I_{z.нов}$	45308
2	Адіабатна температура газів	t_a	°С	з I - T – діаграми	2100
3	Адіабатна температура газів:	T_a	К	$T_a = t_a + 273$	2373
4	Температура газів на виході із топки	t'_T	°С	приймаємо	1450
5	Температура газів на виході із топки	T_T	К	$T_a = t_a + 273$	1723
6	Тиск в топці	p_T	МПа	приймаємо	0,1
7	Ентальпія газів на виході із топки	I'_T	кДж/кг	з I - T – діаграми	30030
8	Середня сумарна теплоємність газів	ΣV_c	кДж/кг К	$\Sigma V_c = \frac{I_a - I'_T}{t_a - t'_T}$	23,5
9	Коефіцієнт ослаблення променів: сажистими частками: триатомними газами:	κ_c κ	1/МП а м	$k_c = 0.3(2 - \alpha) \left[1.6 \cdot \left(\frac{T'_T}{1000} \right) - 0.5 \right] \cdot \frac{C_p}{H_p}$ $k = \left[\left(\frac{2.47 + 5.06 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_n p_m s_{\text{топки}}}} \right) - 1 \right] \cdot \left(1 - 0.37 \frac{T'_T}{1000} \right) \cdot r_n$	4,81 0,968
10	Ступінь чорноти: триатомних газів: випромінюючого полум'я:	a_T $a_{св}$		$a_T = 1 - e^{-k \cdot p_m \cdot s_{\text{топки}}}$ $a_{св} = 1 - e^{-(k + k_c) \cdot p_m \cdot s_{\text{топки}}}$	0,213 0,761
11	Коефіцієнт усереднення (приймаємо) $q_{\text{топки.квт}} < 400 \text{ кВт/м}^2$: $q_{\text{топки.квт}} > 1160 \text{ кВт/м}^2$: для проміжних значень по ф-лі:	m		0.55 $m = 0.308 + 0.595 q_{\text{топки.квт}} \cdot 10^{-3}$	1,0
12	Ефективність ступеня чорноти факела:	a_ϕ		$a_\phi = m \cdot a_{св} + (1 + m) \cdot a_T$	1,188
13	Коеф. забруднення екранних труб:	ξ		приймаємо	0,4

14	Ступінь чорноти топки:	a_T		$a_m = \frac{a_\phi}{a_\phi + (1 - a_\phi) \cdot \zeta \cdot \phi_{\text{топки}}}$	1,05
15	Критерій Больцмана:	Bo		$Bo = \frac{\phi B_{\text{розр}} \sum V_C}{5.67 \cdot 10^{-11} \cdot \zeta F_{\text{м.пром}} T_a^3}$	3,51
16	Температура газів на виході з топки: безрозмірна у числовому вигляді:	Θ t_T	$^{\circ}\text{C}$	$\Theta = \frac{Bo^{0.6}}{0.69 a_m^{0.6} + 1.03 Bo^{0.6}}$ $t_T = \Theta T_a - 273$	0,732 1465
17	Розрахункова ентальпія газів на виході із топки:	I_T	кДж/кг	з $I-T$ – діаграми	30376
18	Теплова потужність променесприймаючої поверхні топки:	$Q_{\text{л}}$	кВт	$Q_{\text{л}} = \phi (I_a - I_T) B_{\text{розр}}$	1626,8
19	Похибка(не повинна перевищувати 5 %)		$^{\circ}\text{C}$	$t_T - t_T$	-15

Тепловий розрахунок конвективних поверхонь нагріву.

Конструктивний розрахунок конвективного притопкового пучка:					
1	Внутрішній діаметр труб	d	м	приймаємо	0,029
2	Крок труб : поперечний: поздовжній:	s_1 s_2	м	приймаємо	0,055 0,051
3	Повна довжина труб димогарного пучка труб	l	м	Приймаємо з ескізу	3,780
4	Кількість рядів труб	z_1		$z_1 := \frac{L_T}{s_1} - 0.5$	75
5	Теплова потужність паротвірного пучка:	$Q_{\text{п}}$	кВт	$Q_n = D_{\text{н.п}} \cdot (i_{\text{н.п}} - i_{\text{ж.с.в}}) - Q_{\text{л}}$	2631
6	Середня температура газів в пучку:	$t_{\text{п}}$	$^{\circ}\text{C}$ К	$t_n = \frac{t_{\text{вих}} + t_T}{2}$	856 1129
7	Середня швидкість газів в пучку:	ω_T	м/с	$\frac{B_{\text{форс}} \cdot l \cdot T_n}{273}$	1,86
8	Коефіцієнт теплопровідності газів:	λ_T	Вт/м К	табл. «Теплофізичні властивості димових газів»	0,096
9	Коеф. кінематичної вязкості газів:	ν_T	м ² /с	табл. «Теплофізичні властивості димових газів»	$14,3 \cdot 10^{-5}$
10	Критерій Прандтля газів:	Pr_T		табл. «Теплофізичні властивості димових газів»	0,594

					КРБ.6.135.4211.06.04.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		78

11	Коефіцієнт тепло- віддачі конвекцією (формули 6.32-6.34 Хряпченков А.С.):	α_k	Вт/м ² К	$\alpha_k = \left(\frac{\lambda_z}{d}\right) \cdot \left(\frac{\omega_z d}{\nu_z}\right)^{0.6} \cdot \text{Pr}_z^{0.33} C_z C_s$, де $\sigma_1 = \frac{s_1}{d}$ $\sigma_2 = \frac{s_2}{d}$ $\phi_\sigma = \frac{(\sigma_1 - 1)}{(\sigma_2 - 1)} = 1$ $C_s = 0.34 \cdot \phi_\sigma^{0.1} = 0.33$	34,02
12	Густина теплового потoku поверхні нагріву пучка:	q_n	Вт/м ²	приймаємо	20000
13	Коеф. забруднення труб пучка	ε	м ² /К Вт	приймаємо з рис. 6.3 [11]	8×10^{-3}
14	Температура зов- нішньої поверхні забруднюючого шару:	$t_{забр}$	°С	$t_{забр} = t_s + \varepsilon \cdot q_n$	324,9
15	Температура зов- нішньої поверхні забрудн.шару:	$T_{забр}$	К	$T_{забр} = t_{забр} + 273$	597,9
16	Ефективна тов- щина випроміню- ючого шару	$s_{эф}$	м	$s_{эф} = 0.9d \left[\left(\frac{4s_1 s_2}{\pi d^2} \right) - 1 \right]$	0,0826
17	Коефіцієнт ослаб- лення променів триатомними га- зами:	κ_n	1/МП а м	$k_n = \left[\left(\frac{2.47 + 5.06 \cdot r_{H_2O}}{r_n p_m s_{молеку}} \right) - 1 \right] \cdot \left(1 - 0.37 \frac{T_n}{1000} \right) \cdot r_n$	1,555
18	Ступінь чорноти триатомних газів:	$a_{г.п}$		$a_{г.п} = 1 - e^{-k_n \cdot p_m \cdot s_{молеку}}$	0,32
19	Коефіцієнт тепло- віддачі: випромінюванням триатомних газів: від газів до стінки :	$\alpha_{г}$ α_1	Вт/м ² К	$\alpha_{г} = 5.1 \cdot 10^{-8} a_{г.п} T_n^3 \frac{1 - \left(\frac{T_{забр}}{T_n} \right)^{3.6}}{1 - \frac{T_{забр}}{T_n}}$ $\alpha_1 = \alpha_{г} + \alpha_k$	44,83 78,84
20	Коефіцієнт тепло- вої ефективності:	ψ		приймаємо з табл.6.1 [11]	0,6
21	Коефіцієнт тепло- передачі:	k	Вт/м ² К	$k = \psi(\alpha_{г} + \alpha_k)$	47,3
22	Температурний на- пор:	Δt	°С	$\Delta t = \frac{t_T - t_{сидх}}{\ln(t_T - t_s) \ln(t_{сидх} - t_s)}$	748,8

23	Розрахункова поверхня нагріву паротвірного пучка:	$H_{\text{п}}$	м^2	$H_n = Q_n \frac{10^3}{k \cdot \Delta t}$	74,3
24	Поверхня нагріву одного ряду:	$H_{\text{р}}$	м^2	$H_p := \pi \cdot d \cdot l \cdot z_1$	28,2
25	Розрахункова кількість труб у стовпці:	Z_2	шт	$z = \frac{H_n}{H_p}$	3
26	Прийнята кількість труб у пучку:	$Z_{\text{пр}}$	шт	$z_{np} := z_2 \cdot z_1$	225
27	Прийнята поверхня нагріву при-топкового пучка:	$H_{\text{п.пр}}$	м^2	$H_{n.pr} = \pi \cdot d \cdot l \cdot z_{np}$	84,56

