

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.
«__» ____ 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Енергетична установка контейнеровозу HMM OSLO
Power plant of the container ship HMM OSLO

Виконав: студент 4217ст3 групи
Петрик Р.В.
(підпис) (прізвище ініціали)

Керівник роботи:
Д.Т.Н. професор
(посада, науковий ступень вчене звання)
Чередніченко О.К.
(підпис) (прізвище ініціали)

Миколаїв – 2026 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
С.А. Кузнецова Кузнецова С.А.
(підпис)
«__» _____ 2026 р.

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

Студенту _____ Петрику Роману Вячеславовичу
(Прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: _____ Енергетична установка контейнеровозу
_____ HMM OSLO

Керівник роботи д-р. техн. наук, професор кафедри ЕСЕУ та ТЕ Чередніченко О.К.
Затверджені наказом ректора № _____ від «__» _____ 20__ року

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

3. Вихідні дані по роботі: данні по контейнеровозу. Головні розміри: L 399,9 м,
B 61,5 м, T 33,2 м; дедвейт 228600 т; швидкість ходу 22,25 вуз,
склад СЕУ: 1ГД, 5ДГ, 1ДК та 1 ОУ

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

Розділ 1 Загальна характеристика судна та енергетичної установки (ЕУ)

1.1 Загальні відомості про судно

1.2 Основні характеристики

1.3 Морехідні якості

1.4 Загальна характеристика суднової енергетичної установки (СЕУ)

Розділ 2 Визначення ефективності суднової енергетичної установки

2.1 Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки

2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки

2.3 Режими роботи судна та суднової енергетичної установки

2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи

Розділ 3 Визначення параметрів суднового двигуна (СД) 11G95ME-C10.5

3.1 Загальний устрій та характеристики двигуна.

3.2 Системи головного двигуна

3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

3.4 Побудова індикаторної діаграми

Розділ 4 Розрахунок характеристик суднового котла (СК) KangRim

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 – водяного 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.

Висновки

Список використаних джерел

5. Перелік презентаційних матеріалів:

1. Структурні схеми СЕУ, таблиця режимів роботи – 1 лист
2. Діаграми потоків теплоти СЕУ на двох режимах роботи та показники ефективності – 1 лист.
3. Поперечний розріз двигуна (ДВЗ) або проточна частина (ГТД) – 1 лист.
4. Компоновальне креслення суднового котла – 1 лист.
5. Схема загальносуднової системи – 1 лист.

6. Консультанти розділів роботи

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

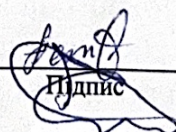
7. Дата видачі завдання «__» _____ 20__ року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Завдання прийняв до виконання студент _____

Керівник роботи _____


Підпис

Петрик Р.В.

ПІБ

Чередніченко О.К.

ПІБ

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота викладена на 79 сторінках, містить 6 розділів, 16 ілюстрацій, 13 таблиць, 18 джерел в переліку посилань, а також 5 кремлень.

Об'єктом роботи є контейнепровоз HMM OSLO, а предметом – його суднова енергетична установка.

Метою роботи є опис, загальна характеристика, розрахунок та обґрунтування елементів СЕУ контейнерного судна HMM OSLO.

У першому розділі роботи представлені основні характеристики судна та його енергетичної установки. До цього розділу додається креслення з інформацією про судно та його СЕУ.

У другому розділі надається інформація про склад СЕУ, описуються її основні елементи, наводяться їх основні характеристики та розробляється її структурно-функціональна схема. Окрім цього складається таблиця режимів роботи СЕУ та розраховується її ефективність на основних режимах роботи. До цього розділу додається креслення з діаграмами потоків енергії СЕУ на основних режимах роботи.

У третьому розділі описано головний двигун MAN B&W 11G95ME-C10.5, його устрій системи та основні елементи, розраховуються робочий процес двигуна та будується індикаторна діаграма. До цього розділу додається креслення поперечного перерізу ГД.

У четвертому розділі наводиться інформація про допоміжний котел KangRim, його устрій та основні елементи..

У п'ятому розділі спроектована система водяного пожежогасіння судна, розроблена її розгорнута принципова схема, виконано гідравлічний розрахунок та підбір пожежного насоса системи.

У останньому розділі наводяться характеристика потенційних небезпек у машинному відділенні судна.

Ключові слова: суднова енергетика, суднові енергетичні установки, суднобудування, контейнеровоз, вторинні енергоресурси, суднові системи, малообертові двигуни, котельні установки.

					КРБ.6.135.4217см3.01.А.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		3

ABSTRACT

The qualification thesis is presented on 79 pages and consists of 6 chapters, 16 figures, 13 tables, 18 references, and 5 drawings.

The object of the study is the container ship HMM OSLO, and the subject of the study is its ship power plant.

The aim of the thesis is to describe, characterize, calculate, and substantiate the elements of the ship power plant of the container vessel HMM OSLO.

The first chapter presents the main characteristics of the vessel and its ship power plant. A drawing containing general information about the vessel and its power plant is attached to this chapter.

The second chapter provides information on the composition of the ship power plant, describes its main components, presents their principal characteristics, and develops its structural and functional diagram. In addition, a table of operating modes is compiled, and the efficiency of the power plant under the main operating conditions is calculated. A drawing containing energy flow diagrams of the ship power plant for the principal operating modes is attached to this chapter.

The third chapter describes the MAN B&W 11G95ME-C10.5 main engine, its design, systems, and principal components. The engine working process is calculated, and an indicator diagram is developed. A drawing showing the cross-sectional view of the main engine is attached to this chapter.

The fourth chapter provides information on the KangRim auxiliary boiler, its design, and principal components.

The fifth chapter presents the design of the vessel's water fire-fighting system. A detailed schematic diagram of the system is developed, a hydraulic calculation is performed, and a fire pump is selected.

The final chapter describes the characteristics of potential hazards in the vessel's engine room.

Keywords: marine engineering, ship power plants, shipbuilding, container ship, waste heat recovery, ship systems, low-speed engines, boiler plants.

					КРБ.6.135.4217см3.01.А.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

ПЕРЕЛІК ПРИЙНЯТИХ СКОРОЧЕНЬ

ВОУ – вакуумна опріснювальна установка

ГД – головний двигун

ГФК – гвинт фіксованого кроку

ДГ – дизель-генератор

ДК – допоміжний котел

ЕГ – електрогенератор

АДГ – аварійний дизель-генератор

ККД – коефіцієнт корисної дії

КПП – конвективний паротвірний пучок

МОД – малообертовий двигун

ПТД – первинний тепловий двигун

СЕУ – суднова енергетична установка

СЕС – суднова електростанція

BV – Bureau Veritas

ECS – engine control system

EEDI – energy efficiency design index

GAV – gas admission valve

HFO – heavy fuel oil

IGC – International Code for the Construction and Equipment of Ships Carrying Liquefied Gases in Bulk

IGF – International Code for Ships using Gas or other Low Flashpoint Fuels

IMO – International maritime organization

LNG – liquefied nature gas

LP SCR – low pressure selective catalytic reduction

MCR – maximum continuous rating

MDO – marine diesel oil

SAC – scavenge air cooled

TEU – twenty-foot equivalent unit

					КРБ.6.135.4217см3.01.А.ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

	Стор.
Вступ	7
Розділ 1. Загальна характеристика судна та енергетичної установки	8
1.1. Загальні відомості про судно	9
1.2. Основні характеристики	9
1.3. Морехідні якості судна	10
1.4. Загальна характеристика СЕУ	10
Розділ 2. Визначення ефективності суднової енергетичної установки ...	12
2.1. Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки ...	13
2.2. Розробка структурної схеми енергетичної установки	17
2.3. Режим роботи судна та суднової енергетичної установки	17
2.4. Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи	18
Розділ 3. Визначення параметрів суднового двигуна 11G95ME-C10.5 ...	24
3.1. Загальний устрій та характеристики двигуна	25
3.2. Системи головного двигуна	26
3.3. Розрахунок робочого циклу двигуна	30
3.4. Побудова індикаторної діаграми	34
Розділ 4. Розрахунок характеристик суднового допоміжного котла	
KangRim	37
4.1. Загальний устрій котла	38
4.2. Вибір компоновальної схеми котла	39
4.3. Розрахунок процесу горіння	40
4.4. Тепловий баланс котла	42
4.5. Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь	44
Розділ 5. Визначення характеристик загальносуднової системи –	
водяного пожежогасіння	51
5.1. Розробка розгорнутої принципової схеми	52
5.2. Гідравлічний розрахунок системи	53
5.3. Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на	
міцність трубопроводу	66
Розділ 6. Охорона праці у машинному відділенні судна	71
6.1. Загальні відомості	72
6.2. Розрахунок штучного освітлення у машинному відділенні	73
Висновки	77
Список використаних джерел	78
Додатки	

ВСТУП

Контейнерні судна здійснили справжню революцію в організації перевезень вантажу на міжнародних морських лініях та стали невід'ємною частиною життя міжнародної торгівлі.

Вони отримали велике розповсюдження завдяки високій швидкості доставки вантажу та його збереження під час рейсу. Забезпечення цих вимог полягає у надійній та ефективній роботі суднової енергетичної установки контейнеру.

Кваліфікаційна робота присвячена розробці, розрахунку та обґрунтуванню сучасної суднової енергетичної установки, що застосовується для великих контейнеровозів.

Основна мета роботи полягає в оцінці найбільш ефективних підходів до забезпечення роботи великих контейнеровозів з використанням вторинних енергоресурсів та мінімізацією шкідливих викидів у навколишнє середовище.

У наступних розділах кваліфікаційної роботи буде проаналізовано склад СЕУ та роботу її основних елементів щодо забезпечення контейнеровозу необхідною кількістю енергії для його ефективного функціонування.

					КРБ.6.135.4217ст3.01.В.ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4217ст3.01.01.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Загальна характеристика судна та енергетичної установки	Літ.	Арк.
Студент	Петрик Р.В.						Аркуші
Керівник	Чердніченко О.К.					8	4
						НУК	

РОЗДІЛ 1 Загальна характеристика судна та енергетичної установки

1.1. Загальні відомості про судно [1]

Поставлений у травні 2020 року, HMM Oslo може вважатися другим судном класу HMM Algeciras, проте якщо судно, яке нині вважається найбільшим контейнеровозом у світі, було побудоване компанією DSME, то HMM Oslo є продуктом конкуруючої суднобудівної компанії Samsung Heavy Industries. На момент передачі замовнику це був найбільший контейнеровоз, коли-небудь побудований компанією Samsung. Унаслідок цього між двома суднами існують незначні відмінності, які не одразу помітні на перший погляд. Судна мають однакову довжину — 399,99 м, але HMM Oslo має ширину 61,5 м, що на 0,5 м більше, ніж у його «сестринського» судна, а його валова місткість становить 232 311 GT, що більш ніж на 4 000 GT перевищує показник 228 283 GT у HMM Algeciras. Незважаючи на ці переваги, номінальна вантажомісткість HMM Oslo становить 23 820 TEU, що на 144 TEU менше, ніж у HMM Algeciras. Контейнерна місткість розподіляється так: 9 788 TEU під палубою та 14 032 TEU на палубі. На палубі також передбачено 1 500 розеток для рефрижераторних контейнерів. HMM Oslo має чотири однотипні судна, побудовані компанією Samsung: HMM Rotterdam, HMM Southampton, HMM Stockholm та HMM St. Petersburg. Останнє було передано замовнику у вересні, завершивши серію з 12 суден, побудованих на двох верфях.

1.2. Основні характеристики судна

Основні розміри судна: [1]

- довжина (найбільша) – 399,9 м;
- довжина між перпендикулярами – 383 м;
- ширина – 61,5 м;
- висота борту до головної палуби – 33,2 м;
- осадка – 16,5 м.

Повна водотонажність судна складає 232 300 т, а дедвейт - 228 600 т.

					КРБ.6.135.4217см3.01.01.ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.3. Мореходні якості судна

Автономність контейнерного судна характеризується запасами провізії та питної води для екіпажу та палива для СЕУ.

Номінальна швидкість судна при повній осадці становить 22,5 вузла при 90% навантаження головного двигуна.

Добова витрата пального на головний двигун $G_{MDO}^{ГД} = 200,7$ т/добу

Добова витрата пального на допоміжний двигун 9Н32/40

$$G_{MDO}^{ДГ1} = 19,4 \text{ т/добу}$$

Добова витрата пального на допоміжний двигун 6Н32/40

$$G_{MDO}^{ДГ2} = 12,9 \text{ т/добу}$$

Добова витрата пального на допоміжний котел $G_{\square}^{ДК} = 8,8$ т/добу

Об'єм паливних цистерн для здійснення рейсу становить $\Sigma V_{MDO}^{XP} = 13500 \text{ м}^3$

Автономність плавання на максимально навантаженому режиму за запасами палива можемо визначити за формулою, доба [2]

$$T_a = \frac{\Sigma V_{MDO}}{k_3 \cdot (G_{HFO}^{ГД} + 2G_{MDO}^{ДГ1} + 2G_{MDO}^{ДГ2} + G_{\square}^{ДК}) \cdot \rho} = 45,$$

де $k_3 = 1,1 - 1,2$ – коефіцієнт запасу пального

Дальність плавання танкеру за запасами палива можемо визначити за формулою, милі [2]

$$S = v \cdot T_a = 22,5 \cdot 45 \cdot 24 = 24300$$

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

1.4. Загальна характеристика СЕУ

Силова установка та рушійний комплекс подібні до тих, що використовуються на НММ Algeciras, і включають наддовгохідний двигун MAN B&W 11G95ME-C10.5, дефорсований до максимальної потужності 59 600 кВт, що трохи менше, ніж 60 380 кВт у попереднього судна при 77,5 об/хв. НММ Oslo також оснащений гвинтом Samsung Tip Advanced Rake (STAR) діаметром 10,4 м, повноповоротним кермом із закрученою передньою крайкою та бульбом, а також

					КРБ.6.135.4217см3.01.01.ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

енергозберігаючим пристроєм Samsung Saver Fin (ESD). Експлуатаційна швидкість судна становить 22,5 вузла.

Потреби електроенергії СЕУ та судна в цілому забезпечуються допоміжною судновою електростанцією, яка складається з двох допоміжних дизель-генераторів ННІ 6Н32/40 потужністю 3000 кВт та трьох ННІ 9Н32/40 потужністю 4500 кВт.

Подача пари для суднових потреб забезпечується допоміжним котлом KangRim Heavy Ind паропроductивністю 5 т/год.

На судні передбачено наявність опріснювальної установки, продуктивність якої буде визначено враховуючи потреби СЕУ та людей на судні.

Судно має кормове розташування машинного відділення. При такому розташуванні покращуються умови розміщення вантажу та його обробки під час грузових операцій. [1]

В нижній частині машинного відділення (в трюмі) в діаметральній площині роташований головний двигун. В тому ж місці роташоване і інше обладнання, а саме: насоси, фільтри, сепаратори і т.д.

Допоміжні дизель-генератори роташовані на першій платформі. Пост керування розміщений у окремому звукоізолюваному приміщенні.

В шахті машинного відділення на рівні головної палубі роташований допоміжний котел.

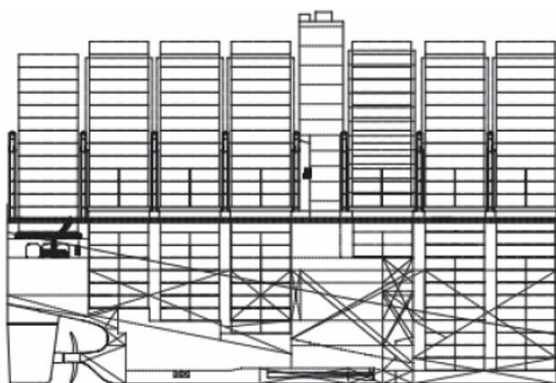


Рис.1.1. Розташування МВ

Висновки. В цьому розділі було коротко описано судно, склад його СЕУ, розрахована автономність (45 діб) і дальність плавання (24300 миль) за запасами палива.

					КРБ.6.135.4217см3.01.01.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

					КРБ.6.135.4217ст3.01.02.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Визначення ефективності суднової енергетичної установки	Літ.	Арк.
Студент	Петрик Р.В.						Аркушів
Керівник	Чередніченко О.К.					12	12
						НУК	

РОЗДІЛ 2 Визначення ефективності суднової енергетичної установки

2.1. Склад та параметри основного обладнання СЕУ

2.1.1. Головний двигун [1,3]

11G95ME-C10.5 – двотактовий малообертовий двигун фірми MAN B&W, потужністю 59600 кВт. Частота обертання становить 80 хв^{-1} . Діаметр циліндра – 950 мм, хід поршня – 3460 мм. Витрата палива – $172.8 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$.

Інші параметри двигуна 11G95ME-C10.5 наведені в додатку 2

2.1.2. Головні судові передачі, муфти, валопровід та рушій

Головний двигун є малообертовим, тому на судні використовується жорстка пряма передача без трансформації обертального моменту. [3]

Для з'єднання елементів пропульсивного комплексу використовують пружно-демпферувальні муфти. Вони забезпечують зменшення навантаження на вали та підшипники двигуна, полегшують центрування під час монтажу. Це забезпечується більш широкими границями аксіального та радіального переміщення вісей валів.

Судновий валопровід складається з упорного, проміжного та гребного валів. Вали виконуються кованими. З'єднують їх між собою цільнокованими фланцями з циліндричними болтами.

Гребний вал захищають від контакту з морською водою шляхом нанесення облицювання в районі шийок підшипників дейдвудної труби. При цьому інші ділянки валів покриваються склопластиковим покриттям на основі епоксидних смол.

Дейдвудний пристрій складається з дейдвудних підшипників, ущільнень та труби гребного вала, а також систем змащування і охолодження. У ролі дейдвудних використовують підшипники ковзання з металевими вкладишами, які охолоджуються маслом.

Дейдвудне ущільнення має у своєму складі з гумометалевих манжетів, які запобігають попаданню морської води у дейдвудний пристрій.

					КРБ.6.135.4217см3.01.02.ПЗ	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Валопоротний пристрій має електричний привід. Він застосовується для повертання валопроводу на стоянках.

Гальмівний пристрій забезпечує стопор валопроводу у разі його пошкодження або пошкодження ГД.

В якості рушія використовується гребний гвинт фіксованого кроку діаметром 10,1 м та швидкістю обертання 80 об/хв. Гвинт виконан з нікель-алюмінієвої бронзи. [1]

Діаметри валів визначимо згідно методики, наведених у Регістрі судноплавства України том 3 [4]. Приймаємо, що гребний вал зроблено зі сталі категорії міцності КМ-25, а проміжний вал – КМ-23 ($R_{ГВ} = 480$ МПа та $R_{ПВ} = 440$ МПа відповідно) розрахунок на міцність доцільно проводити на номінальну потужність ГД $N_e = 59600$ кВт при відповідній частоті обертання $n = 80$ хв⁻¹. Приймаємо коефіцієнти, що враховують особливості пропульсивного комплексу: $F = 100$ для дизельних установок з прямою передачею; $k = 1,22$ – коефіцієнт, що враховує конструкцію з'єднання валу та гребного гвинта. Отже найменший припустимий діаметр обчислюється таким чином, мм:

$$d_{пр} \geq F \sqrt[3]{\frac{N_e}{n_{ВП}}} \geq 100 \sqrt[3]{\frac{59600}{80}} \geq 906,537$$

Мінімальний розрахунковий діаметр гребного валу, мм:

$$d_{min} \geq F \cdot k \cdot \sqrt[3]{\frac{N_e}{n_{ВП}}} \geq 100 \cdot 1,22 \cdot \sqrt[3]{\frac{59600}{80}} \geq 1106$$

Розрахункові діаметри валів, мм:

$$d_p^{rp} = d_{min} \sqrt[3]{560/(R_{ГВ} + 160)} = 1058$$

$$d_p^{np} = d_{пр} \sqrt[3]{560/(R_{ПВ} + 160)} = 986,3$$

де d_3 – зменшений діаметр валу, мм; d – розрахунковий діаметр валу, мм;

Приймаємо найближче більше значення згідно таблиці номральних діаметрів для валів [4]: діаметр гребного валу $d_{gp} = 1000$ мм; · діаметр проміжного валу $d_{np} = 1100$ мм. До допоміжного обладнання валопроводу належать: валоповоротний пристрій з електричним приводом, що використовується для прокручування вала

					КРБ.6.135.4217см3.01.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

після зупинки двигуна задля уникнення прикипання масляної плівки в підшипниках, і гальмівний пристрій, призначений для фіксації валопроводу при аварійних ситуаціях або в період ремонту

2.1.3. Суднова електростанція [1.5]

До складу СЕС входять 5 дизель-генераторів. З них 2 електричною потужністю 3000 кВт та 3 електричною потужністю 4500 кВт. [1]

В якості приводів для генераторів встановлено:

три середньообертові чотиритактні двигуни ННІ 9Н32/40, потужністю 4500 кВт, які є чотиритактними, тронковими дизельними двигунами з турбонаддувом. Ці двигуни мають 9 циліндрів, що встановлені в ряд. Хід поршня складає 0,4 м, а його діаметр – 0,32 м [5]

два середньообертові чотиритактні двигуни ННІ 6Н32/40, потужністю 3000 кВт. Вони є подібними до двигунів ННІ 9Н32/40, але з меншою кількістю циліндрів, їх в цих двигунах 6. [6]

Додаткові параметри цих двигунів наведені в додатку 3.

2.1.4. Допоміжна котельна установка

Котельна установка складається з допоміжного котла KangRim Heavy Ind, в топці якого спалюється палива, теплова енергія якого використовується для отримання пари.

Характеристики котла наведені в таблиці 2.1

Табл. 2.1. Основні характеристики допоміжного котла [7]

Характеристика	Значення
Паропродуктивність ДК D^{DK} , кг/год;	5000
Тиск пари P_s^{DK} , МПа	0,8
Температура живильної води ДК $T_{ж.в.}^{DK}$, °С	70
Коефіцієнт корисної дії ДК	0,84

					КРБ.6.135.4217см3.01.02.ПЗ	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.1.5. Опріснювальна установка

Враховуючи велику дальність плавання та автономність контейнеровозу потреба у встановленні опріснювальної установки є. Тому попередньо призначається вакуумна опріснювальна установка, яка буде використовувати теплоту прісної води, яка використовується для охолодження головного двигуна.

Продуктивність ВОУ буде визначена в подальшому розрахунку, базуючись на технічних потребах прісної води та потребах екіпажу.

Визначаємо продуктивність установки враховуючи потреби СЕУ та людей на судні [8].

$$D_s^{OY} = (10^{-3} \cdot 24 \cdot \alpha \cdot [\sum D_{\Pi}^{DK}]) + 10^{-3} \cdot w \cdot n_e \cdot 1 = \\ = (10^{-3} \cdot 24 \cdot 0,005 \cdot [(5000)] + 35 \cdot 240 \cdot 10^{-3}) \cdot 2 = 18 \text{ т/добу}$$

де 24 – враховує кількість годин на добу; $\alpha = 0,005-0,01$ – коефіцієнт продувки ДК [8]; $w = 240 \dots 300$ – норма води на 1 члена екіпажу на добу, кг/добу; n_e – кількість постійно перебуваючих на судні членів екіпажу включає ремонтну бригаду, чел.; 2 – враховує необхідність поповнення добових витрат води при 12 годинному режимі роботи ОУ

Для даного судна обираємо опріснювальну установку типу AQUA 90 фірми Alfa Laval AQUA Blue E1 S-type, яка в залежності від температури теплоносія і охолоджувальної води має продуктивність від 5 т/добу до 60 т/добу [9]

					КРБ.6.135.4217см3.01.02.ПЗ	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2. Розробка структурної схеми СЕУ

Структурно-функціональна схема СЕУ відображає її основні елементи та зв'язок між ними. На ній показано склад пропульсивного комплексу, суднової електростанції та котельної установки.

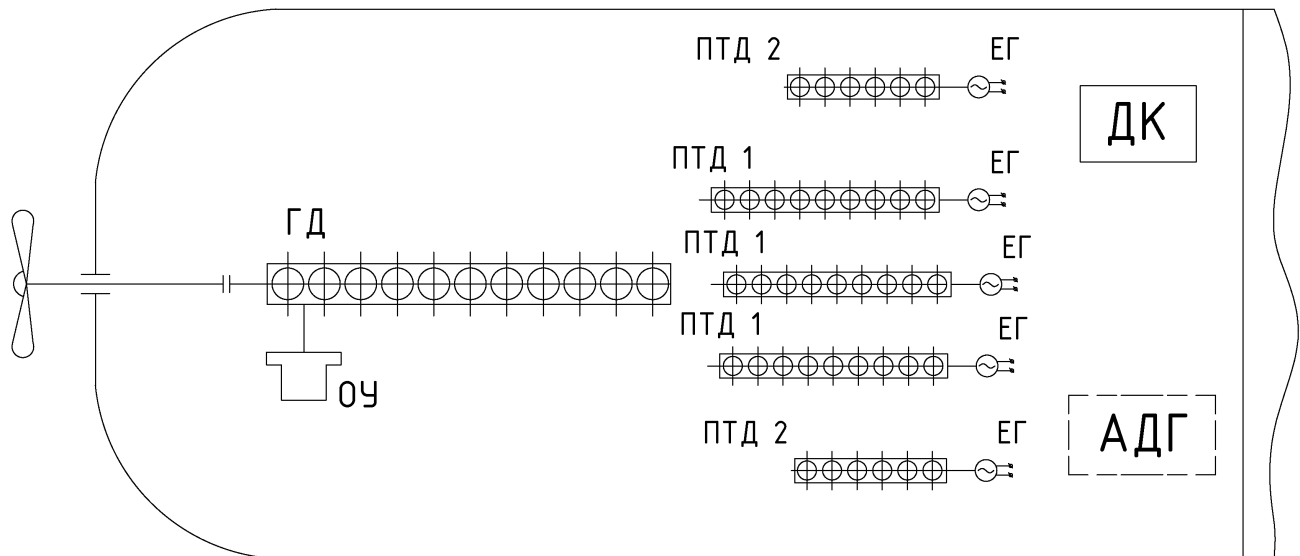


Рис. 2.1. Структурно-функціональна схема СЕУ контейнеровозу «HMM OSLO»

(ГД – головний двигун;; ОУ – опріснювальна установка; ПТД 1 – первинний тепловий двигун ННІ 9Н32/40; ПТД 2 – первинний тепловий двигун ННІ 6Н32/40; ДК – допоміжний котел; АДГ – аварійний дизель-генератор; ЕГ – електрогенератор)

2.3. Режими роботи судна та СЕУ

Режими роботи елементів в залежності від режиму роботи судна приведені в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2. Режими роботи елементів СЕУ

Елемент СЕУ	Режими роботи						Примітка
	Ходові		Стоянковий			Аварійний	
	З рефр-цією	Без рефр-ції	З вант. операціями	З рефр-цією	Без рефр-ції		
ГД	+	+	-	-	-	-	
ОУ	+	+	-	-	-	-	
ДК	+	+	+	+	+	-	
3 ДГ1 9Н32/40	+2	+2	+1	+2	+1	-	1 ДГ - резерв
2 ДГ2 6Н32/40	+2	-	+2	+2	-	-	
АДГ	-	-	-	-	-	+	

2.4. Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи [10]

2.4.1. Розрахунок в потоків енергії головному двигуні

Витрата палива двигуном:

$$G_{\text{ПАЛ}}^{\text{ГД}} = \frac{g_e^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}}}{3600} = \frac{0,1728 \cdot 59600}{3600} = 2.86 \text{ кг/с}$$

Кількість теплоти, що виділяється при згорянні палива в циліндрах двигуна:

$$Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ГД}} = G_{\text{ПАЛ}}^{\text{ГД}} \cdot Q_i^r = 122122 \text{ кВт}$$

Витрата повітря у двигуні:

$$G_{\text{ПОВ}}^{\text{ГД}} = L_0 \cdot \alpha \cdot G_{\text{ПАЛ}}^{\text{ГД}} = 131,7 \text{ кг/с}$$

Де $L_0 = 14,3$ – кількість повітря, необхідне для згорання 1 кг палива:

Ізобарна теплоємність наддувного повітря:

$$c_p^{\text{ПОВ}} = 0,95 + 0,00019 \cdot T_{\text{ПОВ}} = 1.0076 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$$

Витрата випускних газів ГД:

$$G_{\text{Г}}^{\text{ГД}} = G_{\text{ПОВ}}^{\text{ГД}} + G_{\text{ПАЛ}}^{\text{ГД}} = 134,56 \text{ кг/с}$$

Ізобарна теплоємність відпрацьованих газів:

$$c_p^{\text{Г}} = 0,96 + 0,0003 \cdot T_{\text{Г}} = 1,102 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$$

Кількість теплоти, що відводиться від двигуна з випускними газами:

$$Q_{\text{Г}}^{\text{ГД}} = G_{\text{Г}}^{\text{ГД}} \cdot c_p^{\text{Г}} \cdot T_{\text{Г}} 473 - G_{\text{ПОВ}}^{\text{ГД}} \cdot c_p^{\text{ПОВ}} \cdot T_{\text{ПОВ}} = 26760 \text{ кВт}$$

Температура повітря після компресора наддування:

$$T_{\text{К}} = T_{\text{ПОВ}} \cdot \left(1 + \frac{\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_k} \right) = 465.85 \text{ К}$$

Кількість теплоти, що відбирається від наддувного повітря при його охолодженні від температури $T_{\text{К}}$ до $T_{\text{ПОВ}}$:

$$Q_{\text{ПОВ}}^{\text{ГД}} = G_{\text{ПОВ}}^{\text{ГД}} \cdot c_p^{\text{ПОВ}} \cdot (T_{\text{К}} - T_{\text{ПОВ}}) = 17550 \text{ кВт}$$

Кількість теплоти, що відводиться від двигуна охолоджуючою прісною водою [2]:

$$Q_{\text{П.В.}}^{\text{ГД}} = 0,092 \cdot Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ГД}} = 0,092 \cdot 122122 = 11240 \text{ кВт}$$

Кількість теплоти, що відводиться від двигуна мастилом:

$$Q_{\text{М}}^{\text{ГД}} = 0,041 \cdot Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ГД}} = 5008 \text{ кВт}$$

Кількість залишкової теплоти, що відводиться від двигуні в навколишнє середовище:

$$Q_{\text{Зал.}}^{\text{ГД}} = 0,015 \cdot Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ГД}} = 1831.8 \text{ кВт}$$

					КРБ.6.135.4217см3.01.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

Перевірка:

$$Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ГД}} = Q_{\text{зал.}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{М}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{П.В.}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{ПОВ}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{Г}}^{\text{ГД}} + N_{\text{е}}^{\text{ГД}}$$
$$122122 = 1831.8 + 5008 + 11240 + 17550 + 26760 + 59600$$
$$121989,8 \approx 122122$$

У складі пропульсивного комплексу є опріснювальна установка та утилізаційний котел, які працюють за рахунок теплоти внутрішніх енергетичних потоків – гарячої води системи охолодження головного двигуна $Q_{\text{П.В.}}^{\text{ГД}}$ та відпрацьованих газів $Q_{\text{Г}}^{\text{ГД}}$.

2.4.2. Розрахунок потоків енергії в опріснювальній установці

Нехай в опріснювальній установці забортна вода випаровується при 60 °С, тоді визначаємо ентальпії киплячої забортної води та утвореної пари :

$$h_{\text{з.в.}} = 251,15 \text{ кДж/кг}$$

$$h'' = 2608,84 \text{ кДж/кг}$$

Кількість теплоти, що необхідна для отримання пари:

$$Q_s^{\text{ОУ}} = \frac{D^{\text{ОУ}} \cdot 10^3 \cdot (h'' - h_{\text{з.в.}})}{24 \cdot 3600} = \frac{18 \cdot 10^3 \cdot (2608,84 - 251,15)}{24 \cdot 3600} = 491.2 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт використання теплоти БОУ:

$$\eta_{\text{ОУ}} = \frac{Q_s^{\text{ОУ}}}{Q_{\text{П.В.}}^{\text{ГД}}} \cdot 100\% = \frac{491.2}{11240} \cdot 100\% = 4.368\%$$

2.4.3. Розрахунок потоків енергії в дизель-генераторі 9Н32/40

Витрата палива двигуном:

$$G_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ1}} = \frac{g_{\text{е}}^{\text{ДГ1}} \cdot N_{\text{е}}^{\text{ДГ1}}}{3600} = \frac{0,179 \cdot 4500}{3600} = 0,224 \text{ кг/с}$$

Кількість теплоти, що виділяється при згорянні палива в циліндрах двигуна:

$$Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ1}} = G_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ1}} \cdot Q_i^r = 9554 \text{ кВт}$$

Витрата повітря у двигуні:

$$G_{\text{ПОВ}}^{\text{ДГ1}} = L_0 \cdot \alpha \cdot G_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ1}} = 7.039 \text{ кг/с}$$

					КРБ.6.135.4217см3.01.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

Ізобарна теплоємність наддувного повітря:

$$c_p^{\text{ПОВ}} = 0,95 + 0,00019 \cdot T_{\text{ПОВ}} = 1.01 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$$

Витрата випускних газів:

$$G_{\Gamma}^{\text{ДГ1}} = G_{\text{ПОВ}}^{\text{ДГ1}} + G_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ1}} = G_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ1}} \cdot (1 + L_0 \cdot \alpha) = 7.263 \text{ кг/с}$$

Ізобарна теплоємність відпрацьованих газів:

$$c_p^{\Gamma} = 0,96 + 0,0003 \cdot T_{\Gamma} = 1,151 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$$

Кількість теплоти, що відводиться від двигуна з випускними газами:

$$Q_{\Gamma}^{\text{ДГ1}} = G_{\Gamma}^{\text{ДГ1}} \cdot c_p^{\Gamma} \cdot T_{\Gamma} - G_{\text{ПОВ}}^{\text{ДГ1}} \cdot c_p^{\text{ПОВ}} \cdot T_{\text{ПОВ}} = 2529.2 \text{ кВт}$$

Температура повітря після компресора наддування:

$$T_K = T_{\text{ПОВ}} \cdot \left(1 + \frac{\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_k} \right) = 450.1 \text{ К}$$

Кількість теплоти, що відбирається від наддувного повітря при його охолодженні від температури T_K до $T_{\text{ПОВ}}$:

$$Q_{\text{ПОВ}}^{\text{ДГ1}} = G_{\text{ПОВ}}^{\text{ДГ1}} \cdot c_p^{\text{ПОВ}} \cdot (T_K - T_{\text{ПОВ}}) = 939.1 \text{ кВт}$$

Кількість теплоти, що відводиться від двигуна охолоджуючою прісною водою:

$$Q_{\text{П.В.}}^{\text{ДГ1}} = 0,1 \cdot Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ1}} = 955.4 \text{ кВт}$$

Кількість теплоти, що відводиться від двигуна мастилом:

$$Q_{\text{М}}^{\text{ДГ1}} = 0,045 \cdot Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ1}} = 429.9 \text{ кВт}$$

Кількість залишкової теплоти, що відводиться від двигуна в навколишнє середовище:

$$Q_{\text{зал.}}^{\text{ДГ1}} = 0,02 \cdot Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ1}} = 191.08 \text{ кВт}$$

Перевірка:

$$Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ1}} = Q_{\text{зал.}}^{\text{ДГ1}} + Q_{\text{М}}^{\text{ДГ1}} + Q_{\text{П.В.}}^{\text{ДГ1}} + Q_{\text{ПОВ}}^{\text{ДГ1}} + Q_{\Gamma}^{\text{ДГ1}} + N_e^{\text{ДГ1}}$$

$$95541 = 191.08 + 429.9 + 955.4 + 939.1 + 2529.2 + 4500$$

$$9544.7 \approx 9554 \text{ кВт}$$

2.4.4. Розрахунок потоків енергії в дизель-генераторі 6Н32/40

Витрата палива двигуном:

$$G_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ2}} = \frac{g_e^{\text{ДГ2}} \cdot N_e^{\text{ДГ2}}}{3600} = 0,149 \text{ кг/с}$$

					КРБ.6.135.4217см3.01.02.ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кількість теплоти, що виділяється при згорянні палива в циліндрах двигуна:

$$Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ2}} = G_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ2}} \cdot Q_i^r = 6369.4 \text{ кВт}$$

Витрата повітря у двигуні:

$$G_{\text{ПОВ}}^{\text{ДГ2}} = L_0 \cdot \alpha \cdot G_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ1}} = 4.693 \text{ кг/с}$$

Ізобарна теплоємність наддувного повітря:

$$c_p^{\text{ПОВ}} = 0,95 + 0,00019 \cdot T_{\text{ПОВ}} = 1.01 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$$

Витрата випускних газів:

$$G_{\Gamma}^{\text{ДГ2}} = G_{\text{ПОВ}}^{\text{ДГ2}} + G_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ2}} = G_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ2}} \cdot (1 + L_0 \cdot \alpha) = 4.842 \text{ кг/с}$$

Ізобарна теплоємність відпрацьованих газів:

$$c_p^{\Gamma} = 0,96 + 0,0003 \cdot T_{\Gamma} = 1.151 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$$