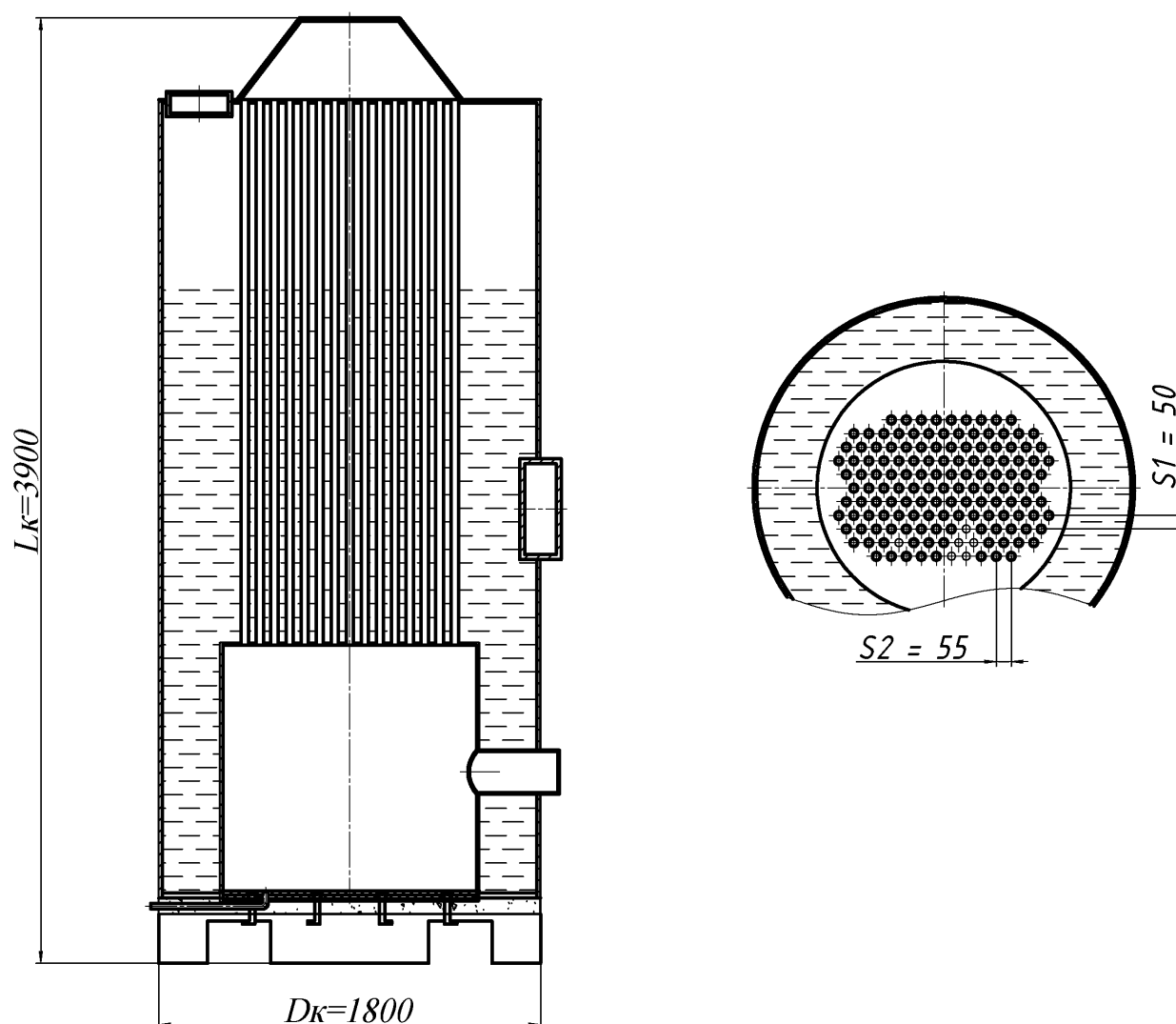


Рис. 4.5. Поперечний та поздовжній перетин котла

Висновки. Результатом проведеного розрахунку стало отримання числових значень, що характеризують площу поверхні теплообміну паротвірного пучка, а також визначення оптимальної кількості рядів труб у даному пучку. На основі отриманих результатів було виконано креслення як поздовжнього, так і поперечного перерізу допоміжного парового котла моделі KangRim PA02.

					КРБ.6.135.4211.06.04.ПЗ	Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4211.06.05.ПЗ								
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата									
					Визначення характеристик загальносуднової системи				Літ.	Арк.	Аркушів		
Студент	Томашевський										82	21	
Керівник	Кісстов Ю.В.								НУК				

Розділ 5 Визначення характеристик загальносуднової системи

5.1 Розробка розгорнутої принципової схеми

Вимоги Регістру до системи водяного пожежогасіння представлено в частині VI «Протипожежний захист», розділ 2 «Конструктивний протипожежний захист» та розділ 3.2. «Водопожежна система». Нижче представлені деякі з цих вимог. [13,14]

Розділ 2. Конструктивний протипожежний захист

2.1.1. Число и подача пожежних насосів.

2.1.1.1. На кожному судні, крім суден з екіпажем менше 3 чол, повинні бути передбачені пожежні насоси, магістралі, крани і рукава.

2.1.1.2. На вантажних суднах валовою місткістю 2000 і більше, якщо пожежа в будь-якому одному відсіку може вивести з ладу всі пожежні насоси, має бути встановлений стаціонарний аварійний пожежний насос з незалежним приводом.

2.1.1.3. Сумарна подача стаціонарних пожежних насосів, крім аварійного (якщо він є), повинна забезпечувати подачу води через ручні пожежні стволи в кількості, в м³/ч, не менш $Q = km^2$

2.1.1.4. На всіх суднах, за винятком пасажирських, загальна подача пожежних насосів може не перевищувати 180 м³/ч, якщо з умови забезпечення од-ночасної роботи інших систем, які споживають воду, не потрібна велика подача.

2.1.1.5. Кожен стаціонарний пожежний насос, крім аварійного, повинен мати подачу не менше 80% загальної необхідної подачі, поділений на необхідне число пожежних насосів, але не менше 25 м³/ч.

2.1.2. Основні вимоги до пожежних насосів.

2.1.2.1. Стаціонарні пожежні насоси, включаючи аварійний, можуть бути пристосовані для інших суднових потреб за умови, що на судні передбачено не менше двох насосів з незалежним приводом, один з яких знаходиться в постійній готовності до негайного введення в дію за прямим призначенням.

2.1.2.2. Насоси і трубопроводи, призначені для пожежних цілей, не повинні використовуватися для перекачування нафтопродуктів, масла або інших займистих рідин, а також в якості баластних насосів для цистерн, поперемінно заповнюваних паливом і баластом.

2.1.2.3. Пожежні насоси на напірної частини повинні бути забезпечені манометром.

Насоси, які можуть створити в пожежній магістралі тиск вище допустимого, повинні бути забезпечені запобіжними клапанами, відрегульованими на тиск, що перевищує робочий тиск у пожежній магістралі не більше ніж на 10%, і мають відведення води у всмоктувальну магістраль.

2.1.2.4. Стаціонарні пожежні насоси і їх кінгстони повинні бути встановлені нижче ватерлінії судна порожнем.

Пожежні насоси, розташовані поза машинних приміщень категорії А, повинні мати самостійний кінгстон в кожному з відсіків, в яких вони встановлені.

2.1.2.5. Всі пожежні насоси, включаючи аварійний, повинні розташовуватися в приміщеннях з плюсовою температурою.

2.1.3. Стаціонарний аварійний пожежний насос.

2.1.3.1. В якості приводу аварійного насоса може використовуватися двигун з запалюванням від стиснення, газотурбінний або електродвигун, який отримує живлення від аварійного джерела енергії.

2.1.3.2. Насос, джерела енергії для його приводу і прийомні кінгстони повинні бути розташовані таким чином, щоб вони не вийшли з ладу при виникненні пожежі в приміщеннях, де розташовані основні пожежні насоси.

За неможливості встановлення Кінгстона поза машинних приміщень для керування ним повинен бути передбачений механічний привід з місця установки або пуску насоса.

2.1.3.3. Якщо насос встановлюється вище найбільш низькою ватерлінії, можливою в умовах експлуатації судна, повинні бути передбачені надійні зв'язаних пристрою.

					КРБ.6.135.4211.06.05.ПЗ	Лист
						84
Зм.	Арк	№ документа	Підпис	Дата		

2.1.3.4. Для приводу насоса в його приміщенні повинна бути передбачена видаткова паливна цистерна місткістю , достатньою для роботи насоса протягом не менше 3 ч.