Кількість теплоти, що відводиться від двигуна з випускними газами:

$$Q_{\Gamma}^{\text{ДГ2}} = G_{\Gamma}^{\text{ДГ2}} \cdot c_p^{\Gamma} \cdot T_{\Gamma} - G_{\text{ПОВ}}^{\text{ДГ2}} \cdot c_p^{\text{ПОВ}} \cdot T_{\text{ПОВ}} = 1686.15 \text{ кВт}$$

Температура повітря після компресора наддування:

$$T_K = T_{\text{ПОВ}} \cdot \left(1 + \frac{\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_k} \right) = 450.09 \text{ К}$$

Кількість теплоти, що відбирається від наддувного повітря при його охолодженні від температури T_K до $T_{\text{ПОВ}}$:

$$Q_{\text{ПОВ}}^{\text{ДГ2}} = G_{\text{ПОВ}}^{\text{ДГ2}} \cdot c_p^{\text{ПОВ}} \cdot (T_K - T_{\text{ПОВ}}) = 626.07 \text{ кВт}$$

Кількість теплоти, що відводиться від двигуна охолоджуючою прісною водою :

$$Q_{\text{П.В.}}^{\text{ДГ2}} = 0,1 \cdot Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ2}} = 636.94 \text{ кВт}$$

Кількість теплоти, що відводиться від двигуна мастилом :

$$Q_{\text{М}}^{\text{ДГ2}} = 0,045 \cdot Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ2}} = 0,04 \cdot 8\,875 = 286.62 \text{ кВт}$$

Кількість залишкової теплоти, що відводиться від двигуні в навколишнє середовище:

$$Q_{\text{зал.}}^{\text{ДГ2}} = 0,02 \cdot Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ2}} = 127.39 \text{ кВт}$$

Перевірка:

$$Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ2}} = Q_{\text{зал.}}^{\text{ДГ2}} + Q_{\text{М}}^{\text{ДГ2}} + Q_{\text{П.В.}}^{\text{ДГ2}} + Q_{\text{ПОВ}}^{\text{ДГ2}} + Q_{\Gamma}^{\text{ДГ2}} + N_e^{\text{ДГ2}}$$

					КРБ.6.135.4217см3.01.02.ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$6369.4 = 127.39 + 286.62 + 636.94 + 626.07 + 1686.015 + 3000$$

$$6363.04 \approx 6369.4$$

2.4.5. Розрахунок потоків енергії в допоміжному котлі

За тиском $P_s^{ДК}$ визначається ентальпія насиченої пари h'' :

$$h'' = 2758 \text{ кДж/кг}$$

За температурою $T_{Ж.В.}^{ДК}$ визначається ентальпія живильної води h' :

$$h' = 294 \text{ кДж/кг}$$

Кількість теплоти, що витрачається на отримання насиченої пари в ДК:

$$Q_s^{ДК} = \frac{D^{ДК} \cdot (h'' - h')}{3600} = 3422,2 \text{ кВт}$$

Теплота, що виділяється при згорянні палива при $\eta_{ДК} = 0,84$:

$$Q_{ПАЛ}^{ДК} = \frac{Q_s^{ДК}}{\eta_{ДК}} = \frac{10070}{0,83} = 4074 \text{ кВт}$$

2.4.6. Визначення коефіцієнтів корисної дії та коефіцієнтів використання теплоти енергетичної установки контейнерного судна

Визначення цих коефіцієнтів буде проведено на ходовому режимі з рефрежирацією та стояночному режимі з рефрежирацією, бо саме на них СЕУ найбільше навантажена.

Ходовий режим з рефрежирацією:

На цьому режимі роботи судна в складі СЕУ працюють: головний двигун, опріснювальна установка, допоміжний котел, два дизель-генератора 6Н32/40 та два дизель-генератора 9Н32/40.

Буксировочна потужність, що перетворюється на упор:

$$N_R = N_e^{\Gamma Д} \cdot \eta_{ВП} \cdot \eta_P,$$

де $\eta_{ВП}$ – ККД валопроводу, $\eta_{ВП} = 0,98$; η_P – ККД пропульсивний, $= 0,7$:

$$N_R = 59600 \cdot 0,98 \cdot 0,7 = 40885,6 \text{ кВт}$$

Втрати енергії у валопроводі:

$$Q_{ВП} = N_e^{\Gamma Д} \cdot (1 - \eta_{ВП}) = 1192 \text{ кВт}$$

					КРБ.6.135.4217см3.01.02.ПЗ	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Втрати енергії у рушії:

$$Q_P = (N_e^{\Gamma D} - Q_{ВП}) \cdot (1 - \eta_P) = 17522,4 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт використання теплоти СЕУ на ходовому режимі з рефрижерацією:

$$\eta_{\text{ВТ х.р.}}^{\text{СЕУ}} = \frac{N_R + 2 \cdot P_{\text{ЕГ}}^{\text{ДГ1}} + 2 \cdot P_{\text{ЕГ}}^{\text{ДГ2}} + Q_s^{\text{ДК}} + Q_s^{\text{ОУ}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} + 2 \cdot Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ1}} + 2 \cdot Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ2}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = 0,378,$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на стояночному режимі з рефрижерацією:

$$\eta_{\text{е х.р.}}^{\text{СЕУ}} = \frac{N_R + 2 \cdot P_{\text{ЕГ}}^{\text{ДГ1}} + 2 \cdot P_{\text{ЕГ}}^{\text{ДГ2}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} + 2 \cdot Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ1}} + 2 \cdot Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ2}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = 0,354$$

Стоянковий режим з вантажними операціями:

На цьому режимі роботи судна в складі СЕУ працюють: допоміжний котел, один дизель-генератора 9Н32/40 та два дизель-генератора 6Н32/40.

Коефіцієнт використання теплоти СЕУ на стоянковому режимі з вантажними операціями:

$$\eta_{\text{ВТ срво.}}^{\text{СЕУ}} = \frac{N_R + P_{\text{ЕГ}}^{\text{ДГ1}} + 2 \cdot P_{\text{ЕГ}}^{\text{ДГ2}} + Q_s^{\text{ДК}} + Q_s^{\text{ОУ}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ1}} + 2 \cdot Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ2}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = 0,374$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на стоянковому режимі з вантажними операціями:

$$\eta_{\text{е срво.}}^{\text{СЕУ}} = \frac{N_R + P_{\text{ЕГ}}^{\text{ДГ1}} + 2 \cdot P_{\text{ЕГ}}^{\text{ДГ2}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ1}} + 2 \cdot Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ2}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = 0,349$$

Висновок. В цьому розділі була побудована структурно-функціональна схема СЕУ, були визначені режими роботи елементів СЕУ, розраховані діаметр валів та продуктивність опріснювальної установки, зроблені теплові баланси головного двигуна, дизель-генераторів та парового котла.

Для ходового та стоянкового режимів розраховані коефіцієнт використання теплоти СЕУ та коефіцієнт корисної дії СЕУ, чисельні значення яких становлять 0,378 та 0,374 для ходового режиму та 0,374 та 0,349 для стоянкового режиму відповідно

					КРБ.6.135.4217см3.01.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

					КРБ.6.135.4217ст3.01.03.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Визначення параметрів суднового двигуна MAN 11G95ME-C10.5		
Студент	Петрик Р.В.						
Керівник	Чердніченко О.К.						
					Літ. Арк. Аркушів 24 13 НУК		

РОЗДІЛ 3 Визначення параметрів суднового двигуна

3.1. Характеристика двигуна та його загальний устрій [3]

3.1.1. Загальна характеристика двигуна

11G95ME-C10.5 – двотактовий малообертовий двигун фірми MAN B&W, потужністю 59600 кВт. Частота обертання становить 80 хв^{-1} . Діаметр циліндра – 950 мм, хід поршня – 3460 мм. Витрата палива – $172,8 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$.

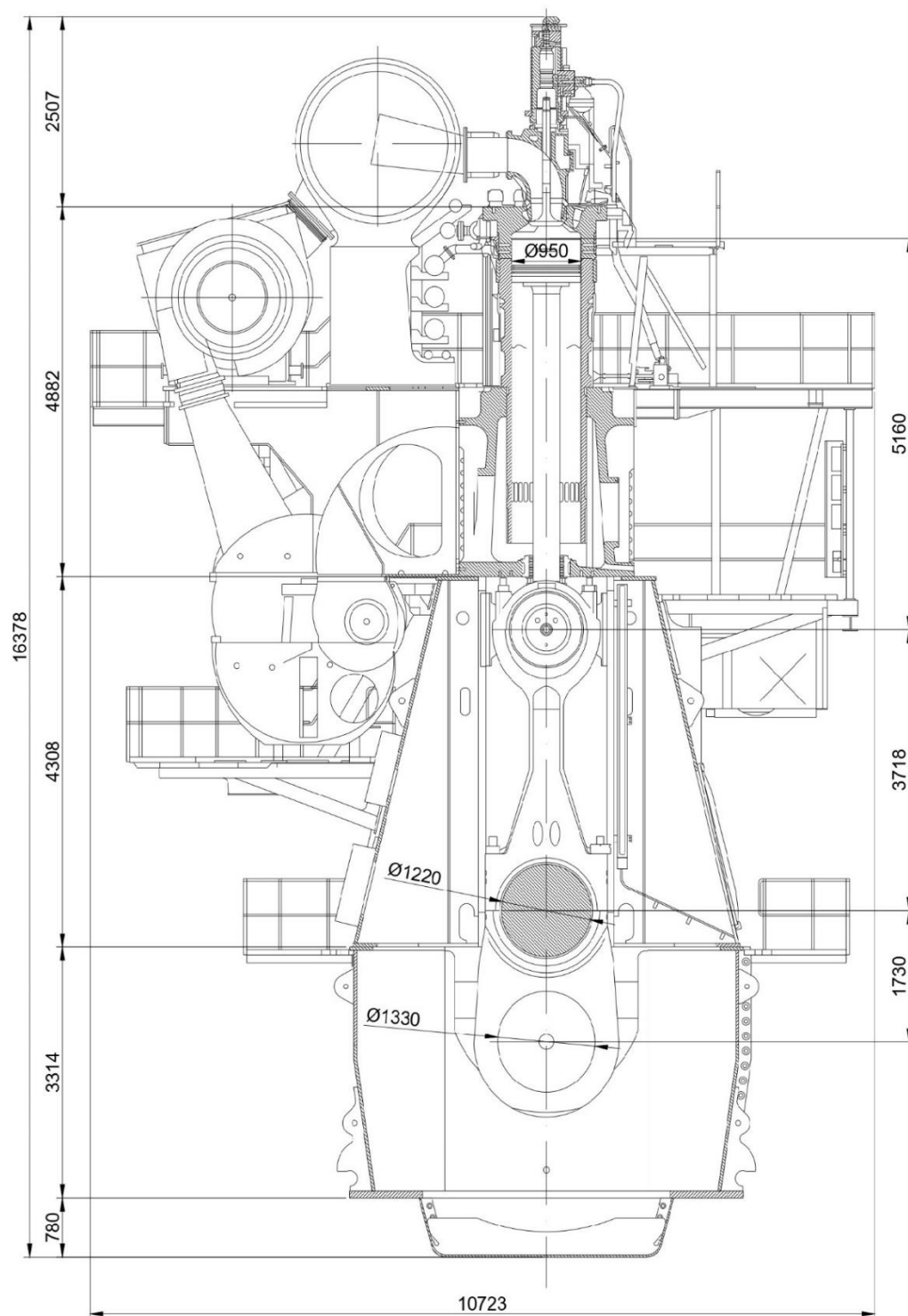


Рис.3.1. Поперечний розріз двигуна MAN B&W 11G95ME-C10.5

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.6.135.4217см3.01.03.ПЗ

Арк.

25

3.2. Системи головного двигуна. [3]

Система промивної води

Система промивної води (англ. Wash-water system) подає промивну воду в охолоджувач продувного повітря (англ. SAC – scavenge air cooler) Це дозволяє промивати охолоджувач продувного повітря під час роботи. При цьому його регулярне промивання збільшує термін служби кулера і підтримує продуктивність в заданому діапазоні.

Система охолоджувальної води

Система охолоджувальної води (англ. Cooling water system) забезпечує охолоджуючою водою наступні елементи:

- Гільза циліндру;
- Кришка циліндру;
- Клітки випускних клапанів;
- Охолоджувач продувочного повітря;

Ця система складається з наступних частин:

- Автоматична вентиляційна установка. Вона постійно випускає непотрібне повітря з охолоджувальної води.
- Циклонний сепаратор. Він розділяє повітря та охолоджуючу воду.
- Клапан регулювання температури. Він регулює температуру охолоджувальної води гільз циліндра. Задана температура залежить від використаного палива.
- Якщо привід клапана непридатний до обслуговування, є можливість вручну встановити клапан на вказане значення положення.
- Підкачувальний насос. Він збільшує тиск охолоджувальної води гільз циліндрів.
- Вентиляційний клапан. Його можна використовувати вручну для випуску небажаного повітря з охолоджувальної води, якщо автоматична вентиляційна установка або циклонний сепаратор не працюють належним чином.

					КРБ.6.135.4217см3.01.03.ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Система змащення

Система змащення (servo oil system) забезпечує маслом наступні елементи двигуна:

- Підшипники;
- Зубчасті колеса;
- Гасителі коливань;
- Поршні;
- Хрестовини в зборі;
- Інші ходові частини.

Масляна система складається з наступних частин:

- Маслопроводи. Масляні труби, що з'єднують елементи, які використовують масло.
- Важіль. Він подає в картер двигуна масло до траверси.
- Клапан зразка масла. Використовується для взяття зразка масла, що подається.

Система пускового повітря

Система пускового повітря (starting air system) обертає колінчастий вал перед початком звичайного циклу згоряння двигуна.

Система пускового повітря складається з наступних частин:

- Запірний клапан пускового повітря. Він подає пускове повітря в трубу подачі пускового повітря.
- Труба подачі пускового повітря. Вона забезпечує пускові клапани кожного циліндру пусковим повітрям. Труба подачі пускового повітря має запобіжний клапан і два зливних клапана.
- Пусковий клапан. Кожен циліндр має пусковий клапан з електромагнітним клапаном. Кожен пусковий клапан забезпечує відповідний циліндр зазначеною кількістю пускового повітря в правильний час.
- Клапаний блок для запуску двигуна.

					КРБ.6.135.4217см3.01.03.ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Поворотня шестерня пристрою розчеплення. Коли поворотна передача включена, пристрій розчеплення повертає передачу закриває запірну арматуру в трубі подачі. Це запобігає запуску двигуна.
- Полум'ярозрядник. Він запобігає зворотньому руху потоку газу у повітропровід.

Система продувки повітря

Турбокомпресор набирає повітря безпосередньо з моторного відсіку через глушник шуму впуску турбокомпресора. Повітря з турбокомпресора проходить через повітрязаборник, повітроохолоджувач і ресивер продувочного повітря до продувних вікон гільз циліндров. Ресивер продувочного повітря має D-подібну форму конструкції.

Паливна система

Паливна система подає необхідну кількість палива до інжекторних клапанів циліндрів.

Паливна система складеться з наступних частин:

- Паливні труби. Паливопроводи з'єднують елементи паливної систмеи. Усі паливні труби мають підігрів, щоб зберегти паливо теплим від час роботи т адля короткочасних зупинок двигуна. Паливін труби високого тиску, які не входять до рампи, маютьконструкцію з подвійною стінкою та точки перевірки витоків.
- Клапан збереження тиску. Реугльований клапан збереження тиску у зворотній трубі підтимує правильний тиск палива у труі подачсі паливних насосів.
- Блок живлення. Він містить паливні насоси та відповідні елементи.
- Паливний насос. Він подає паливо в паливну рампу під тиском до 1000 бар.
- Паливна рампа. Залежно від конкретного двигуна паливна рампа подає паливо до клапанів обмеження потоку або до блоків керування уприскуванням.

					КРБ.6.135.4217см3.01.03.ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Зворотний клапан . Він запобігає зворотному потоку палива з паливної рампи до паливних насосів.
- Клапан регулювання тиску. Він має різні функції для контролю потоку та тиску в паливній рампі.
- Запобіжний клапан. Він є запобіжним пристроєм. Якщо тиск палива перевищує встановлене значення, відкривається запобіжний клапан.
- Обмежувальний клапан. Він може бути встановлений на паливній рампі для подачі палива до відповідних інжекторних клапанів з відрегульованою кількістю палива.
- Блок керування впорскуванням (опціонально). Він може бути встановлений на паливній рампі, щоб подавати паливо до відповідних клапанів упорскування з відкоригованою кількістю палива.
- Інжекторний клапан. Він подає в камеру згоряння паливо його розпиленням.

Система вихлопних газів

Від випускних клапанів відпрацьовані гази надходять до ресивера, де вирівнюється тиск, що коливається, в окремих циліндрах, і загальний обсяг газу спрямовується в турбокомпресор(и). Після турбокомпресора(ів) газ надходить у зовнішню систему вихлопних труб.

Компенсатори встановлюються між випускними клапанами та ресивером, а також між ресивером та турбокомпресором(ами).

Приймач вихлопних газів та вихлопні труби ізольовані та покриті оцинкованою сталлю.

Між ресивером вихлопних газів та турбокомпресором встановлені захисні ґрати.

					КРБ.6.135.4217см3.01.03.ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3. Розрахунок робочого циклу двигуна [11]

3.3.1. Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна наведено в додатку 4

3.3.2. Розрахунок процесів

Розрахунок процесу наповнення:

Температура повітря за компресором, К:

$$T_k = T_0 \cdot \left(1 + \frac{\left(\left(\frac{P_k}{P_0} \right) - 1 \right)}{\eta_{k.ad}} \right) = 465,8$$

Температура повітря в ресивері, К:

$$T_s = T_k - \eta_0 \cdot (T_k - T_0) = 316,028$$

Температура повітря в кінці наповнення, К:

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = 346,18$$

Тиск повітря в ресивері двигуна, МПа:

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,336$$

Тиск в кінці наповнення, МПа:

$$P_a = \xi_a \cdot P_s = 0,333$$

Коефіцієнт наповнення:

$$\eta_0 = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) = 0,866$$

Розрахунок процесу стиснення:

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

$$c'_v = 19,26 + 0,0025 \cdot T$$

Регресійне рівняння для розрахунку середньої ізохорної мольної питомої теплоємності відхідних газів, кДж/(кмоль·К):

$$c''_v = 20,47 + 0,0036 \cdot T$$

					КРБ.6.135.4217см3.01.03.ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначення коефіцієнтів рівняння регресії для теплоємності суміші газів в циліндрі в кінці процесу стиснення виконується за формулою:

$$c''_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot c''_v + (\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} = a_{vc} + b_c \cdot T$$

$$a_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot 20,47 + (\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r) \cdot 19,26}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} = 19,276$$

$$b_c = \frac{\gamma_r \cdot 0,0036 + (\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r) \cdot 0,0025}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} = 0,0025$$

Показник політропи стиснення визначається методом послідовних наближень, задаючись значеннями $n_1 = 1,34 \dots 1,42$, для досягнення тотожності між парвою та лівою частиною рівняння:

$$n_1 - 1 = \frac{8,13}{a_{vc} - b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1-1})}$$

Тотожність частин рівняння досягається при:

$$n_1 = 1,362$$

Тиск в кінці стиснення, МПа:

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 13,294$$

Температура в кінці стиснення, К:

$$T_c = 922,362$$

Розрахунок процесу згоряння:

Кількість повітря, що надійшло до циліндру, кмоль/кг:

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = 1,42$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} = 1,0223$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = 1,0214$$

					КРБ.6.135.4217см3.01.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

Частка палива, що згоріла до точки z:

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = 0,969$$

Коефіцієнт молекулярної щільності в точці z:

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z = 1,021$$

Питома ізохорна середня теплоємність в точці z, кДж/(кмоль·К):

$$c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} = a_{vz} + b_z \cdot T$$

$$\text{де } \Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) = \left(\frac{0,126}{4} + \frac{0,004}{32} \right) = 0,0316$$

$$L_0 = 0,495 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$$

$$m = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} = 1 + \frac{0,0316}{0,495} = 1,064$$

$$a_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot 20,47 + (\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)) \cdot 19,26}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} = 19,69$$

$$b_z = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot 0,0036 + (\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)) \cdot 0,0025}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} = 0,00289$$

Визначення коефіцієнтів рівняння регресії для теплоємності робочого тіла в точці b, кДж/(кмоль·К):

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

$$a_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot 20,47 + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot 19,26}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} = 19,698$$

$$b_b = \frac{(m + \gamma_r) \cdot 20,47 + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot 19,26}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} = 0,00289$$

Визначення температури в точці z виконується за формулою:

$$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + (c'_{vb} + 8,314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_{vb} + 8,314 \cdot \lambda)) \cdot T_c = \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$$

Для спрощення розрахунку визначимо T_z шляхом послідовних наближень вирішуючи рівняння:

$$T_z = \frac{C}{A \cdot T_z + B'}$$

$$\text{де } C = \frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + (c'_{vb} + 8,314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_{vb} + 8,314 \cdot \lambda)) \cdot T_c$$

					КРБ.6.135.4217см3.01.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

$$A = \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot b_z$$

$$B = \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot (a_{vz} + 8,314)$$

Тотожність частин рівняння досягається при:

$$T_z = 1677,7 \text{ K}$$

Максимальний тиск в циліндрі, МПа:

$$P_z = \alpha \cdot P_c = 15,288$$

Розрахунок процесу розширення:

Ступінь попереднього розширення:

$$\rho = \frac{\beta_z \cdot T_z}{1,12 \cdot T_c} = 1,615$$

Сутпіннь подальшого розширення:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = 9,291$$

Визначення показника політропи розширення та температури робочого тіла в точці b виконується шляхом спільного послідовного наближення наступних рівнянь:

$$n_2 = \left(\frac{8,314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H(\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{vz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{vb} + T_b \cdot b_b) \cdot T_b} \right) + 1$$

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

Тотожність частин цих рівнянь досягається при:

$$n_2 = 1,296$$

$$T_b = 866,7$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа:

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = 0,85$$

Розрахунок індикаторних показників циклу:

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа:

$$P_{i.t.} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left(\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\rho \cdot \lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right) = 1,908$$

					КРБ.6.135.4217см3.01.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа:

$$P_i = P_{i.т.} \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n) = 1,757$$

Питома індикаторна витрата палива, кг/(кВт·год):

$$g_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} = 0,16$$

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \cdot Q_H} = 0,528$$

Визначення ефективних показників:

Середній ефективний тиск, МПа:

$$P_e = P_i \cdot \eta_m = 1,651$$

Ефективний ККД:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,496$$

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

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = 0,1699$$

Ефективна потужність двигуна, кВт:

$$N'_e = 13,1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i = 59448,9$$

Похибка визначення ефективної потужності:

$$\Delta N = \frac{N'_e - N_e}{N'_e} \cdot 100\% = -0,25\%$$

$$\Delta N < 0,5\%$$

3.4. Розрахунок та побудова індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують по даним розрахунку робочого циклу. Побудову діаграми виконують аналітичним способом, так як графічні методи побудови дають великі похибки.

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

- Для процесу стиснення: $p_{ст} = \frac{p_c}{(V/V_c)^{n_1}}$ (3.1)

					КРБ.6.135.4217см3.01.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

- Для процесу розширення: $p_{\text{роз}} = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}}$ (3.2)

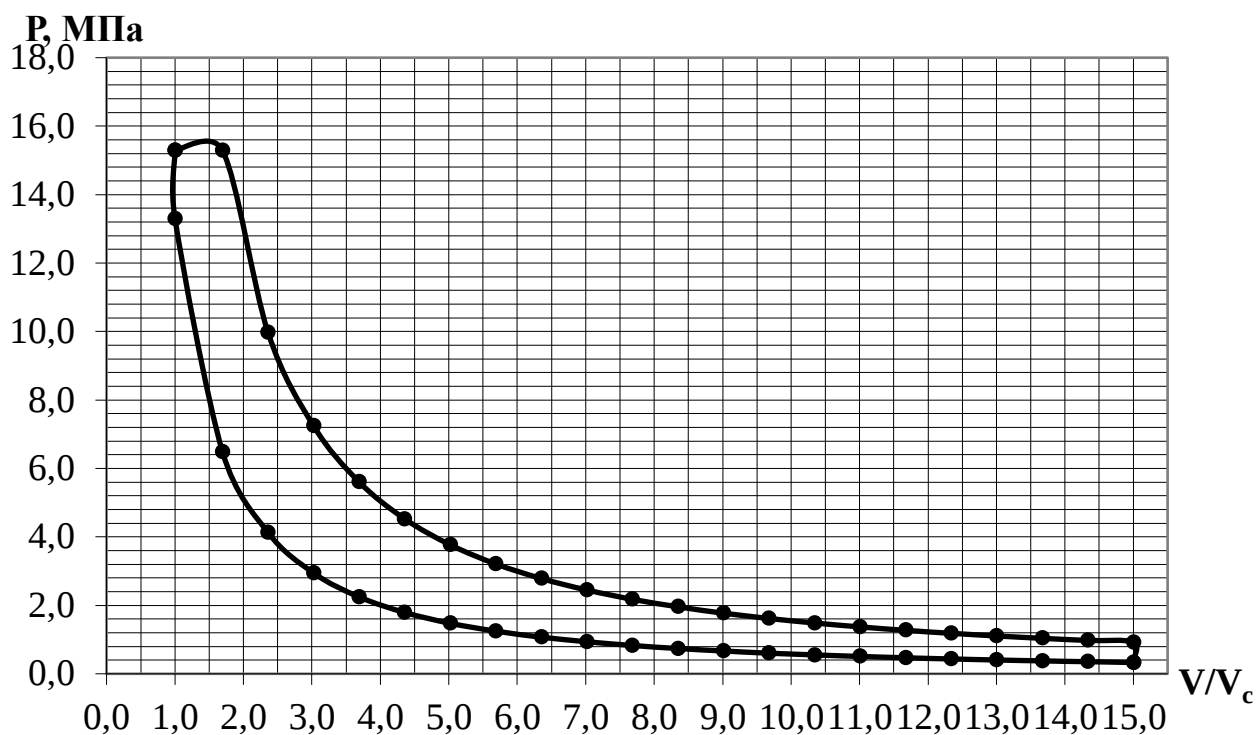
Результати розрахунку точок, розрахованих за формулами 3.1 та 3.2 індикаторної діаграми наведені в табл. 3.1.

Дані для розрахунку та побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,362
Показник політропи розширення n_2	1,289
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	13.294
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	15.288
Ступінь попереднього розширення ρ	1,694
Ступінь стиснення ε	15

Таблиця 3.1. Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{\text{ст}}$	$p_{\text{розш}}$
1,00	15,29	
1,00	13,29	15,29
1,69	6,48	15,29
2,36	4,13	9,97
3,02	2,94	7,24
3,69	2,25	5,60
4,36	1,79	4,53
5,02	1,48	3,77
5,69	1,25	3,21
6,35	1,07	2,78
7,02	0,94	2,45
7,68	0,83	2,18
8,35	0,74	1,96
9,01	0,67	1,77
9,68	0,60	1,62
10,34	0,55	1,48
11,01	0,51	1,37
11,67	0,47	1,27
12,34	0,43	1,18
13,00	0,40	1,11
13,67	0,38	1,04
14,33	0,35	0,97
15,00	0,33	0,92
15,00		0,33



3.2. Індикаторна діаграма робочого циклу двигуна 11G95ME-C10.5

Висновок. В цьому розділі описується головний двигун судна MAN 11G95ME-C10.5, його системи, розрахований робочий цикл двигуна (наповнення, стиснення, згоряння, розширення), побудована індикаторна діаграма.

					КРБ.6.135.4217ст3.01.04.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Розрахунок характеристик суднового допоміжного котла Kangrim	Літ.	Арк.
Студент	Петрик Р.В.						Аркуші
Керівник	Чередніченко О.К.					37	14
						НУК	

РОЗДІЛ 4 Розрахунок характеристики суднового допоміжного котла

4.1. Загальний устрій котла

Вибір теплової та компоновальної схеми котельної установки

Проектування теплової схеми та компоновання котла (визначення складу поверхонь нагріву, їх послідовності в газоповітряному тракті та способу з'єднання по пароводяному контуру) базується на технічному завданні та аналізі потреб суднових споживачів пари. У процесі розробки необхідно обґрунтувати:

- конфігурацію випарної поверхні;
- місце розташування пароперегрівника;
- доцільність встановлення хвостових поверхонь нагріву;
- конструктивні особливості зазначених елементів.

Склад та функціональні системи котельної установки [1]
Ефективна робота парового котла на рідкому паливі забезпечується такими системами:

- Паливна: для підготовки та подачі палива до форсунок.
- Живильна: для підготовки та нагнітання води в котел.
- Повітряно-газова: для подачі повітря в топку та відведення продуктів згоряння.
- Автоматичного регулювання та сигналізації: для контролю за горінням, живленням, температурою пари та захисту агрегату.
- Продування: для видалення солей та шламу, що накопичуються в котловій воді.
- Хімічного оброблення: для введення реагентів з метою запобігання корозії та накипу.

Призначення допоміжної котельної установки.

Згенерована пара використовується для забезпечення:

1. Роботи головної енергетичної установки (ГЕУ): підігрів палива, мастила та кінгстонів.
2. Суднових систем теплопостачання: опалення, гаряче водопостачання та вентиляція приміщень.

					КРБ.6.135.4217см3.01.04.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

3. Вантажних та технологічних потреб: підігрів рідких вантажів і забезпечення виробничих процесів на промислових судах.

Для отримання насиченої пари на сучасних судах використовують автоматизовані водотрубні або газотрубні котлоагрегати. Конкретна марка обладнання обирається залежно від необхідної паропродуктивності та робочого тиску пари

4.2. Вибір компоувальної схеми котла [7]

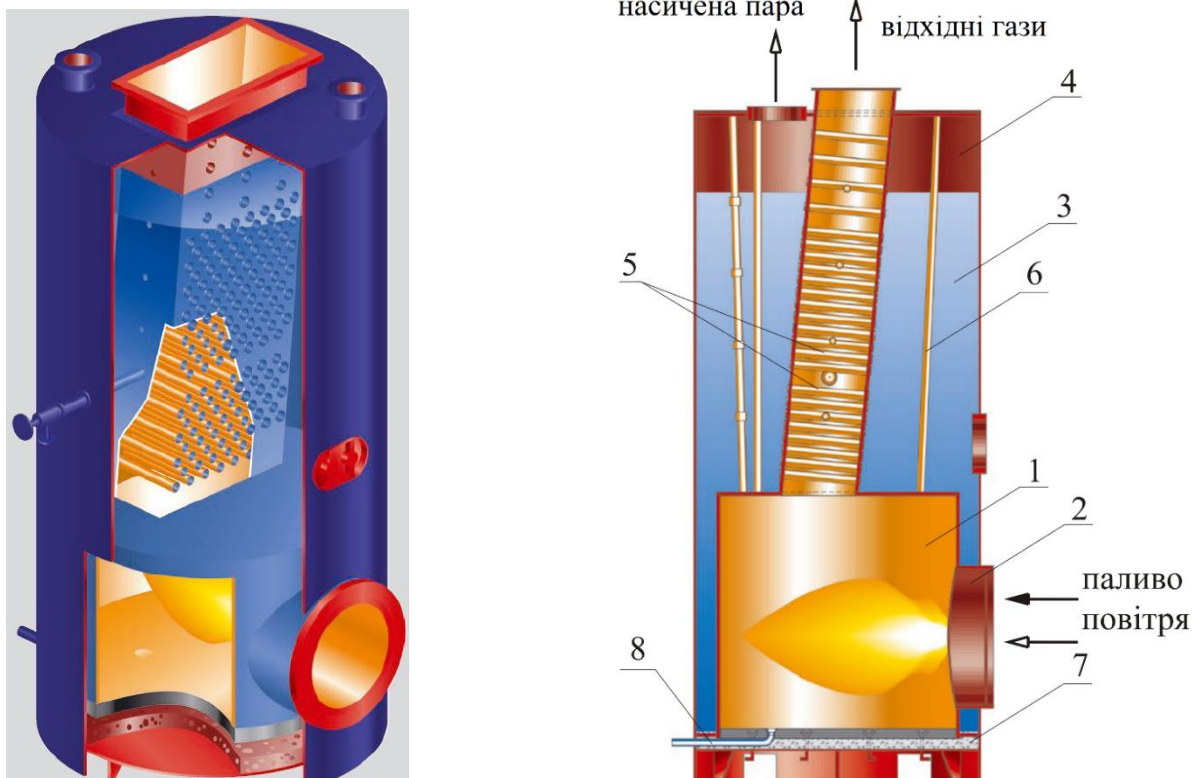


Рис.4.1. Загальний вид котла Kangrim (а) та його компоувальна схема (б): 1 – топка; 2 – форсункова труба; 3 – водяний простір; 4 – паровий простір; 5 – конвективна паротвірна поверхня нагріву; 6 – довгі в'язи; 7 – футеровка поду; 8 – дренажна труба

Котли Kangrim комплектуються ротаційним топковим пристроєм типу Ольборг KB-W, який призначений для спалювання як важкого та дизельного палив, так і відходів рідкого палива: теплота згоряння відходів палива 29,3 МДж/кг; максимальний вміст води 18...20 %; максимальний розмір твердих частинок 2 мм; максимальний вміст твердих частинок 5 %.

					КРБ.6.135.4217см3.01.04.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

Робота топкового пристрою повністю автоматизована. Діапазон потужностей топкових пристроїв 0,55...6,2 МВт, відповідна витрата палива 50...550 кг/год. Коефіцієнт надлишку повітря 1,15. Принцип роботи даного ротаційного топкового пристрою заснований на розпиленні під дією відцентрової сили. Розпилюючий стакан обертається на великій швидкості. Паливо рухається вперед під дією відцентрових сил по внутрішній поверхні стакану та скидається з ободу стакану у вигляді тонкої однорідної плівки.

4.3. Розрахунок процесу горіння [12]

Таблиця 4.1. Вхідні дані для теплового розрахунку котла Kangrim.

Характеристика	Умовне позначення	Значення	Одиниці вимірювання
Паропроодуктивність	D_T	5 (1,389)	т/год (кг/с)
Тиск пари	p	0,8	МПа
Температура живильної води	$t_{ж.в.}$	70	°С
ККД	η	84	%
Температура насичення	t_s	170,4	°С
Ступінь сухості пари	x	0,995	в.о.
Ентальпія киплячої води	$h_{н.в.}$	720,9	кДж/кг
Ентальпія сухої пари	$h_{с.п.}$	2768,4	кДж/кг
Ентальпія живильної води	$h_{ж.в.}$	294	кДж/кг
Ентальпія наисченої пари	$h_{н.п.}$	2758,2	кДж/кг
Коефіцієнт надлишку повітря	α	1,15	в.о.

Розрахунок об'єму повітря та продуктів згорання:

Коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 1,15$.