За межами приміщення основних пожежних насосів повинні матися запаси палива для роботи насоса додатково протягом 15 ч. Двигун насоса повинен запускатися вручну або від стартерного пристрою, що забезпечує не менше шести пусків протягом 30 хв і не менше двох протягом перших 10 хв . При потужності двигуна більше 15 кВт має передбачатися незалежне стартерний пристрій.

2.1.3.5. Подача аварійного насоса повинна бути достатньою для забезпечення одночасної роботи двох ручних стволів з найбільшим діаметром насадки, і повинна бути не менше 40% загальної необхідної подачі пожежних насосів, але не менше 25 м³/ч.

2.1.4. Трубопроводи.

2.1.4.1. Діаметр пожежної магістралі та її відростків повинен бути достатнім для ефективного розподілу води при максимально необхідної подачі двох одночасно працюючих пожежних насосів. На вантажних суднах достатньо, щоб їх діаметр забезпечував подачу тільки 140 м³/ч.

2.1.4.2. Трубопроводи водопожежної системи, що виходять на відкриті палуби або в неопалювані приміщення, для запобігання замерзання повинні обладнуватися запірною арматурою, яка встановлюється в неопалюваних приміщеннях, і пристроями для спуску води.

2.1.4.3. У кожного пожежного насоса на приймальній та напірній трубах повинні бути встановлені запірні клапани.

На прийомних трубах допускається встановлення клінкета.

На суднах валовою місткістю 500 і більше клапани на напірних трубах насосів повинні бути незворотно-запірного типу.

2.1.4.4. Для відключення ділянки трубопроводу, розташованого в машинному приміщенні, в якому знаходяться пожежний насос або насоси, від

основної магістралі, в легкодоступному місці за межами цього приміщення повинні передбачатися роз'єднувальні клапани.

Розташування пожежної магістралі має бути таким, щоб при закритих роз'єднувальних клапанах вода від пожежного насоса, розташованого за межами машинного приміщення, могла подаватися через трубопроводи, прокладені в обхід цього приміщення, до всіх пожежних кранів, крім розташованих у зазначеному машинному приміщенні.

Для аварійного пожежного насоса допускається прокладання коротких ділянок напірного і всмоктуючого трубопроводів через машинні приміщення, якщо їх прокладка в обхід приміщення практично неможлива, та за умови, що для забезпечення цілісності пожежної магістралі такі трубопроводи будуть укладені в міцний сталевий кожух.

2.1.5. Пожежні крани.

2.1.5.1. Кожен пожежний кран повинен бути обладнаний запірним клапаном і стандартною сполучної головкою швидкоз'єднувального типу. Крани, встановлені на відкритих палубах, також повинні бути забезпечені бистросмикається головкою-заглушкою або рівноцінним пристроєм.

2.1.5.2. Пожежні крани не повинні бути віддалені один від одного більш ніж на 20 м для внутрішніх приміщень і більш ніж на 40 м для відкритих палуб.

2.1.5.3. Не допускається розміщувати пожежні крани в кінці тупикових коридорів, в спеціальних електричних приміщеннях, а також у закритих і рідко відвідуваних приміщеннях.

2.1.5.4. У кожного пожежного насоса на напірному трубопроводі безпосередньо між насосом і запірним клапаном повинен бути встановлений пожежний кран.

2.1.5.5. Всі пожежні крани повинні бути пофарбовані в червоний колір.

Розділ 3.2. Водопожежна система

3.2.1 Число і подача пожежних насосів.

3.2.1.1 На кожному судні, крім 3.2.1.6, повинні бути передбачені пожежні насоси, магістралі, крани та рукави. Число стаціонарних пожежних насосів з

					КРБ.6.135.4211.06.05.ПЗ	Лист
						86
Зм.	Арк	№ документа	Підпис	Дата		

незалежними приводами та мінімальним тиском у всіх кранах при подачі через будь-які суміжні крани двома насосами одночасно кількості води, яка зазначена в 3.2.5.1, повинні бути не менше ніж вказаних у табл. 3.2.1.1; при цьому довжина рукавів повинна відповідати вимогам 5.1.4, а діаметр насадок стволів – 5.1.5.

На суднах обмеженого району плавання, що не здійснюють міжнародних рейсів (крім пасажирських), валовою місткістю менше 2000 за особливим погодженням з Регістром може бути переглянуто число насосів, які необхідні за табл. 3.2.1.1. На плав кранах з валовою місткістю менше 2000 допускається встановлення одного пожежного насоса. Тиск, що створюється пожежними насосами, має бути достатнім для забезпечення роботи інших систем пожежогашіння.

3.2.1.2 На пасажирських суднах з валовою місткістю менше 1000, і на вантажних суднах з валовою місткістю 2000 і більше, повинен бути встановлений аварійний пожежний насос з подачею трохи менше $25 \text{ м}^3/\text{год}$, а на вантажних суднах з валовою місткістю менше 2000 – подачею не менше $15 \text{ м}^3/\text{год}$ з незалежним приводом, якщо пожежа в будь-якому одному приміщенні може вивести з ладу всі основні пожежні насоси. Джерело енергії насоса і кінгстону повинні знаходитися за межами приміщень, в яких розташовані основні пожежні насоси або їх джерела енергії (див. також 3.2.4.2 і 3.2.5.8).

3.2.1.3 Аварійний пожежний насос, якщо він встановлюється, повинен відповідати вимогам 3.2.4.

3.2.1.4 На додаток до зазначеного в 3.2.1.2 на пасажирських суднах з валовою місткістю менше 1000 і на вантажних суднах аварійний пожежний насос повинен встановлюватися також у випадках, якщо:

- два основних пожежних насоси з кінгстонами і джерелами енергії для кожного насоса не встановлені в приміщеннях, які відгороджені перекриттями, щонайменше, типу А-0, таким чином, щоб пожежа в одному відсіку не призвела до виходу з ладу обох насосів;

					КРБ.6.135.4211.06.05.ПЗ	Лист
						87
Зм.	Арк	№ документа	Підпис	Дата		

- один з основних пожежних насосів розташований у іншому приміщенні, яке має більш ніж одну суміжну перебірку або палубу з приміщенням, у якому розташований інший основний пожежний насос.

3.2.1.5. Сумарна подача стаціонарних пожежних насосів, крім аварійних, при тиску у будь якому крану, не менше ніж зазначено у табл.3.2.1.1., повинна забезпечувати подачу води для боротьби з пожежею у кількості, не менш:

$$Q = km,$$

$$\text{де } m = 1,68\sqrt{L(B + D)} + 25$$

L – довжина судна

B – ширина судна, м;

D – висота борта, м;

k – коефіцієнт, що дорівнює:

0,016 – для пасажирських суден з індексом поділу на відсіки $R \geq 0,5$;

0,012 – для пасажирських суден з індексом поділу на відсіки $R < 0,5$;

0,008 – для всіх останніх суден;

R – індексом поділу на відсіки, що визначається згідно частини V «Поділ на відсіки».

У всіх випадках для пасажирських суден та грузових суден з валосою місткістю більше 500, пожежні насоси повинні забезпечувати подачу води для боротьби з пожежею під вказаним у табл. 3.2.1.1. тиском у наступній кількості:

- На пасажирських суднах – не менше двох третьої, від тієї кількості води, яка відкачується з трюму осушувальних насосів.

3.2.1.10 Кожен стаціонарний пожежний насос, крім аварійного, повинен мати подачу не менше 80% загальної необхідної подачі, поділений на необхідне число пожежних насосів, але не менше 25 м³/год.

3.2.1.11 Якщо число встановлених пожежних насосів перевищує необхідне, то подача додаткових насосів повинна бути не менше 24 м³/год і має забезпечувати роботу не менше двох магістралей одночасно.

Опис системи та її розташування на судні

За допомогою системи водяного пожежогасіння пожежу гасять потужним струменем води. Ця система проста, надійна та отримала широке розповсюдження як на річних, так і на морських судах. Основними її елементами є: пожежні насоси, магістральний трубопровід з відростками, пожежні крани (рожки), та шланги (рукава) зі стволами (брандспойтами). Систему водяного пожежогасіння використовують для гасіння пожежі в машинних відділеннях, в житлових, службових та загальних приміщеннях, на відкритих ділянках палуб, платформ, рубок та надбудов.

У якості пожежних насосів використовують звичайно одноколісні відцентрові насоси.

Насос, встановлений у машинному відділенні, приймає воду з кінгстонного розподільного каналу машинної установки.

Насос, встановлений у коридорі гребного вала, приймає воду з власного кінгстонного ящика.