Склад палива, %:

C_r	H_r	S_r	N_r	A_p	W_p
87,9	10,9	0,5	0,7	0,15	2

Коефіцієнт перерахунку на робочу масу, %:

$$K = \frac{100 - A_p - W_p}{100} = 0,9785$$

Склад палива на робочу масу, %:

$$C_p = C_r \cdot K = 86,0101$$

$$H_p = H_r \cdot K = 10,6656$$

$$S_p = S_r \cdot K = 0,4893$$

$$N_p = N_r \cdot K = 0,6849$$

Перевірка, %:

$$C_p + H_p + S_p + N_p + A_p + W_p = 100$$

Теоретична кількість повітря, м³/кг:

$$V_o = 0,0889 \cdot (C_p + 0,375 \cdot S_p) = 10,4662$$

Об'єм триатомних газів, м³/кг:

$$V_{RO_2} = 0,0187 \cdot (C_p + 0,375 \cdot S_p) = 1,6084$$

Теоретичний об'єм азоту в продуктах згоряння, м³/кг:

$$V_{ON_2} = 0,79 \cdot V_o + 0,8 \frac{N_p}{100} = 8,2738$$

Вологовміст повітря приймаємо $d = 0,01$ кг/кг

Теоретичний об'єм водяної пари, м³/кг:

$$V_{oH_2O} = 0,111 \cdot H_p + 0,124 \cdot W_p + 1,6 \cdot d \cdot V_o + 1,24 \cdot G_\phi = 1,364$$

Об'єм водяної пари, м³/кг:

$$V_{H_2O} = 0,111 \cdot H_p + 0,124 \cdot W_p + 1,6 \cdot d \cdot \alpha \cdot V_o + 1,24 \cdot G_\phi = 1,4025$$

Надлишкова кількість сухого повітря, м³/кг:

$$V_{над} = V_o \cdot (\alpha - 1) = 1,5699$$

Дійсний сумарний об'єм продуктів згоряння, м³/кг:

$$V_r = V_{RO_2} + V_{ON_2} + V_{H_2O} + V_{над} = 12,8546$$

Об'ємні частки продуктів згоряння:

- суми триатомних газів:

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_r} = 0,1251$$

					КРБ.6.135.4217см3.01.04.ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- водяної пари:

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_r} = 0,1091$$

- Сумарна об'ємна частка:

$$r_{\text{сум}} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,2342$$

Ентальпія теоретичного об'єму повітря для діапазону температур 0-2200 оС, кДж/кг:

$$I_{\text{опов}}(t) = V_0 \cdot c_{\text{пов}}(t) \cdot t$$

Ентальпія теоретичного об'єму продуктів згоряння для діапазону температур 0-2200 оС, кДж/кг:

$$I_{0r}(t) = V_{RO_2} \cdot c_{RO_2}(t) \cdot t + V_{ON_2} \cdot c_{N_2}(t) \cdot t + V_{OH_2O} \cdot c_{H_2O}(t) \cdot t$$

Ентальпія дійсного об'єму продуктів згоряння, кДж/кг

$$I_r(t) = I_{0r}(t) + (\alpha - 1) \cdot I_{\text{опов}}(t)$$

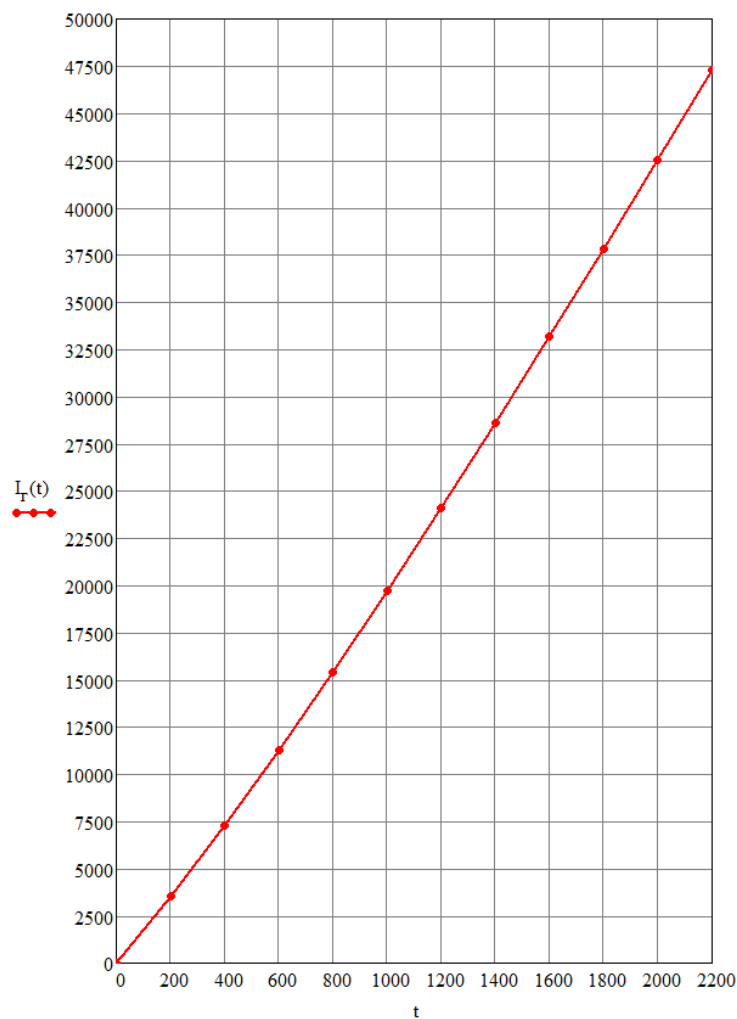


Рис. 4.3. Графік залежності ентальпії від температури для значення коефіцієнту надлишку повітря $\alpha = 1,15$

					КРБ.6.135.4217см3.01.04.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

4.4. Тепловий баланс котла [12]

Нижча теплота згоряння палива, кДж: $Q_n = 39800$

Температура холодного повітря, °C: $t_{х.пов.} = 30$

Температура підігрівання палива, °C: $t_{пал.} = 110$

Теплоємність сухого повітря при $t_{х.пов.}$, кДж/(м³·K): $c_{с.пов.} = 1,32$

Теплоємність водяної пари при $t_{х.пов.}$, кДж/(м³·K): $c_{H_2O} = 1,497$

Ентальпія холодного повітря, кДж/кг:

$$H_{х.пов.} = \alpha \cdot V_0 \cdot (c_{с.пов.} + 1,6 \cdot c_{H_2O} \cdot d) \cdot t_{х.пов.} = 485,2795$$

Фізична теплота палива, кДж/кг:

$$h_{пал.} = t_{пал.} \cdot (1,74 + 0,0025 \cdot t_{пал.}) = 221,65$$

Наявна теплота, кДж/кг:

$$Q_{наяв} = Q_n + h_{пал.} = 40021,65$$

Відносна втрата теплоти від хімічної неповноти згоряння палива, %:

$$q_3 = 0,5$$

Від зовнішнього охолодження, %:

$$q_5 = 1,5$$

Відносна втрата теплоти з відхідними газами з рівняння зворотнього теплового балансу, %:

$$q_2 = 100 - \eta - q_3 - q_5 = 14$$

Втрати теплоти з відхідними газами, кДж/кг:

$$Q_2 = 0,01 \cdot q_2 \cdot Q_{наяв} = 5603,031$$

Ентальпія відхідних газів, кДж/кг:

$$H_{від.} = Q_2 + H_{х.пов.} = 6088,31$$

Температура газів на виході з котла, °C:

$$\theta_{від.} = 336$$

Ентальпія продуктів згоряння при адіабатній температурі, кДж/кг:

$$H_a = Q_{наяв} \cdot (1 - 0,01 \cdot q_2) + H_{х.пов.} = 40306,821$$

Адiabатна температура продуктів згоряння, °C:

$$\theta_a = 1905$$

					КРБ.6.135.4217см3.01.04.ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплова потужність паротвірних поверхонь, кВт:

$$Q_{\text{пт}} = \frac{D \cdot (h_{\text{н.п.}} - h_{\text{ж.в.}})}{3600} = 3422,4479$$

Коефіцієнт збереження теплоти:

$$\varphi = 1 - \left(\frac{q_5}{\eta + q_5} \right) = 0,9825$$

Витрата палива з рівняння прямого теплового балансу, кг/с:

$$B = \frac{D \cdot (h_{\text{н.п.}} - h_{\text{ж.в.}})}{0,01 \cdot q_2 \cdot Q_{\text{наяв}}} = 0,1018$$

Перевірка:

- ентальпія газів на виході з котла, кДж/кг:

$$H_{\text{від}} = H_{\text{а}} - \frac{Q_{\text{пт}}}{\varphi \cdot B} = 6088,31$$

4.5. Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь

Конструктивні характеристики топки приймаються за даними котла прототипу

Внутрішній діаметр топки, м

$$d_{\text{т}} = 2$$

Висота топки

$$h_{\text{т}} = 1,6$$

Кількість форсунок

$$N = 1$$

Розрахункова продуктивність однієї форсунки, кг/с:

$$B_{\text{фор}} = \frac{B}{N} = 0,1018$$

Об'єм топки, м³:

$$V_{\text{т}} = 0,25 \cdot \pi \cdot B_{\text{фор}}^{0,5} = 5,0265$$

Теплове напруження топкового об'єму, кВт/м³,

$$q_{\text{т}} = \frac{B \cdot Q_{\text{наяв}}}{V_{\text{т}}} = 810,5647$$

Витрата повітря через отвір фурми, м³/с,

$$V_{\text{ф}} = \frac{\alpha \cdot V_0 \cdot B_{\text{ф}} \cdot (t_{\text{х.пов}} + 273)}{273} = 1,36$$

					КРБ.6.135.4217см3.01.04.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

Швидкість повітря у отворі фурми, м/с, (приймається)

$$w_{\phi} = 20$$

Живий переріз фурми, м²,

$$f_{\phi} = \frac{V_{\phi}}{w_{\phi}} = 0,068$$

Розрахунковий діаметр фурми, м,

$$d_{\phi} = \sqrt{\frac{f_{\phi}}{0,785}} = 0,2943$$

Площа повної поверхні топки, м²,

$$F_{\text{ст}} = \pi \cdot d_{\text{т}} \cdot h_{\text{т}} + 2 \cdot (0,25 \cdot \pi \cdot d_{\text{т}}^2) = 16,3363$$

Площа променесприймальної поверхні топки, м²,

$$H_{\text{пр}} = F_{\text{ст}} - 0,25 \cdot \pi \cdot d_{\text{т}}^2 - 0,25 \cdot \pi \cdot d_{\phi}^2 = 13,1267$$

Ступінь екранування топки

$$\psi_{\text{т}} = \frac{H_{\text{пр}}}{F_{\text{ст}}} = 0,8035$$

Ефективна товщина випромінюючого шару топки, м,

$$s_{\text{т}} = 3,6 \cdot \frac{V_{\text{т}}}{F_{\text{ст}}} = 1,1077$$

Тепловий розрахунок топки виконується за рекомендаціями для топок з боковим розміщенням топкового пристрою та верхнім відведенням газів.

Ентальпія продуктів згоряння при адіабатній температурі, кДж/кг

$$I_{\text{а}} = 4,0307 \cdot 10^4$$

Адіабатна температура продуктів згоряння, оС,

$$\theta_{\text{а}} = 1,905 \cdot 10^3$$

Адіабатна температура продуктів згоряння, К,

$$T_{\text{а}} = \theta_{\text{а}} + 273 = 2,178 \cdot 10^3$$

Температура продуктів згоряння на виході з топки, К,

$$T_{\text{т.пр}} = 1,343 \cdot 10^3$$

					КРБ.6.135.4217см3.01.04.ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ентальпія продуктів згоряння на виході з топки (діаграма І.г-Q), кДж/кг,

$$I_{\text{т.пр}} = I_{\text{г}}(\theta_{\text{т.пр}}) = 2,1219 \cdot 10^4$$

Середня сумарна теплоємність продуктів згоряння, кДж/(кг*К),

$$\Sigma Vc = \frac{I_{\text{а}} - I_{\text{т.пр}}}{\theta_{\text{а}} - \theta_{\text{т.пр}}} = 22,8598$$

Тиск у топці з вентиляторним дуттям, МПа,

$$p_{\text{т}} = 0,1$$

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

$$k_{\text{г.т}} = \frac{2,55 + 5,11 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{p_{\text{т}} \cdot r_{\text{сум}} \cdot s_{\text{т}}}} \cdot \left(1 - 0,38 \cdot \frac{T_{\text{т.пр}}}{1000}\right) \cdot r_{\text{сум}} = 2,2127$$

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

$$k_{\text{с}} = 16,31 \cdot \frac{T_{\text{т.пр}}}{1000} - 5,097 = 16,8073$$

Ступінь чорноти триатомних газів

$$a_{\text{г.т}} = 1 - e^{-k_{\text{г.т}} \cdot p_{\text{т}} \cdot s_{\text{т}}} = 0,2174$$

Ступінь чорноти світлого полум'я

$$a_{\text{св}} = 1 - e^{-k_{\text{с}} \cdot p_{\text{т}} \cdot s_{\text{т}}} = 0,8446$$

Коефіцієнт заповнення топки світним полум'ям

$$m_{\text{т}} = 0,5 + 0,43 \cdot q_{\text{т}} \cdot 10^{-3} = 0,8485$$

Ступінь чорноти факела

$$a_{\text{ф}} = m_{\text{т}} \cdot a_{\text{св}} + (1 - m_{\text{т}}) \cdot a_{\text{г.т}} = 0,7496$$

Коефіцієнт забруднення екранних труб

$$\zeta = 0,6$$

Ступінь чорноти топки

$$a_{\text{т}} = \frac{a_{\text{ф}}}{a_{\text{ф}} + \psi_{\text{т}} \cdot \zeta \cdot (1 - a_{\text{ф}})} = 0,8613$$

Критерій Больцмана

$$Bo = \frac{\phi \cdot B_{\text{ф}} \cdot \Sigma Vc}{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot \zeta \cdot H_{\text{пр}} \cdot T_{\text{а}}^3} = 0,4955$$

					КРБ.6.135.4217см3.01.04.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

Розрахункова температура продуктів згоряння на виході з топки, °С,

$$\theta_{.т} = \frac{T_{.a}}{0,445 \cdot \left(\frac{a_{.т}}{Bo}\right)^{0,6} + 1} - 273 = 1,0714 \cdot 10^3$$

Розрахункова ентальпія продуктів згоряння на виході з топки, кДж/кг,

$$I_{.т} = I_{.г}(\theta_{.т}) = 2,125 \cdot 10^4$$

Теплова потужність топки, кВт,

$$Q_{.пром} = \phi \cdot B_{.ф} \cdot (I_{.a} - I_{.т}) = 1,906 \cdot 10^3$$

Конструктивний розрахунок конвективного паротвірного пучка

Розміри газоходу (характеристики котла-прототипу), м,

Довжина

$$l_{.г} = 1,4$$

Ширина

$$B_{.г} = 0,7$$

Кут нахилу газоходу до горизонту, град,

$$\alpha_{.град} = 75$$

Кут нахилу газоходу до горизонту, рад,

$$\alpha_{.рад} = \frac{2\pi \cdot \alpha_{.град}}{360} = 1,309$$

Зовнішній діаметр труб (приймається), м,

$$d_{.тр} = 0,029$$

Крок труб поперечний (приймається), м,

$$s_{.1} = d_{.тр} + 0,015 = 0,044$$

Крок труб поздовжній (приймається), м,

$$s_{.2} = 0,05$$

Кількість труб одного ряду

$$z_{.1} = \frac{l_{.г}}{s_{.1}} - 0,5 = 31,3182$$

Прийнята кількість труб одного ряду

$$z_{.1пр} = 31$$

					КРБ.6.135.4217см3.01.04.ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Довжина труб пучка (характеристики котла-прототипу), м,

$$l_{.п} = b_{.г} \cdot \sin(\alpha_{.рад}) = 0,6761$$

Площа живого перерізу для проходу газів, м²,

$$f_{.г} = l_{.п} \cdot (l_{.г} - z_{.1пр} \cdot d_{.тр}) = 0,3388$$

Площа поверхні нагріву одного ряду, м²,

$$F_{.1р} = \pi \cdot d_{.тр} \cdot l_{.п} \cdot z_{.1пр} = 1,9096$$

Теплова потужність паротвірного пучка, кВт,

$$Q_{.п} = \frac{D}{3600} \cdot (i_{.н.п} - i_{.ж.в}) - Q_{.пром} = 1,5165 \cdot 10^3$$

Ентальпія газів за пучком, кДж/кг,

$$I_{.з.п} = I_{.т} - \frac{Q_{.п}}{\phi \cdot B_{.ф}} = 6,0883 \cdot 10^3$$

Температура газів за пучком, оС,

$$\theta_{.з.п} = 336$$

Середня температура газів у пучку, оС,

$$\theta_{.п} = 0,5(\theta_{.т} + \theta_{.з.п}) = 703,7184$$

Середня швидкість газів у пучку, м/с,

$$w_{.г.п} = \frac{V_{.г} \cdot B_{.ф} \cdot (\theta_{.п} + 273)}{273 \cdot f_{.г}} = 13,8212$$

Відносний крок труб у пучку:

поздовжній

$$\sigma_{.2} = \frac{s_{.2}}{d_{.тр}} = 1,7241$$

Поперечний

$$\sigma_{.1} = \frac{s_{.1}}{d_{.тр}} = 1,5172$$

Відносний діагональний крок

$$\sigma_{.2д} = \sqrt{\sigma_{.1}^2 \cdot 0,25 + \sigma_{.2}^2} = 1,8837$$

Параметр

$$\phi_{.с} = \frac{\sigma_{.1} - 1}{\sigma_{.2д} - 1} = 0,5853$$

					КРБ.6.135.4217см3.01.04.ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Поправка на компоновку

$$C_s = 0,34 \cdot \phi_{\sigma}^{0.1} = 0,3223$$

Поправка на кількість рядів

$$C_z = 1$$

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією, Вт/(м²·К),

$$\alpha_{\kappa} = \frac{\lambda}{d_{\text{тр}}} \cdot \left(w_{\text{г.п}} \cdot \frac{d_{\text{тр}}}{\nu} \right)^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \cdot C_s \cdot C_z = 108,1929$$

Коефіцієнт забруднення труб ззовні м²·К/Вт

$$\varepsilon = 0,007$$

Густина теплового потоку поверхні нагріву пучка (прийнято), Вт/м²,

$$q_{\text{п}} = 30 \cdot 10^3$$

Температура зовнішньої поверхні забруднюючого шару, °С

$$t_{\text{з}} = t_{\text{с}} + \varepsilon \cdot q_{\text{п}} = 380,4$$

Ефективна товщина випромінюючого шару, м,

$$s_{\text{еф}} = 0,9 \cdot d_{\text{тр}} \cdot \left[\left(\frac{4 \cdot s_{\text{1}} \cdot s_{\text{2}}}{\pi \cdot d_{\text{тр}}^2} \right) - 1 \right] = 0,0608$$

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

$$k_{\text{г.п}} = \left[\left(\frac{2,47 + 5,06 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{p_{\text{т}} \cdot r_{\text{сум}} \cdot s_{\text{еф}}}} \right) - 1 \right] \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{\theta_{\text{п}} + 273}{1000} \right) \cdot r_{\text{сум}} = 11,8259$$

Ступінь чорноти триатомних газів

$$a_{\text{г.п}} = 1 - e^{-p_{\text{т}} \cdot k_{\text{г.п}} \cdot s_{\text{еф}}} = 0,0694$$

Ступінь чорноти забруднених зовнішніх стінок труб

$$a_{\text{ст}} = 0,82$$

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газів до стінки труб,
Вт/(м²·К),

$$\alpha_{\text{вип}} = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{\text{ст}} + 1}{2} \cdot a_{\text{г.п}} \cdot (\theta_{\text{п}} + 273)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{t_{\text{з}} + 273}{\theta_{\text{п}} + 273} \right)^{3,6}}{1 - \frac{t_{\text{з}} + 273}{\theta_{\text{п}} + 273}} = 7,7098$$

Коефіцієнт повноти омивання труб пучка

$$\omega := 1,0$$

					КРБ.6.135.4217см3.01.04.ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки труб, Вт/(м²·К),

$$\alpha_{1\text{пч}} = \omega \cdot \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{вип}} = 115,9027$$

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К),

$$k_{\text{пч}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1\text{пч}}} + \varepsilon} = 63,988$$

Температурний напір, °С,

$$\Delta t_{\text{пч}} = \frac{\theta_{\text{т}} - \theta_{\text{з.п}}}{\ln\left(\frac{\theta_{\text{т}} - t_{\text{с}}}{\theta_{\text{з.п}} - t_{\text{с}}}\right)} = 434,1496$$

Розрахункова площа поверхні нагрів пучка, м²,

$$F_{\text{пч}} = \frac{Q_{\text{п}} \cdot 10^3}{k_{\text{пч}} \cdot \Delta t_{\text{пч}}} = 54,5883$$

Кількість рядів труб пучка

$$z_{\text{з.п}} = \text{ceil}\left(\frac{F_{\text{пч}}}{F_{\text{1р}}}\right) = 29$$

Розрахункова густина теплового потоку поверхні паротвірного пучка, Вт/м²,

$$q_{\text{п.р}} = \frac{Q_{\text{п}}}{F_{\text{пч}}} \cdot 10^3 = 2,778 \times 10^4$$

Розбіжність між розрахунковою і прийнятою густинами теплового потоку (не повинна перевищувати 15%)

$$q_{\text{п.}} = 100 \cdot \frac{q_{\text{п.р}} - q_{\text{п}}}{q_{\text{п}}} = -7,3988$$

Висновок. В цьому розділі описується допоміжний котел Kangrim з паропроодуктивністю 5т/г, розрахован процес горіння, побудована ІТ діаграма газів, розраховані топка та теплообмінні поверхні, визнчено кількість труб.

					КРБ.6.135.4217см3.01.04.ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4217ст3.01.05.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Визначення характеристик загальноосуднової системи – водяного пожежогасіння	Літ.	Арк.
Студент	Петрик Р.В.						Аркуші
Керівник	Чердніченко О.К.					51	14
						НУК	

РОЗДІЛ 5 Визначення характеристик загальносуднової системи

5.1. Розробка розгорнутої принципової схеми

5.1.1. Вимоги, що застосовуються до системи.

Для систем водяного пожежогасіння керівними документами, за якими вони проектується є Регістр судноплавства України та Міжнародна конвенція з охорона людського життя на морі 1974 р. (англ. International Convention for the Safety of Life at Sea).

Загальні вимоги Регістру судноплавства України представлені у третьому томі, пункті 3, розділі 4. [4]

Системи водяного пожежогасіння застосовується для гашення пожеж на відкритих ділянках палуби судна та на всіх поверхах надбудов судна. В службових приміщеннях вона не застосовується. Це зумовлено тим, що при гасінні палаючих нафтопродуктів потужні струмені води здатні розносити частинки нафтопродуктів, таким чином сприяючи розповсюдженню пожежі. Також через електропровідні властивості води, для гасіння електрообладнання її також не застосовують. [13]

Як правило така системи складається з:

- магістральних трубопроводів з відростками;
- пожежних насосів;
- пожежний кранів;
- рукавів та брандспойтів.

Система водяного пожежогасіння «НММ OSLO», у зв'язку з значною довжиною судна, має два місця приймання забортної води: під носовою та під кормовою надбудовами. Вони мають ідентичну структуру, тому розглянемо лише варіант, коли вода приймається під кормовою надбудовою.

Насос приймає воду з власного кінгстоного ящика. Після цього вона проходить фільтр, і через живільний насос та незворотно запірний клапан прямує до магістрального трубопроводу системи.

					КРБ.6.135.4217см3.01.05.ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

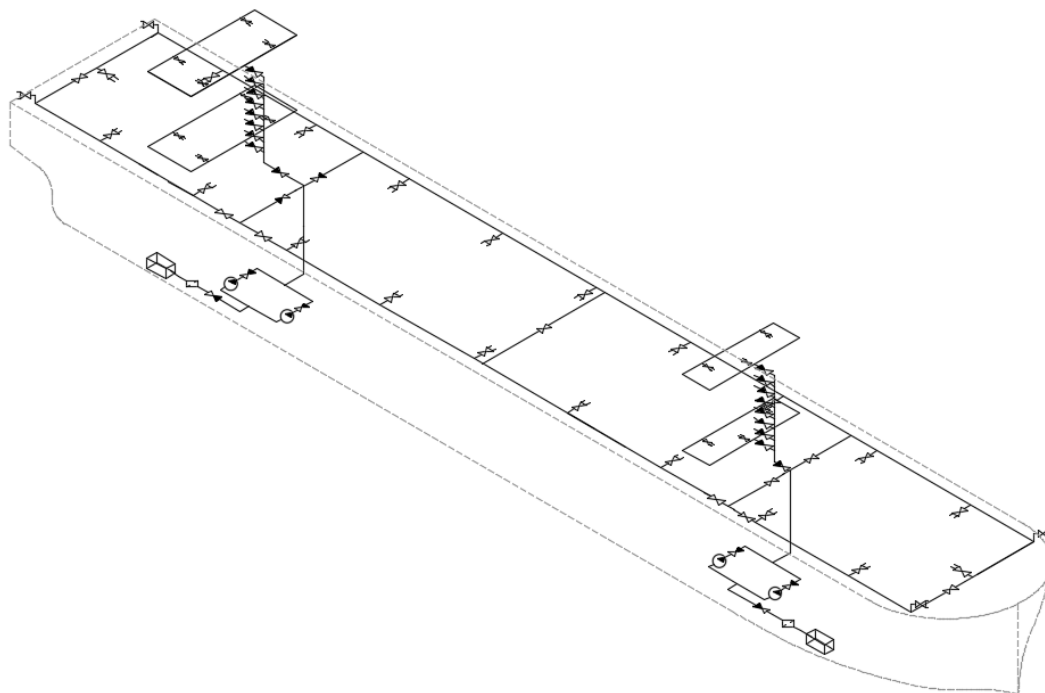


Рис. 5.1. Загальний вигляд схеми водяного пожежогасіння контейнеровозу

Магістральний трубопровід виконаний по кільцевій схемі, з наявністю поперечних перемичок з роз'єднувальними клапанами на кожній. Він розташований під головною палубою, на яку від нього йдуть відростки на пожежні крани, які використовуються для гасіння пожежі на відкритій палубі судна.

Дві надбудови судна також обладнані трубопроводами, що з'єднані з магістральним. На цій ділянці застосовуються незворотно-запірна арматура, для запобігання зворотнього руху води в трубопроводах. На кожному поверсі надбудови встановлені пожежні крани, а також пожежні рукави з брандспойтами.

5.2. Гідравлічний розрахунок системи

5.2.1. Вибір та обґрунтування основних розрахункових параметрів

Параметри заборотної води [4]:

- Температура $T_{з.в.} = 293 \text{ K}$;
- Густина $\rho_{з.в.} = 1025 \text{ кг/м}^3$;
- Коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu = 1,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

					КРБ.6.135.4217см3.01.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

Розрахунок сумарної подачі стаціонарних пожежних насосів відповідно до вимог Регістру [44]:

$$Q = km^2,$$

де $m = 1,68 \cdot \sqrt{L \cdot (B + D)} + 25$, де L, B та D – це геометричні розміри судна: довжина, ширина та висота борта відповідно. [2]

$$m = 1,68 \cdot \sqrt{L \cdot (B + D)} + 25 = 351,934$$

$$Q = km^2 = 0,008 \cdot 351,74^2 = 990,86 \text{ м}^3/\text{год}$$

Приймаємо кількість насосів 4 шт. Попередньо обираємо насоси Nijhuis Pompen BV серії Venus, продуктивністю 1000 м³/год та напором 30 м. вод. ст. [14]

Витрата води через пожежний ствол:

$$H_H = 30 \text{ м. вод. ст.}$$

$$v = \sqrt{2 \cdot g \cdot H_H} = \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 30} = 24,25 \text{ м/с}$$

$$q_{\text{ств}} = \mu \cdot F_{\text{ств}} \cdot v \cdot 3600,$$

де $F_{\text{ств}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{ств}}^2}{4}$, де $d_{\text{ств}} = 0,019 \text{ м}$ – діаметр вприску пожежних стволів (діаметр сопла брандспойта):

$$q_{\text{ств}} = \mu \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{ств}}^2}{4} \cdot v \cdot 3600 = 0,97 \cdot \frac{\pi \cdot 0,019^2}{4} \cdot 24,25 \cdot 3600 = 24 \text{ м}^3/\text{год}$$

5.2.2. Визначення продуктивності нагнітачів та діаметрів трубопроводів

Для виконання розрахунків продуктивності насосів та діаметрів труб розділимо систему обираємо дві найбільш віддалені відгалужень системи (рис.5.2):

- Вертикальну ділянку: 1 – 3 – 6 (для надбудов судна);
- Горизонтальну ділянку: 1 – 3 – 9 (для головної палуби).

При цьому відбувається поділ цих ділянок на окремі відрізки таким чином, щоб не виникало значних змін витрати води в їх межах. Систему убло поділено на 8 окремих ділянок, за якими в подальшому буде виконуватись розрахунок.

					КРБ.6.135.4217см3.01.05.ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

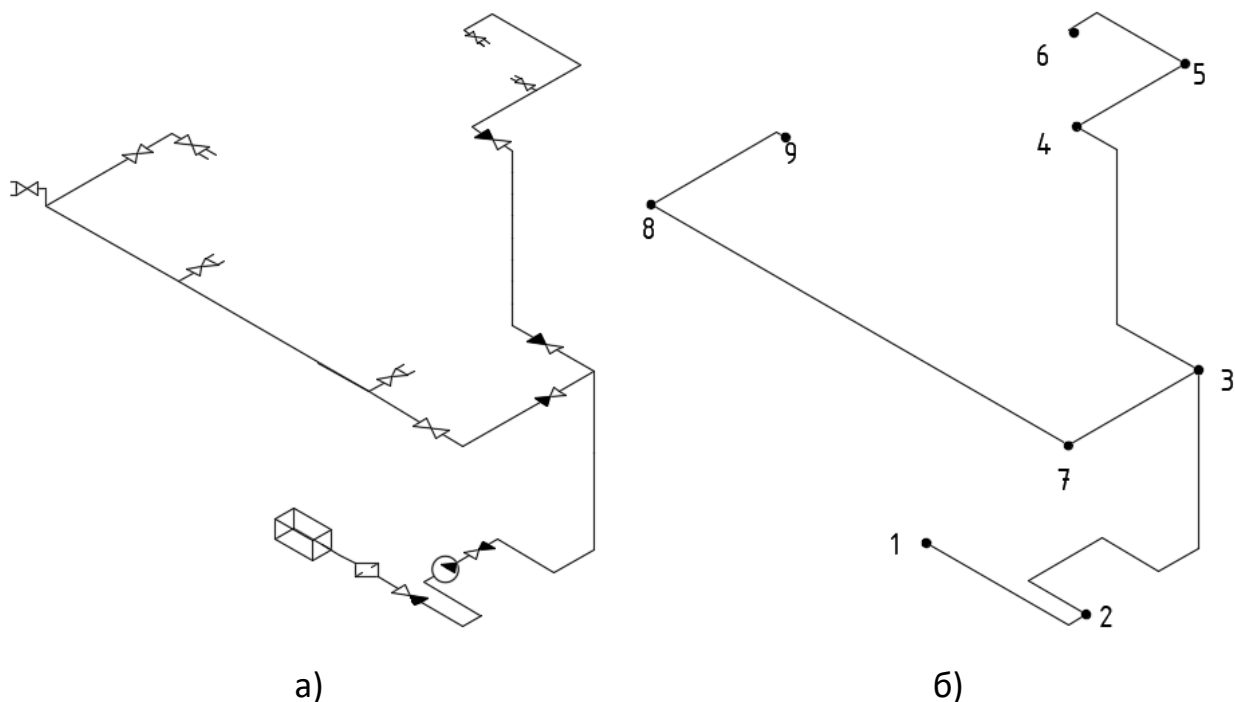


Рис. 5.2. Розрахункова схема трубопроводу: а) – загальний вигляд; б) вигляд з позначенням ділянок

За схемою системи на рис. 5.2. призначаємо витрати на окремих ділянках:

Ділянка 6 – 5 та 8 – 9: $Q_{6-5} = Q_{8-9} = q_{\text{ств}} = 24 \text{ м}^3/\text{год};$

Ділянка 7 – 8: $Q_{7-8} = 3 \cdot q_{\text{ств}} = 72 \text{ м}^3/\text{год};$

Ділянка 3 – 7: $Q_{3-7} = 6 \cdot q_{\text{ств}} = 144 \text{ м}^3/\text{год};$

Ділянка 3 – 4: $Q_{3-4} = 8 \cdot 4 \cdot q_{\text{ств}} = 768 \text{ м}^3/\text{год};$

Ділянка 4 – 5: $Q_{4-5} = 2 \cdot q_{\text{ств}} = 48 \text{ м}^3/\text{год};$

Ділянка 2 – 3 та 1 – 2: $Q_{2-3} = Q_{3-7} + 2 \cdot Q_{3-4} = 1056 \text{ м}^3/\text{год}.$

Зазначеної продуктивності не вистачить для прокачки до кінцевих ділянок системи. В такому разі обираємо насос тієї ж серії і марки, але з більшою продуктивністю у $1100 \text{ м}^3/\text{год}.$ [15]

За обраними значенням витрати для кожної ділянки розраховуємо діаметр трубопроводу. При цьому для діаметрів напірної частини (усі ділянки, окрім 1 – 2) використовуємо швидкість потоку води, що дорівнює $v_{\text{нап.}} = 4 \text{ м/с},$ а для діаметрів всмоктувальної частини (ділянка 1 – 2) використовуємо швидкість потоку води, що дорівнює $v_{\text{всм.}} = 2,5 \text{ м/с}.$

					КРБ.6.135.4217см3.01.05.ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\text{Ділянка 6 – 5 та 8 – 9: } d_{6-5} = d_{8-9} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{6-5}}{\pi \cdot v_{\text{нап.}} \cdot 3600}} = 0,0461 \text{ м;}$$

$$\text{Ділянка 7 – 8: } d_{7-8} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{7-8}}{\pi \cdot v_{\text{нап.}} \cdot 3600}} = 0,0798 \text{ м;}$$

$$\text{Ділянка 3 – 7: } d_{3-7} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{7-8}}{\pi \cdot v_{\text{нап.}} \cdot 3600}} = 0,1128 \text{ м}$$

$$\text{Ділянка 3 – 4: } d_{3-4} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{3-4}}{\pi \cdot v_{\text{нап.}} \cdot 3600}} = 0,2606 \text{ м}$$

$$\text{Ділянка 4 – 5: } d_{4-5} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{4-5}}{\pi \cdot v_{\text{нап.}} \cdot 3600}} = 0,0651 \text{ м}$$

$$\text{Ділянка 2 – 3: } d_{2-3} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{2-3}}{\pi \cdot v_{\text{нап.}} \cdot 3600}} = 0,3056 \text{ м}$$

$$\text{Ділянка 1 – 2: } d_{1-2} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{1-2}}{\pi \cdot v_{\text{всм.}} \cdot 3600}} = 0,3866 \text{ м}$$

Отримані дані продуктивності та діаметрів формуємо в табл. 5.2. При цьому позначаємо нормативні діаметри на основі розрахованих.

Таблиця. 5.1. Параметри ділянок трубопроводу.

Ділянка	Витрата Q, м ³ /год	Внутрішній діаметр труб, мм	
		d_{min}	$d [16]$
1-2	1056	0,3866	0,400
2-3	1056	0,3056	0,350
3-4	768	0,2606	0,300
4-5	48	0,0651	0,070
5-6	24	0,0461	0,050
3-7	144	0,1128	0,125
7-8	72	0,0798	0,100
8-9	24	0,0461	0,050

5.2.3. Гідравлічний розрахунок трубопроводу системи

Відповідно до рис. 5.2. призначається коефіцієнти місцевого опору для вертикальної та горизонтальної ділянки і заноситься у табл. 5.2 та табл. 5.3 відповідно.

Таблиця 5.2. Коефіцієнти місцевих опорів розрахункових для горизонтальної ділянки.

Елемент трубопроводу	Ділянка				
	1-2	2-3	3-7	7-8	8-9
Коліно:					
<i>кількість n_1</i>	1	2	-	1	-
<i>опір $0,11 \cdot n_1$</i>	0,11	0,22	-	0,11	-
Трійник:					
<i>кількість n_2</i>	-	2	1	-	-
<i>опір $0,1 \cdot n_2$</i>	-	0,2	0,1	-	-
Клапан незворотньо-запірний:					
<i>кількість n_3</i>	1	1	1	-	-
<i>опір $5,1 \cdot n_3$</i>	5,1	5,1	5,1	-	-
Клапан запірний:					
<i>кількість n_4</i>	-	-	-	1	1
<i>опір $4,8 \cdot n_4$</i>	-	-	-	4,8	4,8
Фільтр:					
<i>кількість n_5</i>	1	-	-	-	-
<i>опір $11,3 \cdot n_5$</i>	11,3	-	-	-	-
Сумарний опір	15,51	5,52	5,2	4,91	4,8

Таблиця 5.3. Коефіцієнти місцевих опорів розрахункових для вертикальної ділянки.

Елемент трубопроводу	Ділянка				
	1-2	2-3	3-4	4-5	5-6
Коліно:					
<i>кількість n_1</i>	1	2	2	1	1
<i>опір $0,11 \cdot n_1$</i>	0,11	0,22	0,22	0,11	0,11
Трійник:					
<i>кількість n_2</i>	-	2	8	1	-
<i>опір $0,1 \cdot n_2$</i>	-	0,2	0,8	0,1	-
Клапан незворотньо-запірний:					
<i>кількість n_3</i>	1	1	2	-	-
<i>опір $5,1 \cdot n_3$</i>	5,1	5,1	10,2	-	-
Клапан запірний:					
<i>кількість n_4</i>	-	-	-	-	-
<i>опір $4,8 \cdot n_4$</i>	-	-	-	-	-
Фільтр:					
<i>кількість n_5</i>	1	-	-	-	-
<i>опір $11,3 \cdot n_5$</i>	11,3	-	-	-	-
Сумарний опір	15,51	5,52	11,22	0,21	0,11

Результати гідравлічного розрахунку при подачі $Q=100;80;120\%$ приведені в таблицях 5.4 - 5.9 відповідно

Табл. 5.4. Гідравлічний розрахунок втрат напору горизонтальної ділянки при подачі 100% від номінального значення.