Магістральний трубопровід системи водяного пожежогасіння проектують кільцевим з поперечними перемичками з роз'єднувальними клапанами на кожній з них. Магістраль прокладена під палубою, від магістрального трубопроводу йдуть відростки до пожежних кранів, призначених для тушіння пожег на палубі, від перемичок – у трюмах.

5.2 Гідравлічний розрахунок системи.

Вибір та обґрунтування основних розрахункових параметрів

Параметри заборотної води:

- температура – 293 К;
- густина – 1028 кг/м³;
- коефіцієнт кінематичної в'язкості – $1,1 \cdot 10^{-6}$ м/с.

Визначимо сумарну подачу стаціонарних пожежних насосів згідно вимог Регістру:

$$m = 1,68\sqrt{L(B + D)} + 25 = 1,68\sqrt{208,0(28,6 + 17,9)} + 25 = 190,22 \text{ мм}$$

					КРБ.6.135.4211.06.05.ПЗ	Лист
						89
Зм.	Арк	№ документа	Підпис	Дата		

$$Q = km^2 = 0,012 \cdot 190,22^2 = 434,21 \text{ м}^3/\text{год}$$

Так як отримане значення перевищує передбачені Регістром 180 м³/год, то візьмемо до установки насос KWPК 200-500, подачею 630 м³/год. Даний насос також зможе обслуговувати інші системи .

Напір у кранів приймаємо з невеликим запасом $H_k = 0,45$ МПа (45 м.вод.ст.).

Витрата води $q_{ст}$ в пожежному стволі розраховуємо для найбільшого прийнятого діаметра сплиску $d_{спр} = 0,019$ м:

$$q_{ст} = \mu F \sqrt{2gH_k} = \mu \frac{\pi d_{спр}^2}{4} \sqrt{2gH_k},$$

де μ – коефіцієнт витрати (для ствола приймаємо 0,97 – 0,98); F – площа перерізу отвору сплиску діаметром $d_{спр}$.

$$q_{ст} = 0,98 \frac{3,14 \cdot 0,019^2}{4} \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 45} = 0,0082 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 29,7 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$$

Розрахуємо витрату води $Q_{ш}$ в пожежному стволі для найменшого прийнятого діаметра сплиску $d_{спр} = 0,012$ м:

$$q_{ст} = 0,98 \frac{3,14 \cdot 0,012^2}{4} \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 45} = 0,0033 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 11,8 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$$

Розбиваємо трубопровід на ділянки і визначаємо діаметри ділянок при тушінні пожежі через верхній клапан надбудови (самий високо розміщений) і для найбільш віддаленої горизонтальної ділянки – від всмоктуючого трубопроводу насоса до палубного крану в носовій частині. Розрахункова схема приведена на рис. 5.1.

Згідно вимогам Регістру швидкості в напірних трубопроводах протипожежної системи допускається 4 м/с, у всмоктуючому трубопроводі 2,5 м/с. Розглянемо верхній клапан в надбудові, розіб'ємо трубопровід на ділянки з постійною витратою і діаметром.

Діаметр i -ої ділянки визначимо за формулою:

$$d_i = \sqrt{\frac{4Q_i}{\pi v}},$$

					КРБ.6.135.4211.06.05.ПЗ	Лист
						90
Зм.	Арк	№ документа	Підпис	Дата		

де Q_i – витрата на i -ій ділянці, м³/с; v – швидкість, м/с. Результати розрахунків занесемо до табл.1. Далі в розрахунках будемо використовувати умовний стандартний діаметр для сталених трубопроводів за ДСТУ 8938:2019. [15]

Таблиця 5.1. Витрата води і внутрішній діаметр на ділянках водопожежної системи

Номер ділянки	Витрата, м ³ /год	Діаметр розрахунковий, м	Діаметр прийнятий умовний, м
1 – 2 (всмоктуючий)	630	0,293	0,300
2 – 3	630	0,236	0,250
3 – 4	380	0,183	0,200
4 – 5	190	0,130	0,150
5 – 6	11,8	0,0323	0,032

Так як вода від одного насосу надходить із горизонтальної ділянки і в носову, і в кормову частини, то приймемо відношення рівне відношенню кількості відростків – 4:6. Тобто, до кормової частини надходить 250 м³/ч, до носової – 380 м³/ч.

Гідравлічний розрахунок системи водяного пожежогасіння виконаний для найбільш віддаленого відростка системи водяного пожежогасіння. Дані за коефіцієнтами місцевих опорів для кожної ділянки розрахункової схеми наведено в табл.5.2. Результати гідравлічних розрахунків для різних режимів роботи системи приведено у табл.5.3, 5.4, 5.5.[16]

Таблиця 5.2. Коефіцієнти місцевих опорів розрахункової ділянки

Ділянка	Місцеві опори, їх кількість	Коефіцієнти	Сумарний коефіцієнт місцевих опорів
1 – 2	вхід в трубу – 1	0,5	17,9
	приймальна сітка – 1	0,4	
	фільтр – 1	11,3	
	клапан запірний про- хідний – 2	3,7	
	відвід під 90° – 2	0,8	
	трійник – 1 (на розпо- ділення)	1,2	
2 – 3	хрестовина – 2 (на розподілення)	1,7	6,5
	відвід під 90° – 1	0,8	
	клапан незворотний прохідний – 1	4,0	
3 – 4	хрестовина – 1 (на розподілення)	0,85	0,85
4 – 5	трійник – 1 (на розпо- ділення)	1,2	4,9
	клапан запірний про- хідний – 1	3,7	
5 – 6	відвід під 90° – 2	1,6	1,6

Таблиця 5.3. Гідравлічний розрахунок ділянки системи при подачі 100% від номінальної

№ п/п	Параметр	Позначення	Номер ділянки				
			1 – 2	2 – 3	3 – 4	4 – 5	5 – 6
1	Подача, м ³ /с	Q	0,175	0,175	0,106	0,053	0,0033
2	Температура, °С	T	20				
3	Густина води, кг/м ³	ρ	1025				
4	Коефіцієнт кінематичної в'язкості, м ² /с	ν	1,004·10 ⁻⁶				
5	Діаметр труби, м	d	0,300	0,250	0,200	0,150	0,032
6	Надбавка на напір кранів, м.вод.ст		0	0	0	0	45
7	Довжина вертикальної складової ділянки, м	$\Delta z = z_i - z_{i-1}$	1,0	7,0	9,0	0	1,0
8	Статична складова витрат, м. вод. ст	$H_{ст} = \Delta z \rho g 10^{-4}$	1,005	7,031	9,041	0	1,005
9	Довжина ділянки, м	l	3,0	8,0	9,0	68,0	24,0
10	Абсолютна шерохватість, м	Δ	0,0001				
11	Швидкість, м/с	$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$	2,48	3,57	3,38	3,0	4,1
12	Число Рейнольдса	$Re = \frac{vd}{\nu}$	185774	222929	168789	112526	32842
13	Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,018	0,018	0,019	0,021	0,029
14	Сума коефіцієнтів місцевих опорів	Σξ	17,9	6,5	0,85	4,9	1,6
15	Місцеві втрати напору, м.вод.ст	$H_{мест} = \Sigma \xi \frac{v^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	5,743	4,324	0,506	2,307	1,41
16	Втрати напору на тертя, м.вод.ст	$H_{тр} = \lambda \frac{lv^2 \rho}{2gd} 10^{-3}$	0,057	0,381	0,511	4,433	19,521
17	Втрати напору сумарні, м.вод.ст	$H_{сум} = H_{тр} + H_{мест} + H_{ст}$	6,805	11,737	10,058	6,741	21,936
18	Втрати напору на розрахунковій ділянці, м.вод.ст	$H_{сум}^{уч} = \Sigma H_{сум}$	57,277				

Таблиця 5.4. Гідравлічний розрахунок ділянки системи при подачі 80% від номінальної