Параметр	Позначення	Ділянка				
		1-2	2-3	3-7	7-8	8-9
Коефіцієнт кінем. в'язкості	$\nu, \text{м}^2/\text{с}$	$1,1 \cdot 10^{-6}$				
Подача	$Q, \text{м}^3/\text{с}$	0,293	0,293	0,04	0,02	0,0066
Діаметр ділянки	$d, \text{м}$	0,4	0,35	0,125	0,1	0,05
Швидкість води	$V, \text{м}/\text{с}$	2,33	3,05	3,26	2,54	3,39
Довжина ділянки	$l, \text{м}$	33,7	80,4	27,4	87,7	27,9
Довжина вертикальних ділянок	$\Delta z, \text{м}$	0	32,4	0	0	0
Абсолютна шорсткість	$\Delta, \text{м}$	$0,5 \cdot 10^{-3}$				
Число Рейнольдса	Re	622788	813237	118587	46323	20588
Відносна шорсткість	σ	800	700	250	200	100
Коефіцієнт гідравлічного тертя	λ	0,072	0,0771	0,08	0,091	0,1
Сумарний коефіцієнт місцевого опору	ξ	15,51	5,52	5,2	4,91	4,8
Втрати напору на тертя	$H_{\text{тр}}$	1,7	7,74	9,96	26,68	32,97
Статична складова втрат напору	$H_{\text{ст}}$	0	32,54	0	0	0
Місцеві втрати напору	$H_{\text{м}}$	4,31	2,62	2,82	1,62	2,82
Сумарні втрати напору	H	6,01	42,91	12,78	28,31	35,79

Сумарні втрати напору на горизонтальній ділянці:

$$\Sigma H_{\text{верт}} = H_{1-2} + H_{2-3} + H_{3-7} + H_{7-8} + H_{8-9} =$$

$$= 6,01 + 42,91 + 12,78 + 28,31 + 35,79 = 125,8 \text{ м. вод. ст.}$$

Табл. 5.5. Гідравлічний розрахунок втрат напору вертикальної ділянки при подачі 100% від номінального значення.

Параметр	Позначення	Ділянка				
		1-2	2-3	3-4	4-5	5-6
Коефіцієнт кінем. в'язкості	$\nu, \text{м}^2/\text{с}$	$1,1 \cdot 10^{-6}$				
Подача	$Q, \text{м}^3/\text{с}$	0,293	0,293	0,04	0,02	0,0066
Діаметр ділянки	$d, \text{м}$	0,4	0,35	0,3	0,07	0,05
Швидкість води	$V, \text{м}/\text{с}$	2,33	3,05	3,019	3,46	3,39
Довжина ділянки	$l, \text{м}$	33,7	80,4	57,2	22,7	25,4
Довжина вертикальних ділянок	$\Delta z, \text{м}$	0	32,4	31,76	0	0
Абсолютна шорсткість	$\Delta, \text{м}$	$0,5 \cdot 10^{-3}$				
Число Рейнольдса	Re	622788	813237	585615	42016	20588
Відносна шорсткість	σ	700	800	600	140	100
Коефіцієнт гідравлічного тертя	λ	0,072	0,071	0,072	0,092	0,1
Сумарний коефіцієнт місцевого опору	ξ	15,51	5,52	11,22	0,21	0,11
Втрати напору на тертя	$H_{\text{тр}}$	0,51	2,39	6,46	18,45	30,01
Статична складова втрат напору	$H_{\text{ст}}$	0	32,54	31,9	0	0
Місцеві втрати напору	$H_{\text{м}}$	4,31	2,62	5,21	0,12	0,064
Сумарні втрати напору	H	4,82	37,56	43,59	18,57	30,07

Сумарні втрати напору на вертикальній ділянці:

$$\begin{aligned} \Sigma H_{\text{верт}} &= H_{1-2} + H_{2-3} + H_{3-4} + H_{4-5} + H_{5-6} = \\ &= 6,01 + 42,91 + 43,59 + 18,57 + 30,07 = 141,183 \text{ м. вод. ст.} \end{aligned}$$

					КРБ.6.135.4217см3.01.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

Табл. 5.6. Гідравлічний розрахунок втрат напору горизонтальної ділянки при подачі 120% від номінального значення.

Параметр	Позначення	Ділянка				
		1-2	2-3	3-7	7-8	8-9
Коефіцієнт кінем. в'язкості	$\nu, \text{м}^2/\text{с}$	$1,1 \cdot 10^{-6}$				
Подача	$Q, \text{м}^3/\text{с}$	0,352	0,352	0,048	0,024	0,008
Діаметр ділянки	$d, \text{м}$	0,4	0,35	0,125	0,1	0,05
Швидкість води	$V, \text{м}/\text{с}$	2,802	3,66	3,913	3,057	4,076
Довжина ділянки	$l, \text{м}$	33,7	80,4	27,4	87,7	27,9
Довжина вертикальних ділянок	$\Delta z, \text{м}$	0	32,4	0	0	0
Абсолютна шорсткість	$\Delta, \text{м}$	$0,5 \cdot 10^{-3}$				
Число Рейнольдса	Re	1019108	1164695	444701	277938	185292
Відносна шорсткість	σ	700	800	250	200	100
Коефіцієнт гідравлічного тертя	λ	0,069	0,069	0,074	0,077	0,08
Сумарний коефіцієнт місцевого опору	ξ	15,51	5,52	5,2	4,91	4,8
Втрати напору на тертя	$H_{\text{тр}}$	2,35	10,85	12,77	32,44	38,03
Статична складова втрат напору	$H_{\text{ст}}$	0	32,54	0	0	0
Місцеві втрати напору	$H_{\text{м}}$	6,21	3,77	4,06	2,34	4,06
Сумарні втрати напору	H	8,56	47,16	16,83	34,78	42,09

Сумарні втрати напору на горизонтальній ділянці:

$$\begin{aligned} \Sigma H_{\text{верт}} &= H_{1-2} + H_{2-3} + H_{3-7} + H_{7-8} + H_{8-9} = \\ &= 8,56 + 47,16 + 16,83 + 43,78 + 42,09 = 149,47 \text{ м. вод. ст.} \end{aligned}$$

Табл. 5.7. Гідравлічний розрахунок втрат напору вертикальної ділянки при подачі 120% від номінального значення.

Параметр	Позначення	Ділянка				
		1-2	2-3	3-4	4-5	5-6
Коефіцієнт кінем. в'язкості	$\nu, \text{м}^2/\text{с}$	$1,1 \cdot 10^{-6}$				
Подача	$Q, \text{м}^3/\text{с}$	0,352	0,352	0,256	0,016	0,008
Діаметр ділянки	$d, \text{м}$	0,4	0,35	0,3	0,07	0,05
Швидкість води	$V, \text{м}/\text{с}$	2,8	3,6	3,62	4,15	4,07
Довжина ділянки	$l, \text{м}$	33,7	80,4	57,2	22,7	25,4
Довжина вертикальних ділянок	$\Delta z, \text{м}$	0	32,4	31,76	0	0
Абсолютна шорсткість	$\Delta, \text{м}$	$0,5 \cdot 10^{-3}$				
Число Рейнольдса	Re	1019108	1164695	988226	264703	185292
Відносна шорсткість	σ	800	700	600	140	100
Коефіцієнт гідравлічного тертя	λ	0,069	0,069	0,069	0,077	0,08
Сумарний коефіцієнт місцевого опору	ξ	15,51	5,52	11,22	0,21	0,11
Втрати напору на тертя	$H_{\text{тр}}$	2,35	10,85	8,93	22,3	34,6
Статична складова втрат напору	$H_{\text{ст}}$	0	32,54	31,92	0	0
Місцеві втрати напору	$H_{\text{м}}$	6,21	3,77	7,51	0,18	0,09
Сумарні втрати напору	H	8,57	47,17	48,35	22,48	43,71

Сумарні втрати напору на вертикальній ділянці:

$$\begin{aligned} \Sigma H_{\text{верт}} &= H_{1-2} + H_{2-3} + H_{3-4} + H_{4-5} + H_{5-6} = \\ &= 8,57 + 47,17 + 48,35 + 22,48 + 34,71 = 161,31 \text{ м. вод. ст.} \end{aligned}$$

					КРБ.6.135.4217см3.01.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

Табл. 5.8. Гідравлічний розрахунок втрат напору горизонтальної ділянки при подачі 80% від номінального значення.

Параметр	Позначення	Ділянка				
		1-2	2-3	3-7	7-8	8-9
Коефіцієнт кінем. в'язкості	$\nu, \text{м}^2/\text{с}$	$1,1 \cdot 10^{-6}$				
Подача	$Q, \text{м}^3/\text{с}$	0,234	0,234	0,032	0,016	0,0053
Діаметр ділянки	$d, \text{м}$	0,4	0,35	0,125	0,1	0,05
Швидкість води	$V, \text{м}/\text{с}$	1,86	2,44	2,61	2,04	2,71
Довжина ділянки	$l, \text{м}$	33,7	80,4	27,4	87,7	27,9
Довжина вертикальних ділянок	$\Delta z, \text{м}$	0	32,4	0	0	0
Абсолютна шорсткість	$\Delta, \text{м}$	$0,5 \cdot 10^{-3}$				
Число Рейнольдса	Re	679405	776463	296467	185292	123528
Відносна шорсткість	σ	700	800	250	200	100
Коефіцієнт гідравлічного тертя	λ	0,072	0,071	0,077	0,08	0,083
Сумарний коефіцієнт місцевого опору	ξ	15,51	5,52	5,2	4,91	4,8
Втрати напору на тертя	$H_{\text{тр}}$	1,08	4,97	5,87	14,94	17,5
Статична складова втрат напору	$H_{\text{ст}}$	0	32,54	0	0	0
Місцеві втрати напору	$H_{\text{м}}$	2,76	1,67	1,8	1,04	1,8
Сумарні втрати напору	H	3,84	39,19	7,67	15,98	19,34

Сумарні втрати напору на горизонтальній ділянці:

$$\begin{aligned} \Sigma H_{\text{гор}} &= H_{1-2} + H_{2-3} + H_{3-7} + H_{7-8} + H_{8-9} = \\ &= 3,84 + 39,19 + 7,67 + 15,98 + 19,34 = 86,05 \text{ м. вод. ст.} \end{aligned}$$

Табл. 5.9. Гідравлічний розрахунок втрат напору вертикальної ділянки при подачі 80% від номінального значення.

Параметр	Позначення	Ділянка				
		1-2	2-3	3-4	4-5	5-6
Коефіцієнт кінем. в'язкості	$\nu, \text{м}^2/\text{с}$	$1,1 \cdot 10^{-6}$				
Подача	$Q, \text{м}^3/\text{с}$	0,234	0,234	0,17	0,01	0,005
Діаметр ділянки	$d, \text{м}$	0,4	0,35	0,3	0,07	0,05
Швидкість води	$V, \text{м}/\text{с}$	1,86	2,44	2,41	2,77	2,71
Довжина ділянки	$l, \text{м}$	33,7	80,4	57,2	22,7	25,4
Довжина вертикальних ділянок	$\Delta z, \text{м}$	0	32,4	31,76	0	0
Абсолютна шорсткість	$\Delta, \text{м}$	$0,5 \cdot 10^{-3}$				
Число Рейнольдса	Re	679405	776463	658817	176469	123528
Відносна шорсткість	σ	700	800	600	140	100
Коефіцієнт гідравлічного тертя	λ	0,072	0,071	0,072	0,08	0,083
Сумарний коефіцієнт місцевого опору	ξ	15,51	5,52	11,22	0,21	0,11
Втрати напору на тертя	$H_{\text{тр}}$	1,08	4,97	4,1	10,27	15,96
Статична складова втрат напору	$H_{\text{ст}}$	0	32,54	31,9	0	0
Місцеві втрати напору	$H_{\text{м}}$	2,76	1,67	3,34	0,08	0,041
Сумарні втрати напору	H	3,84	39,19	39,34	10,35	16,01

Сумарні втрати напору на вертикальній ділянці:

$$\Sigma H_{\text{верт}} = H_{1-2} + H_{2-3} + H_{3-4} + H_{4-5} + H_{5-6} =$$

$$= 3,84 + 39,19 + 39,34 + 10,35 + 16,01 = 108,75 \text{ м. вод. ст.}$$

Для перевірки безкавітаційної роботи насоса необхідно виконання умови:

$$H_K \geq H_T^{1-2},$$

де H_K – це кавітаційний запас обраного насоса, для насосів Nijhuis Pompen BV серії Venus він становить $H_K = 9$ м вод. ст.; H_T^{1-2} – це втрати тиску на всмоктувальній ділянці системи, $H_T^{1-2} = 8,57$ м. вод. ст.

Таким чином умова виконується $9 \geq 8,57$. Насос працює без кавітації.

Приймаємо для установки в системі насос Nijhuis Pompen BV серії Venus, з характеристиками: [14]

- Продуктивність: 1100 м³/год;
- Напір: 200 м вод. ст.;
- Частота обертання: 3600 об/хв.

Побудова суміщеної характеристика $H_c = f(Q)$ та $H_H = f(Q)$:

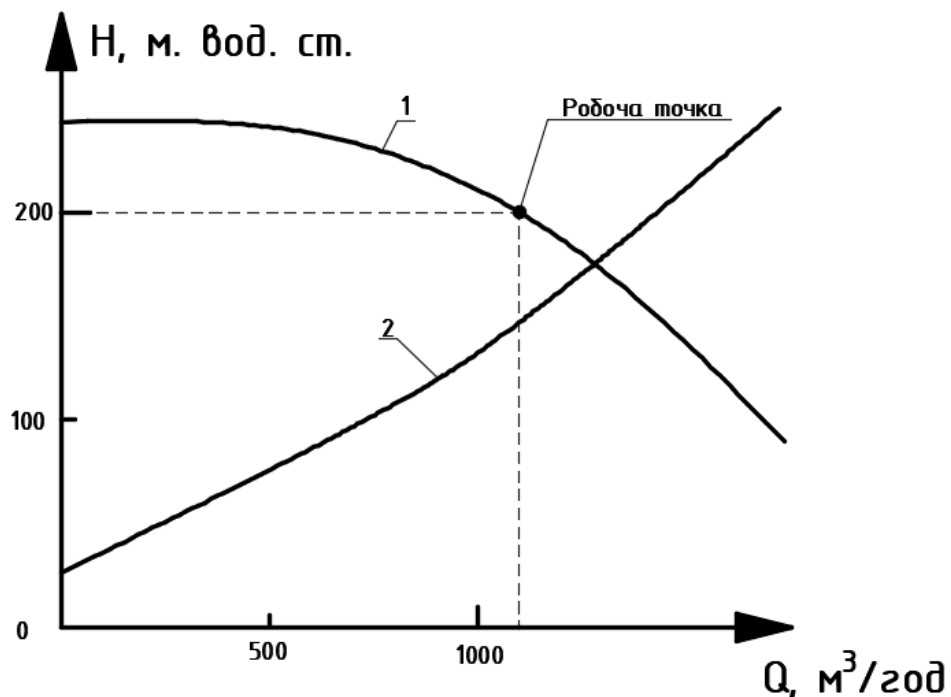


Рис. 5.3. Суміщена напірно-витратна характеристика: 1 – насосу; 2 – системи.

					КРБ.6.135.4217см3.01.05.ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.3. Комплектація системи основним обладнанням [16]

Труби системи виготовляються зі сталі з додатковим ицинкуванням внутрішньої поверхні для збільшення стійкості до корозії.

Для внутрішньої захисту труб, суднової арматури та механізмів від попадання сторонніх предметів застосовуються прийомні сітки. Як правило вони встановлюються у цистернах на кінцях всмоктувальних труб.

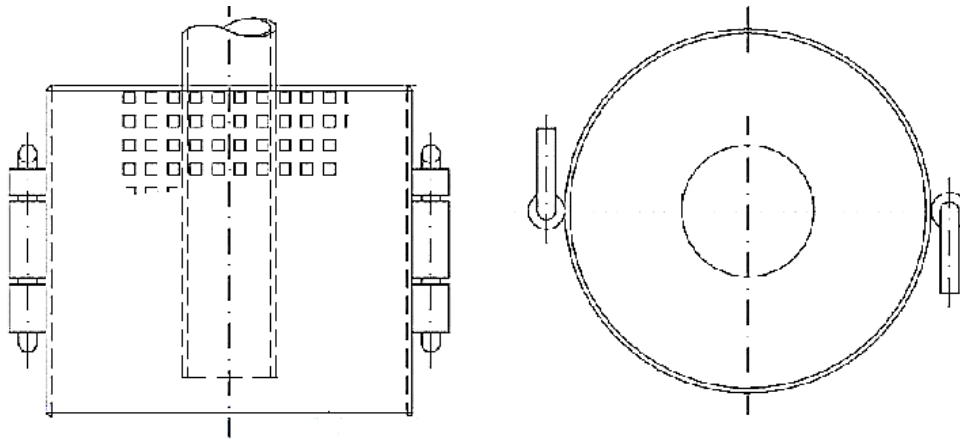


Рис. 5.4. Приймальна сітка

Для пропуску прокачуваної рідини тільки в одному напрямку застосовується незворотньо-запірний клапан. У кожного пожежного насосу встановлюється такий клапан.

Відповідно до рис.5.5 у корпусі 1 розташовані тарілка 6 та шпindel 5, які не з'єднані між собою. Шпindel хвостовиком вільно входить у вертикальний отвір тарілки. Таким чином, якщо обертанням маховика 3 підняти шпindel, тарілка буде працювати автоматично в межах свого вільного ходу, як у неповоротного клапана, забезпечуючи односторонній рух рідини. Для перекриття трубопроводу обертанням маховика опускають шпindel і притискають тарілку до сидла клапана. Герметичність місця проходу шпинделя через кришку корпусу 2 клапана забезпечує сальник 4.

					КРБ.6.135.4217см3.01.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

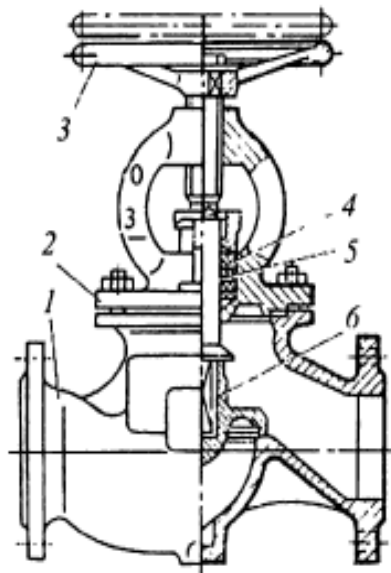


Рис. 5.5. Незворотньо-запірний фланцевий клапан

Запірний клапан використовується для повного перекриття, відкривання або регулювання отвору, що пропускає потік рідини. Вони встановлюються перед кожним пожежним краном.

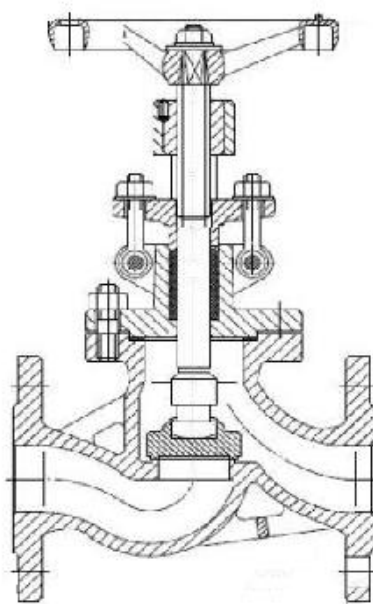


Рис. 5.6. Запірний прохідний фланцевий клапан

Для приймання морської води на борт судна застосовуються бортові кінгстони з ґратами, для запобігання потрапляння сторонніх предметів до системи.