№ п/п	Параметр	Позначення	Номер ділянки				
			1 – 2	2 – 3	3 – 4	4 – 5	5 – 6
1	Подача, м ³ /с	Q	0,14	0,14	0,0848	0,053	0,0033
2	Температура, °С	T	20				
3	Густина води, кг/м ³	ρ	1025				
4	Коефіцієнт кінематичної в'язкості, м ² /с	ν	1,004·10 ⁻⁶				
5	Діаметр труби, м	d	0,300	0,250	0,200	0,150	0,032
6	Надбавка на напір кранів, м.вод.ст		0	0	0	0	45
7	Довжина вертикальної складової ділянки, м	$\Delta z = z_i - z_{i-1}$	1,0	7,0	9,0	0	1,0
8	Статична складова витрат, м. вод. ст	$H_{\text{ст}} = \Delta z \rho g 10^{-4}$	1,005	7,031	9,041	0	1,005
9	Довжина ділянки, м	l	3,0	8,0	9,0	68,0	24,0
10	Абсолютна шерохватість, м	Δ	0,0001				
11	Швидкість, м/с	$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$	1,98	2,85	2,70	2,40	3,28
12	Число Рейнольдса	$Re = \frac{vd}{\nu}$	148619	178343	135031	90021	26273
13	Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,018	0,018	0,019	0,021	0,030
14	Сума коефіцієнтів місцевих опорів	Σξ	17,9	6,5	0,85	4,9	1,6
15	Місцеві втрати напору, м.вод.ст	$H_{\text{мест}} = \Sigma \xi \frac{v^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	3,676	2,768	0,324	1,476	0,902
16	Втрати напору на тертя, м.вод.ст	$H_{\text{тр}} = \lambda \frac{lv^2 \rho}{2gd} 10^{-3}$	0,038	0,251	0,336	2,918	12,794
17	Втрати напору сумарні, м.вод.ст	$H_{\text{сум}} = H_{\text{тр}} + H_{\text{мест}} + H_{\text{ст}}$	4,718	10,05	9,70	4,395	14,701
18	Втрати напору на розрахунковій ділянці, м.вод.ст	$H_{\text{сум}}^{\text{уч}} = \Sigma H_{\text{сум}}$	43,564				

Таблиця 5.5. Гідравлічний розрахунок ділянки системи при подачі 120% від номінальної

№ п/п	Параметр	Позначення	Номер ділянки				
			1 – 2	2 – 3	3 – 4	4 – 5	5 – 6
1	Подача, м ³ /с	Q	0,21	0,21	0,127	0,053	0,0033
2	Температура, °С	T	20				
3	Густина води, кг/м ³	ρ	1025				
4	Коефіцієнт кінематичної в'язкості, м ² /с	ν	1,004·10 ⁻⁶				
5	Діаметр труби, м	d	0,300	0,250	0,200	0,150	0,032
6	Надбавка на напір кранів, м.вод.ст		0	0	0	0	45
7	Довжина вертикальної складової ділянки, м	$\Delta z = z_i - z_{i-1}$	1,0	7,0	9,0	0	1,0
8	Статична складова витрат, м. вод. ст	$H_{ст} = \Delta z \rho g 10^{-4}$	1,005	7,031	9,041	0	1,005
9	Довжина ділянки, м	l	3,0	8,0	9,0	68,0	24,0
10	Абсолютна шерохватість, м	Δ	0,0001				
11	Швидкість, м/с	$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$	2,97	4,28	4,05	3,6	4,92
12	Число Рейнольдса	$Re = \frac{vd}{\nu}$	222929	267515	202547	135031	39410
13	Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,018	0,018	0,019	0,02	0,029
14	Сума коефіцієнтів місцевих опорів	Σξ	17,9	6,5	0,85	4,9	1,6
15	Місцеві втрати напору, м.вод.ст	$H_{мест} = \Sigma \xi \frac{v^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	8,271	6,228	0,729	3,322	2,030
16	Втрати напору на тертя, м.вод.ст	$H_{тр} = \lambda \frac{lv^2 \rho}{2gd} 10^{-3}$	0,081	0,539	0,722	6,253	27,632
17	Втрати напору сумарні, м.вод.ст	$H_{сум} = H_{тр} + H_{мест} + H_{ст}$	9,356	13,798	10,492	9,576	30,667
18	Втрати напору на розрахунковій ділянці, м.вод.ст	$H_{сум}^{уч} = \Sigma H_{сум}$	73,889				

5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на міцність трубопроводу

Побудова суміщених характеристик трубопроводу та нагнітача.

Для установки у системі приймаємо насос KWPК 200-500 [17].

Допустима вакууметрична висота всмоктування насосу 4 м вод. ст., подача насоса в робочій точці $Q = 630 \text{ м}^3/\text{год}$, створюваний тиск – 68 м.вод.ст, потужність електродвигуна – 180 кВт.

На рис.5.2 представлено напірно-витратну характеристику насосу KWPК 200-500, а сам насос представлений на рис. 5.3. На рис. 5.4 зображено суміщену напірно-витратну характеристику насосу та системи.

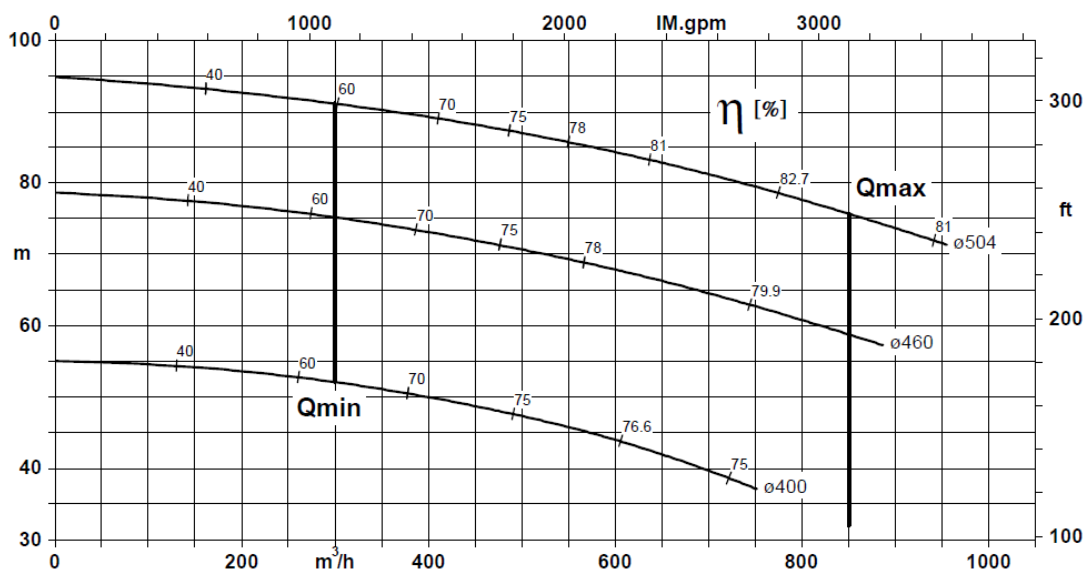


Рис. 5.2. Напірно-витратна характеристика насосу KWPК 200-500 з різними видами та діаметрами робочих колес

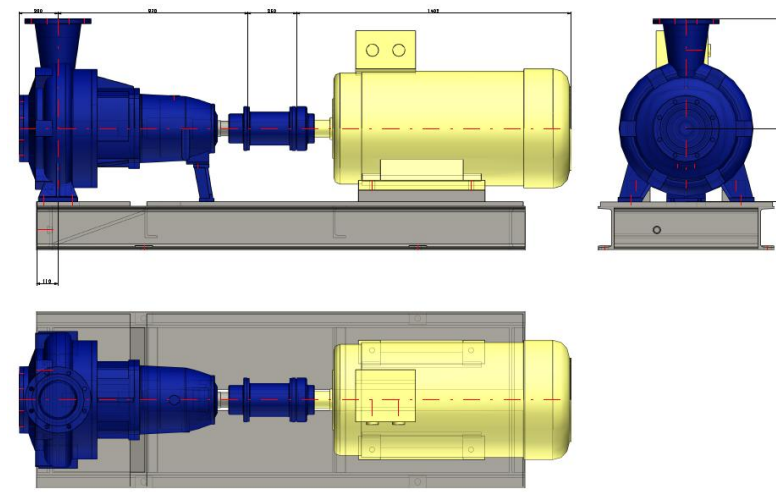


Рис. 5.3. Насос KWPК 200-500

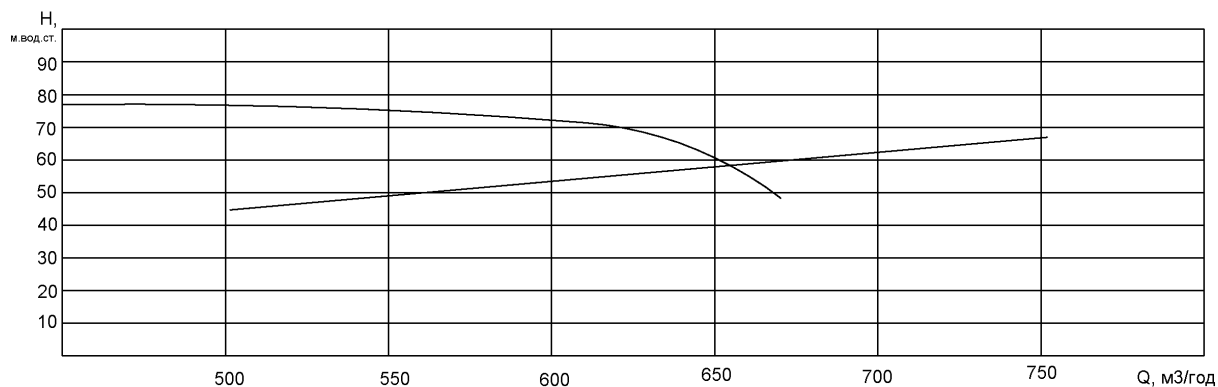


Рис. 5.4. Суміщена напірно-витратна характеристика насосу та системи

Підбір та опис основних елементів, арматури та шляхових з'єднань системи [7]

Для з'єднання труб в даній системі використовуються фланцеві, штуцерні, муфтові і обтискні з'єднання (рис. 5.5, 5.6, 5.7).

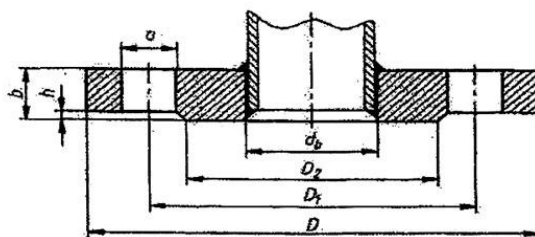


Рис. 5.5. Фланець плоский сталевий



Рис. 5.6. Штуцерні з'єднання приварні

а – відгалужувальне; б – проміжне

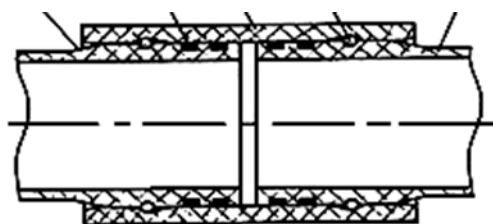


Рис. 5.7. Муфтове з'єднання

Для оберігання кінцево-змонтованого на судні трубопроводу від вібрації і провисання труби закріплюють підвісками (рис. 5.8), а деякі, особливо тяжкі труби монтують на спеціальні жорсткі опори.

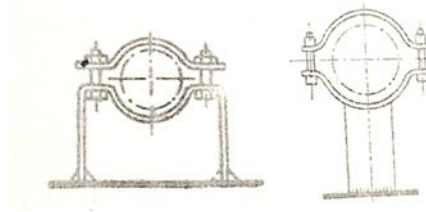


Рис. 5.8. Підвіски, що застосовуються для закріплення труб

У системі водяного пожежогасіння застосовують прийомні сітки, які служать для захисту труб, арматури, механізмів від попадання в них сторонніх предметів, які можуть порушити нормальну роботу трубопроводу (рис. 5.9). Сітки встановлюють в цистернах або відсіках на кінцях всмоктувальних труб.

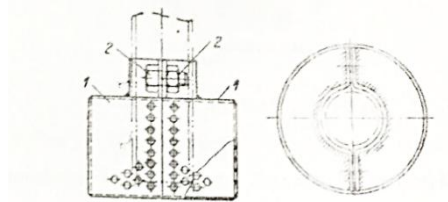


Рис. 5.9. Прийомна сітка з боковими отворами

1– роз'ємна половина сітки; 2 – болт, що кріпить дві половини сітки на трубі

У системі встановлені незворотно-запірні клапани – для пропуску робочого середовища в одному напрямку (рис. 5.10).

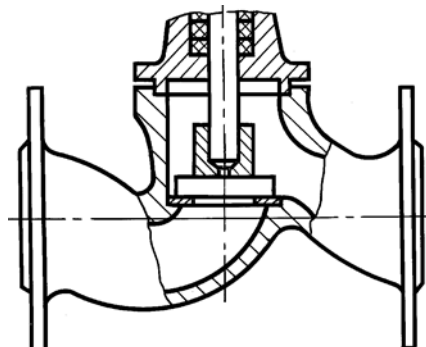


Рис. 5.10. Незворотно-запірний клапан

У кожного пожежного насосу встановлюються запірні дистанційно-керовані клапани, кожний пожежний кран також забезпечений запірним клапаном (рис. 5.11). Характерним для запірних клапанів є те, що тарілка, що закриває прохід, переміщується за допомогою штока, з'єднаного з нею. В той час тарілка може повертатись відносно штока. Така конструкція дає можливість при посадці тарілки на сідло клапана запобігти стирання і зношення ущільнюючих поверхонь сідла корпусу і тарілки.

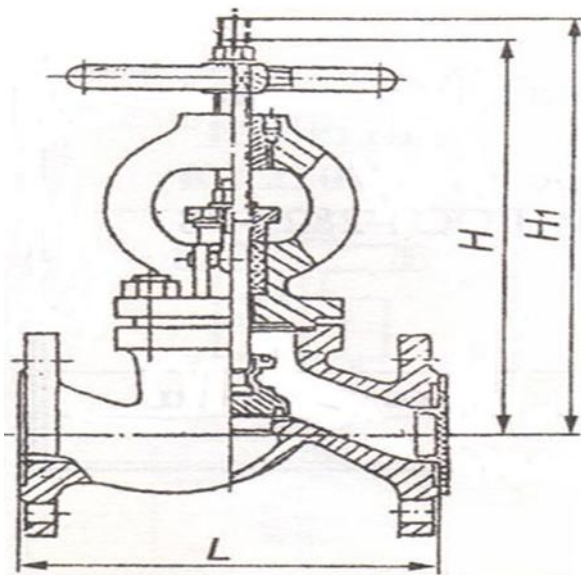


Рис. 5.11. Прогідний запірний стальний фланцевий клапан

Обов'язковими елементами системи є кінгстони з решітками, крани пожежні, ствольні наконечники (рис. 5.12, 5.13, 5.14).

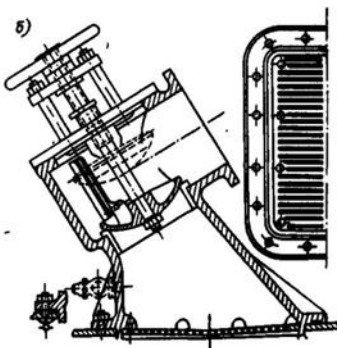


Рис. 5.12. Приймальний кінгстон з решіткою

Зм.	Арк	№ документа	Підпис	Дата

КРБ.6.135.4211.06.05.ПЗ

Лист

100

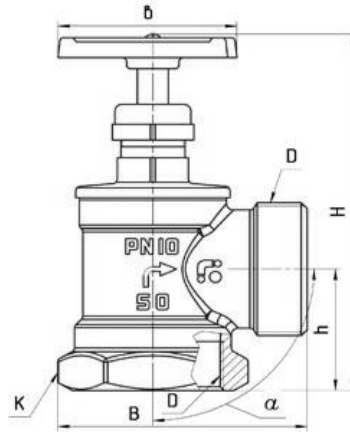


Рис. 5.13. Кран пожежний

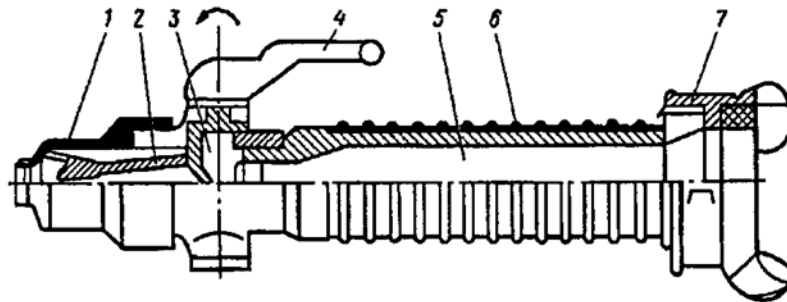


Рис. 5.14. Ствольний наконечник (пожежний ствол)

1 – стакан; 2 – вкладиш; 3 – перекриваючий пристрій; 4 – ручка; 5 – корпус ствола; 6 – з'єднувальна головка; 7 – термоізолюючий чехол; 8 – ремінь

5. Розрахунок трубопроводу на міцність

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

$$S = \frac{S_0 + b + c}{1 - (a/100)} = 3,1 \text{ мм}$$

де S_0 – теоретична товщина стінки, мм;

$$S_0 = \frac{dP}{2\sigma\varphi + p} = 0,09 \text{ мм},$$

де d – зовнішній діаметр труби, мм (обираємо трубу з діаметром 219 мм);

P – розрахунковий тиск спрацювання запобіжних клапанів, МПа;

p – розрахунковий тиск у системи, МПа;

φ – коефіцієнт надійності (для безшовних труб приймаємо 1);

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

σ – припустиме нормальне навантаження, МПа

$$b = 0,4S_0 \frac{d}{R_n} = 0,011 \text{ мм}$$

R_n – середній радіус погину труби;

c – прибавка на корозію, мм;

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

Товщина стінки обраного трубопроводу складає 9,5 мм, що більше ніж необхідне значення із умов міцності металу. Обраний трубопровід буде витримувати розрахункове навантаження.

Висновки. Таким чином, для парому судна спроектована та розрахована система водяного пожежогасіння головної палуби, а також зроблено підбір основного комплектуючого обладнання.

					КРБ.6.135.4211.06.05.ПЗ	Лист
						102
Зм.	Арк	№ документа	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4211.06.06.ПЗ											
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата												
					Охорона праці у машинному відділенні					Літ.		Арк.	Аркушів			
Студент		Томашевський											103	8		
Керівник		Кісстов Ю.В.								НУК						

Розділ 6. Охорона праці у машинному відділенні судна

6.1 Характеристика потенційних небезпек і шкідливостей у машинному відділенні [18].

Машинно-котельне відділення судна в зв'язку з наявністю в ньому різного устаткування і механізмів являє собою об'єкт підвищеної небезпеки зі значною кількістю небезпечних і шкідливих факторів. До числа цих факторів відносяться:

- машини та механізми, розташовані на судні, рухомі частини яких викликають підвищену небезпеку в МВ;
- посудини та установки, що працюють під тиском;
- електроустаткування;
- шкідливі речовини, що виділяються під час роботи устаткування;
- шум та вібрація;
- теплове та електромагнітне випромінювання;
- недостатнє освітлення

Розглянемо окремо кожний з вище перерахованих небезпечних і шкідливих факторів.

Характеристики машин і механізмів, розташованих на судні, рухомі частини яких викликають підвищену небезпеку в МВ та вимоги до них стосовно зниження рівня їх небезпеки.

Небезпека цього фактора полягає у травматизмі вахтового персоналу у зв'язку зі здійсненням різних рухів машинами, обладнанням, що знаходиться в приміщенні судна. У проекті судна передбачаються наступні міри безпеки: установка огорожень, установка запобіжних захисних засобів, призначених для автоматичного відключення агрегатів і машин, блокувальні пристрої, що виключають можливість проникнення людини в небезпечну зону, пристрої, що сигналізують та дають інформацію про роботу обладнання, а також про небезпечні і шкідливі фактори, що при цьому виникають, системи дистанційного керування, яким притаманне здійснення контролю і

регулювання роботи обладнання здійснюється з ділянок, віддалених від небезпечної зони.

Посудини та установки, що працюють під тиском

До посудин під тиском відносяться:

- Балони для зберігання стисненого повітря і газу, встановлені на судні і забезпечують нормальну експлуатацію енергетичної установки і судових систем (пускові, тифонні), вуглекислого та інших систем пожежогасіння;
- Балони стиснутого або скрапленого газу, що доставляються на судно (у процесі експлуатації) і службовці для поповнення штатних судових ємностей систем, що працюють на цьому газі, або періодично використовувані для роботи (балони для холодильних агентів рефрижераторних установок, балони для газів, споживаних газозварювальними установками, балони для поповнення сатураторів та ін)
- Пристрої, що є проміжні ємності робочої рідини, що знаходяться під тиском понад 0,05 МПа (0.5 бар), але не службовці для зберігання стиснутого або скрапленого газу (пневмоцистерни, фекальні цистерни з продувкою стисненим повітрям і ін.)

Транспортування і зберігання стандартних балонів ємністю більше 12 л дозволяється тільки з накрученими ковпаками. При транспортуванні та зберіганні балонів з отруйними та горючими газами на бічні штуцери вентилів балонів повинні бути поставлені заглушки.

Пожежна безпека

Наявність палива і масла в МКВ створюють стан підвищеної пожежної небезпеки. У зв'язку з цим передбачений ряд заходів, направлених на зменшення пожеже небезпечності, на запобігання і гасіння пожежі. Для гасіння пожежі в МКВ передбачені протипожежні системи: виявлення спалаху, водяної і об'ємної пожежогасінні. МКВ також обладнується вогнегасниками.

					БР.6.051201.4211.06.ПЗ.06	Лист
						105
Зм.	Арк	№ документа	Підпис	Дата		

Основні типи шкідливих речовин, що виділяються під час роботи енергетичного устаткування. Заходи для уникнення їх шкідливого впливу.

З основних забруднень, що можуть бути присутні у МВ - вуглеводні, сірчаний і сірчистий ангідрид. Згідно з ГОСТ 12,1,005-76 встановлені гранично допустимі норми шкідливих речовин у повітрі робочої зони, для деяких з них приведені в таблиці 6.1. Тут клас небезпеки: 1-й — надзвичайно небезпечні, 2-й — високо небезпечні, 3-й — помірно небезпечні, 4-й — мало небезпечні; агрегатні стани: а — аерозолі, п — пари або газу.

Таблиця 6.1 Норми шкідливих речовин у повітрі

Речовина	Величина ПДК м/м ³	Клас небезпеки	Агрегатний стан
Двоокис азоту	0,085	1	П
Сажа (кіптява)	0,15	1	А
Сірчистий ангідрид	0,5	1	П
Хлор	1	2	П
Окис вуглецю	3	2	П
Соляна кислота	5	2	П
Окис заліза	5,5	4	А
Ацетон	200	4	П

Захист - вентиляція, а також газо-пилоуловлюючі засоби індивідуального захисту й устаткування.

Джерела шуму та вібрації на судні

Вплив на організм людини вібрацій, викликаних роботою обладнання в МКВ (ГД, ДГ, валопроводу і т.д.). Систематичний вплив вібрацій може бути причиною вібраційної хвороби. Відповідно до ДСТ 12,1,012-78 норми по обмеженню загальних вібрацій (підлоги, сидінь і т.п.) встановлюють величину логарифмічного рівня коливальної швидкості в основних діапазонах із середньгеометричними значеннями: 2, 4, 8, 16, 32, 63 Гц, а норма по обмеженню локальної вібрації в октавних смугах частот із середньгеометричними значеннями: 16, 32, 63, 125, 250, 500, 1000 Гц

(гігієнічні норми встановлені для тривалості робочої зміни 8 годин.). Власні частоти більшості внутрішніх органів людини 6-9 Гц, голови 25-30 Гц.

Підвищений рівень електромагнітних випромінювань.

Для захисту від впливу електромагнітних полів, створених антенами, генераторами, розподільними щитами, застосовують різні екрани, що відбивають чи поглинають електромагнітні випромінювання, використання засобів індивідуального захисту - комбінезони і халати з металізованої тканини. Рівні припустимого електромагнітного опромінення визначені ДСТ 12,1,006-76 «Електромагнітні поля радіо частот. Загальні вимоги безпеки» Нормовані параметрами в діапазоні частот 60 кГц-300 МГц є напруженості Е и Н електромагнітного поля не повинні перевищувати значень, зазначених у таблиці 6.2

Таблиця 6.2 Нормовані параметри

По електричній складовій				
F, МГц	0,06-3	3,0-30	30-50	50-300
E, У/м	50	20	10	5
По магнітній складовій				
P,МГц	0,06-1,5		30-50	
E, В/м	5		0,3	

Температура повітря, вологість, швидкість повітря.

Підвищена температура повітря в робочому приміщенні викликає швидку стомлюваність організму, перегрів. Це веде до зниження працездатності і може стати причиною травматизму. Низька температура може викликати місцеве чи загальне охолодження організму. Для підтримки нормальної температури передбачається вентиляція з підігрівником і охолоджувачем повітря. Для гарного самопочуття людей немаловажне значення має температура поверхней, обгороджуваних приміщень. Щоб уникнути їхнього відпрівання вона повинна бути не нижче температури повітря в приміщенні більш ніж 6°C и не менше точки роси.

Вимоги до виробничого освітлення

У МВ судна застосовується штучне освітлення. Нерівномірність освітлення робочих місць підвищує стомлюваність органів зору від частоті переадаптації зору – при перекладі погляду з більш освітленої поверхні на менш освітлену. Наявність тіней на робочих поверхнях, а також блискоті, відбитої від робочих поверхонь устаткування. Створюють несприятливі умови для роботи органів зору. Найкращий розподіл світла на робочих місцях створює загальне освітлення. При аварійному висвітленні освітленість робочих поверхонь повинна бути не менш 25% установлених для робочого освітлення норм, а на сходах трапа і проходах - не менш 5лк. Норми освітленості регламентуються діючими нормами штучного освітлення на судах морського флоту ДСТ 2506-81. У МВ загальне освітлення на палубі згідно цих норм повинне бути не менш 20 лк, на шкалах приладів - 75 лк, на сходах трапа - 20 лк.

6.2 Дії для рятування людини, що потрапила під електричний струм [14].

При ураженні електричним струмом необхідно, перш за все, негайно звільнити потерпілого від дії струму, оскільки від тривалості такої дії суттєво залежить важкість електротравми. Необхідно пам'ятати, що діяти треба швидко, але в той же час обережно, щоб самому не потрапити під напругу. Найбезпечніший спосіб звільнення потерпілого від дії електричного струму - це вимкнення електроустановки, до якої доторкається потерпілий, за допомогою найближчого вимикача, рубильника чи іншого апарата для знеструмлення.

Якщо вимкнути установку досить швидко немає змоги, то необхідно звільнити потерпілого від струмовідних частин, до яких він доторкається.

Для звільнення потерпілого від струмовідних частин або проводу напругою до 1000 В необхідно скористатись палицею, дошкою або будь-яким іншим сухим предметом, що не проводить електричний струм. При цьому бажано ізолювати себе від землі (стати на суху дошку, неструмопровідну підстилку). Можна також перерубати проводи сокирою з сухим дерев'яним

топорищем або перекусити їх інструментом з ізолювальними рукоятками (кусачками, пасатижами тощо). Перерубувати чи перекусувати проводи необхідно пофазно, тобто кожен провід окремо, та на різній висоті.

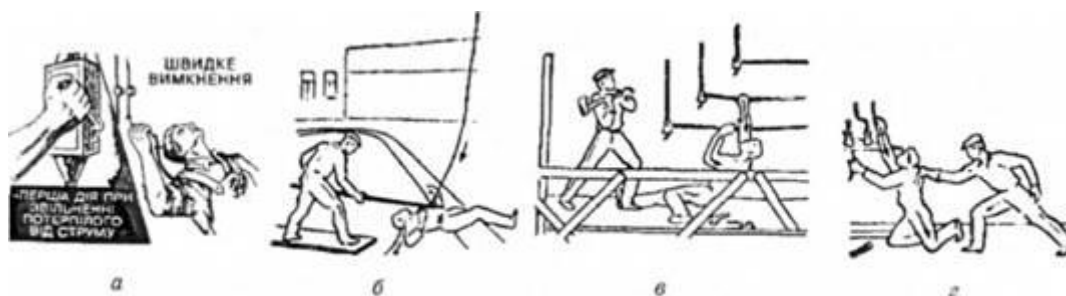


Рис. 6.1 Способи звільнення потерпілого від дії електричного струму:

а - знеструмлення установки за допомогою вимикача; б - відкидання проводу сухою палицею; в - перерубування проводів сокирою; г - відтягнення потерпілого від електромережі

Для звільнення потерпілого від струмовідних частин можна також відтягнути його за одяг (якщо він сухий і відстає від тіла), наприклад, за поли халата чи піджака. При цьому необхідно уникати доторкання до навколишніх металевих предметів та відкритих частин тіла. Для ізоляції рук, особливо коли необхідно доторкнутися до тіла потерпілого, рятівник повинен надягнути діелектричні рукавички або обмотати руку сухим одягом (наприклад, шаликом або сухою тканиною). Відтягувати потерпілого від струмопровідних ділянок рекомендується однією рукою.

Якщо електричний струм проходить у землю через потерпілого і він судомно стискає у руці один струмопровідний елемент (наприклад, провід), то простіше припинити дію струму, відокремивши потерпілого від землі (підсунувши під нього суху дошку або відтягнувши ноги від землі мотузкою, чи за сухі штани). При цьому необхідно пам'ятати про власну безпеку.

Висновки. В розділі було проаналізовано основні небезпечні фактори, що існують при роботі суднової енергетичної установки, а також описано дії для рятування людини, що потрапила під електричний струм.

					БР.6.051201.4211.06.ПЗ.06	Лист
						110
Зм.	Арк	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

При виконанні кваліфікаційної роботи були розглянуті головні елементи суднової енергетичної установки парома JI LONG DAO.

Розраховано потоки теплоти в СЕУ на ходовому та стоянковому режимі. Тепловий баланс головного двигуна показав, що можна використовувати в якості додаткової енергії втрати з відпрацьованими газами та охолоджувальний контур.

Визначено коефіцієнтами корисної дії та коефіцієнтами використання тепла в СЕУ на двох режимах ефективність використання енергії палива. Коефіцієнти використання тепла на ходовому та стоянковому режимах складають 39% та 63% відповідно. Коефіцієнт корисної дії суднової енергетичної установки дорівнює 32% та 23% для ходового та стоянкового режимів відповідно.

Розглянуто конструкцію, описано системи, розраховано робочий цикл та побудовано індикаторну діаграму двигуна MAN 12V48/60CR.

Обрано компоувальну схему котла KangRim PA02, проведено розрахунок процесу горіння, розрахунок топки та теплообмінних поверхонь. Складено тепловий баланс котла. Визначено теплову потужність, яка передається в топці.

Розроблено схему систем водяного пожежогасіння, виконано гідравлічний розрахунок, підібрано арматуру та відцентровий насос для даної системи. Проведено розрахунок на міцність трубопроводу.

Наведений аналіз потенційних небезпечних та шкідливих факторів, які негативно впливають на організм людини. Описані рекомендації щодо рятування людини, що потрапила під дію електричного струму.

					КРБ.6.135.4211.06.В.ПЗ	Арк.
						111
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Significant Ships of 2020. Printed in Wales by Pensord Press, Tram Road, Pontllfraith, Blackwood, Gwent NP12 2YA.- 114 с.
2. VesselFinder. Електронний ресурс доступу <https://www.vesselfinder.com/ru/?imo=9904003>
3. Горбов В.М. Енциклопедія суднової енергетики: підручник/ В.М.Горбов. – Миколаїв: НУК, 2010. – 624 с
4. 48/60B Project Guide – Marine Four-stroke diesel engines compliant with IMO Tier II / MAN Diesel & Turbo, 2011. – 520 с
5. RENK. Single Marine Gear Solutions. Type RSV(L)/RSH(L) 1,000 – 22,000 kW. / Marine Solutions, 2023. – 12 с.
6. MARINE AUXILIARY PRODUCT GUIDE. Generator capacity: 10-1000 кВт / Yanmar Products Guide, 2023. – 9 с.
7. KangRim PA02 PA TYPE Marine Boiler. Електронний ресурс доступу <https://www.maritimeinformed.com/kangrim-pa01-boiler-technical-details.html>
8. AQUA is an Alfa Laval single-stage desalination plant. Електронний ресурс доступу <https://mvtp.by/product/aqua-odnostupenchataya-opresnitelnaya-ustanovka-alfa-laval/>
9. Горбов В.М., Практичні завдання з дисципліни основи суднової енергетики: навчально-методичний посібник / Горбов В.М., Єсін І.П., Мітенкова В.С.. – Миколаїв: НУК, 2017. – 243 с.
10. Aalborg KBE. Alfa Laval. Електронний ресурс доступу: <https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/industries/marine-and-transportation/marine/aalborg-kbe.pdf>
11. Співак, О.Ю. Тепломасообмін. Частина I : навчальний посібник / О.Ю. Співак, Н.В. Резидент. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 113 с.
12. Артемов, Г.А. Суднові енергетичні установки: навч. посіб. для вищих навчальних закладів / Г.А. Артемов, В. М. Горбов. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 356 с.
13. Регістр судноплавства України. Правила класифікації та побудови морських суден. - К. : Регістр судноплавства України, 2002 : в 4 т. Т. 3. – 394 с.

					КРБ.6.135.4211.06.Л.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		112

14. Регістр судноплавства України. Правила класифікації та побудови морських суден. - К. : Регістр судноплавства України, 2002 : в 4 т. Т. 4. – 394 с.

15. ДСТУ 8938:2019. Труби сталеві безшовні гарячедеформовані. Технічні умови. Національний стандарт України. 2019

16. Мітенкова, В.С. Методичні вказівки до дисципліни “Загальносуднові системи” для студентів заочної форми навчання [Текст]: / В.С. Мітенкова. – Миколаїв: НУК, 2013. – 54 с.

17. Інформаційний портал насосного обладнання. Електронний ресурс доступу: <http://ipumps.ru/info/pump.php?ID=9569>

18. Піскун, І.П. Охорона праці в суднобудуванні [Текст]: навч. посіб. / І.П. Піскун, А.М. Тубальцев, Н.П. Тубальцева. – Львів: ”Тріада плюс”, 2009. – 580 с.

					КРБ.6.135.4211.06.Л.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		113