					КРБ.6.135.4217см3.01.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

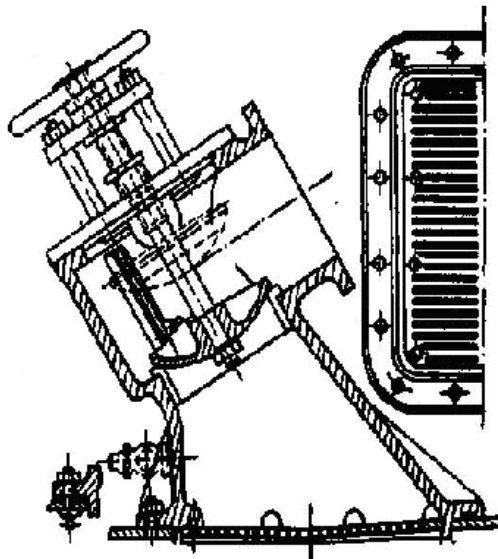


Рис. 5.7. Бортовий кінгстон з ґратами

Для створення компактного струменя води і його зручного напрямлення використовуються пожежні стволи. Фактично ствол є закінченням системи водяного пожежогасіння. На судні використовуються стаціонарні пожежні стволи, що встановлені по обом бортам судна.

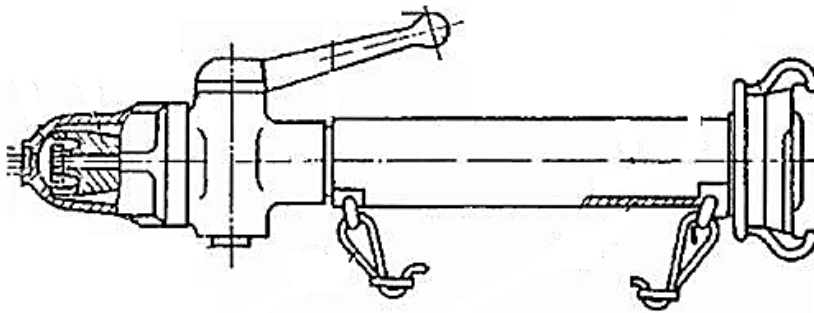


Рис. 5.8. Пожежний ствол

При малих в суднових системах використовують крани. Вони дозволяють швидко підключити або відключити споживача до напірної магістралі.

					КРБ.6.135.4217см3.01.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

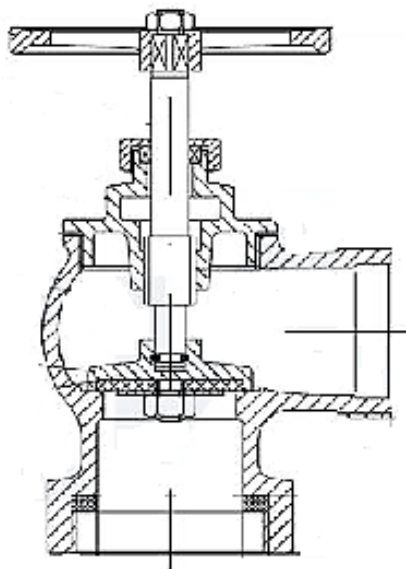


Рис. 5.9. Пожежний кран

Розрахунок трубопроводу на міцність і компенсацію теплових деформацій

Товщина стінок сталевих труб, що працюють під внутрішнім тиском, повинна відповідати більшому значенню, що визначається за формулою:

$$S = \frac{\frac{d_3 \cdot p}{2 \cdot \sigma \cdot \varphi} + b + c}{1 - \frac{a}{100}},$$

де d_3 – зовнішній діаметр труби, при внутрішньому діаметрі $d_{\text{вн}} = 0,4$ м приймаємо 0,426 м; p – максимальний розрахунковий тиск, приймаємо максимальний робочий тиск в системі 1,62 МПа; φ – коефіцієнт міцності, для труби приймається 1; σ – нормальна допустима напружка на розтягнення, для труб з вуглецевої сталі (Сталь 20) з температурою середовища до 300 °С приймається 145 МПа; c – надбавка на корозію, приймається 2 мм; a – мінусовий виробничий допуск на товщину труби, приймається 12,5%; b – надбавка, що враховує фактичне стоншування труби при згині, визначається за формулою:

$$b = 0,4 \cdot \frac{d_3 \cdot p}{2 \cdot \sigma \cdot \varphi + p} \cdot \frac{d_3}{R},$$

Де $R = 2,5 \cdot d_3$, тоді:

					КРБ.6.135.4217см3.01.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

$$b = 0,4 \cdot \frac{d_3 \cdot p}{2 \cdot \sigma \cdot \varphi + p} \cdot \frac{1}{2,5} = 0,4 \cdot \frac{0,426 \cdot 1,62}{2 \cdot 145 \cdot 1 + 1,62} \cdot \frac{1}{2,5} = 0,00037 \text{ м}$$

$$S = \frac{\frac{d_3 \cdot p}{2 \cdot \sigma \cdot \varphi} + b + c}{1 - \frac{a}{100}} = \frac{\frac{0,426 \cdot 1,62}{2 \cdot 145 \cdot 1} + 0,00037 + 0,002}{1 - \frac{12,5}{100}} = 0,00543 \text{ м}$$

Наявна товщина стінки труби складає: $\frac{d_3 - d_{\text{вн}}}{2} = \frac{0,426 - 0,4}{2} = 0,013 \text{ м}$. Таким чином наявна товщина стінки більше ніж у два рази перевищує мінімально допустиме значення.

Виходячи з розрахункових показників трубопровід буде гарантовано витримувати розрахункове навантаження.

Через те, що в системі пожежогасіння транспортується забортна вода, а її температура лежить в межах від +10 °С до +60 °С, то немає необхідності робити розрахунок компенсації теплових деформацій.

Висновок. В цьому розділі була спроектована система водяного пожежогасіння палуб для контейнеровозу НММ Oslo, проведено гідравлічний розрахунок найвіддалінішої та найвищої ділянки, за результатами якого підібран насос Nijhuis Pompen BV серії Venus, продуктивністю 1100 м³/год, також підібрано основне комплектуюче обладнання. Проведено розрахунок трубопроводу на міцність

					КРБ.6.135.4217см3.01.05.ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4217ст3.01.06.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Охорона праці в машинному відділенні судна	Літ.	Арк.
Студент	Петрик Р.В.						Аркуші
Керівник	Чередніченко О.К.					71	6
						НУК	

РОЗДІЛ 6. Охорона праці у машинному відділенні судна [16,17,18]

6.1. Загальний відомості

Машинному відділенні це приміщення у якому є багато двигунів та валопровід, що відносяться до елементів що мають рухомі частини які обертаються, а котли та балони стисненого повітря відносяться до елементів під тиском. Домоміжні котли мають додаткову пожежну небезпеку тому повинні мати відповідні додаткові ґрати, що приймають на себе полум'я, що при аварійних ситуаціях може вирватися з топки.

Параметри повітря у відділенні також повинні підтримуватися у зазначених нормах. Це пов'язано з наявністю значного притоку теплоти від ГД, ДК, а також ДГ та вмісту часток пального, масла та інших хімічних сполук з очисних рідин та інших рідин що використовуються для забезпечення нідійної роботи установки. Наявність вентиляції у таких приміщеннях обов'язкова та системи кондиціонування також використовується.

Це судно має високий рівень автоматизації тому постійної вахти у машинному відділенні не має, але для вивірення даних та за необхідності переходу на ручне керування виконуються при знаходження механіков на сомому цього місті. Тому забезпечення виконання усі норми по безпеці роботи в таких приміщеннях повинні обов'язково.

Підсумовуючи можна виділити основні моменти пов'язані з наявністю обладнання що несуть небезпеку: елементи, що обертаються, балони під тиском, ураження електричним струмом, пожежна небезпека. Для цього періодично проводяться інструктажі по техніці безпеки, вносяться зміни до інструкції.

З іншого боку вагомим фактором безпеки є дії самих членів екіпажу: це невиконання інструкції по роботі з небезпечними інструментами, використання підстраховуючих елементів при роботі на висоті та інші. Самопочуття людей також впливають на безпеку, тому додатково контролюють шум, вібрацію, підвищення температури, вологить та наявність випарів пального, масла, а також хімічних елементів у повітрі, забезпечення освітлення для виконання робіт.

					КРБ.6.135.4217см3.01.06.ПЗ	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6.2 Розрахунок штучного освітлення у машинному відділенні

Задачею розрахунку є визначення необхідної потужності електричної освітлювальної установки для створення у приміщенні заданої освітленості.

При проектуванні освітлення у МВ, необхідно вирішити ряд питань:

1) Вибрати тип джерела світла. Для висвітлення виробничих приміщень, як правило, застосовують газорозрядні лампи; там, де температура повітря може бути менш $+5^{\circ}\text{C}$ и напруга в мережі перемінного струму падати нижче 90% номінального, і для місцевого висвітлення варто віддавати перевагу лампам накаливання.

2) Визначити систему освітлення. Вибираючи систему освітлення, враховуються, можливість застосування система комбінованого висвітлення на судні та її ефективність. Це пов'язане з тим що усі приміщення де постійно чи періодично перебувають члени команди проектується постійні загальні ситеми, до них належить і МВ, а в інших приміщеннях судна використовуються переносні засоби, а також вони можуть бути використанні при підвищених вимогах до точності роботи і відповідно якості освітлення. При врахуванні гігієнічних вимог система загального освітлення більш досконала, тому що створює рівномірний розподіл світлової енергії. Використовуючи локалізоване загальне освітлення, можна найбільше просто домогтися високих рівнів освітленості на робочих місцях без значних витрат.

При виконанні зорових робіт I-IV, Va і Vб розрядів варто застосовувати систему комбінованого висвітлення. Місцеві світильники підвищують освітленість, допомагають створити необхідну спрямованість світлового потоку, дозволяють виключити відбиток блискості і в деяких випадках виконувати роботи, навідь виконувати спеціалізовані роботи пов'язані з просвічуванням матеріалів і деталей.

3) Обрати тип світильників з урахуванням характеристик світлорозподілу, обмеження прямій блискості, за економічними показниками, умовам середовища, а також з урахуванням вимог вибухо- і пожежобезпеки.

4) Розподілити світильники і визначити їхню кількість. Світильники можуть розташовуватися рядами, у шаховому порядку, ромбовидно.

					КРБ.6.135.4217см3.01.06.ПЗ	Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5) Визначати норму освітленості на робочому місці. Для цього необхідно установити характер виконуваної роботи з найменшого розміру об'єкта розрізнення, контраст об'єкта з тлом і тло на робочому місці. Відповідно до обраної системи висвітлення і джерелом світла знайти мінімальну нормовану освітленість.

Для розрахунку загального рівномірного висвітлення при горизонтальній робочій поверхні основним є метод світлового потоку (коефіцієнта використання), що враховує світловий потік, відбитий від стелі і стін. Світловий потік лампи $\Phi_{\text{л}}$ (лм) при лампах накаливання або світловий потік групи ламп світильника при люмінесцентних лампах розраховують по формулі.

$$\Phi_{\text{л}} = 100 \cdot E_{\text{н}} \cdot S \cdot z \cdot k / (N \cdot \eta),$$

де: $E_{\text{н}}$ – нормована мінімальна освітленість, лк; S – площа освітлюваного приміщення, м^2 ; z – коефіцієнт мінімальної освітленості, дорівнює відношенню $E_{\text{ср}}/E_{\text{мін}}$, значення якого для ламп накаливання (ДРЛ) або люмінесцентних ДРЛ – 1,15, для люмінесцентних – 1,1; k – коефіцієнт запасу; N – число світильників у приміщенні; η – коефіцієнт використання світлового потоку ламп, що залежить від ККД і кривої розподілу сили світла світильника, коефіцієнта відображення стелі $\rho_{\text{п}}$ і стін $\rho_{\text{з}}$, висоти підвісу світильників і показника приміщення i .

Показник приміщення визначаються умовно з використанням перерізів судна:
 $i = A \cdot B / H_{\text{р}}(A + B),$

де $A = 40$ м и $B = 40$ м – два характерних розміру (довжина та ширини машинного приміщення, що обираються з перерізів судна з урахуванням загальних габаритів, що визначені у розділі 1); $H_{\text{р}}$ – висота світильників над робочою поверхнею.

Підрахувавши по приведеній вище формулі світловий потік лампи $\Phi_{\text{л}}$, по табл. підбирають найближчу стандартну лампу, і визначають електричну потужність всієї освітлювальної системи. У практиці допускається відхилення потоку обраної лампи від розрахункового до – 10% і +20%, у протилежному випадку вибирають іншу схему розташування світильників.

Розрахунок загального освітлення машинного відділення висотою $H_{\text{МК}} = 15$ м представлений для двох стилажів що рівномірно поділяють усю висоту МВ навпіл $H = 7,5$ м. Винятком є простір над ГД, та в нього є свої зачищені сходи та

					КРБ.6.135.4217см3.01.06.ПЗ	Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

платформа для обслуговування. Висота над робочою поверхнею $H_p=1\text{м}$. Для освітлення приймаємо світильники типу FLF-100 40W NW BK LED . Мінімальна освітленість лампи розжарювання за нормами $E_{\min}=100$ лк. Коефіцієнт відображення стелі $\rho_{\text{п}}=70\%$, стін $\rho_{\text{с}}=50\%$, робочої поверхні $\rho_{\text{р}}=10\%$. Напруга мережі 220 В.

Відстань від стелі до робочої поверхні:

$$H_o = H - H_p = 7,5 - 1 = 6,5 \text{ м.}$$

Відстань від стелі до світильника:

$$h_c = 0,2 H_o = 0,2 \cdot 6,5 = 1,3 \text{ м.}$$

Висота підвішування світильника над освітлюваною поверхнею:

$$h = H_o - h_c = 7,5 - 1,3 = 6,2 \text{ м.}$$

Висота підвішування світильника над підлогою:

$$H_{\text{п}} = h + H_p = 6,2 + 1 = 7,2 \text{ м.}$$

(величина, що знаходиться в межах норм). Для досягнення найбільшої рівномірності освітлення приймаємо відношення $L/h=0,5$.

Тоді відстань між центром світильників: $L=0,5 h=0,5 \cdot 6,2 = 3,1\text{м}$.

Необхідна кількість світильників: $N=S/L^2 = 40 \cdot 15/3,1^2 = 600/3,1^2 = 62,43 \approx 63$

Приймаємо 63 світильників (7 рядків по 9 світильників у ряді).

Індекс приміщення:

$$i = \frac{A \cdot B}{h \cdot (A + B)} = \frac{40 \cdot 40}{6,2(40 + 40)} = 3,2$$

За даними [23, 24] при $i=3,9$; $\rho_{\text{п}}=70\%$; $\rho_{\text{с}}=50\%$; $\rho_{\text{р}}=10\%$ для світильника типу FLF-100 40W NW BK LED коефіцієнт використання світлового потоку $\eta=0,80$.

Світловий потік однієї лампи, лм:

$$\Phi = \frac{E_{\min} \cdot S \cdot K_z \cdot Z}{N \cdot \eta} = \frac{100 \cdot 600 \cdot 1,3 \cdot 1,11}{63 \cdot 0,80} = 1712$$

де: $K_z=1,3$; $Z = 1,11$ для ламп люмінесцентних.

За знайденим світловим потоком вибираємо лампу потужністю 40 Вт що світить на 60 Вт, що має світловий потік 2400-2700 лм, що відповідає розрахунковим значенням.

Тоді фактична освітленість у МВ, лк $E_{\Phi} = E_{\text{н}} \frac{\Phi_{\text{л}}}{\Phi} = 60 \frac{2700}{1712} = 95:$

					КРБ.6.135.4217см3.01.06.ПЗ	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Загальна потужність освітлювальної установки:

$$P_3 = P_{\text{л}} \cdot N = 40 \cdot 63 = 2,52 \text{ кВт.}$$

Висновки

1. Охорона праці у МВ охоплює багато вимог, що обов'язкові для виконання. До них відноситься освітленість, рівень шуму та вібрації, запобігання пожежі, заподії ураженню електричним током, додаткові заходи безпеки при роботі з судами під тиском та елементами, що обертаються.
2. Розглянуті питання стосовно забезпечення вимог по освітленню. Запропоновано використання комбінованої системи освітлення з використанням вологозахистних та лінійних світильників з для люмінесцентними лампами FLF-100 40W NW BK LED кількістю 63.

					КРБ.6.135.4217см3.01.06.ПЗ	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

При виконанні кваліфікаційної роботи вирішені такі задачі:

1. В першому розділі було коротко описано судно, його габарити, склад його СЕУ, розглянута схема розташування МВ, розрахована автономність (45 діб) і дальність плавання (24300 миль) за запасами палива.

2. В другому розділі була побудована структурно-функціональна схема СЕУ, були визначені режими роботи елементів СЕУ, розраховані діаметр валів та продуктивність опріснювальної установки, зроблені теплові баланси головного двигуна, дизель-генераторів та парового котла. Для ходового та стоянкового режимів розраховані коефіцієнт використання теплоти СЕУ та коефіцієнт корисної дії СЕУ, чисельні значення яких становлять 0,378 та 0,374 для ходового режиму та 0,374 та 0,349 для стоянкового режиму відповідно.

3. В третьому розділі описується головний двигун судна MAN 11G95ME-S10.5, його системи, розрахований робочий цикл двигуна (наповнення, стиснення, згоряння, розширення), побудована індикаторна діаграма.

4. В четвертому розділі описується допоміжний котел Kangrim з паропроductivністю 5т/г, розрахован процес горіння, побудована *IT* діаграма газів, розраховані топка та теплообмінні поверхні, визначено кількість труб.

5. В п'ятому розділі була спроектована система водяного пожежогасіння палуб для контейнеровозу НММ Oslo, проведено гідравлічний розрахунок найвіддалінішої та найвищої ділянки, за результатами якого підібран насос Nijhuis Pompen BV серії Venus, продуктивністю 1100 м³/год, також підібрано основне комплектуюче обладнання. Проведено розрахунок трубопроводу на міцність

6. В шостому розділі наведено основні шкідливі фактори праці в машинному відділенні судна. Розглянуті питання стосовно забезпечення вимог по освітленню, зроблено розрахунок штучного освітлення у машинному відділенні

					КРБ.6.135.4217см3.01.В.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		77

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Significant Ships of 2020. Printed in Wales by Pensord Press, Tram Road, Pontllfraith, Blackwood, Gwent NP12 2YA.- 114 с.
2. Горбов В.М. Основи суднової енергетики: збірник практичних занять / В.М.Горбов, І.П.Єсін, В.С.Мітенкова – Миколаїв: НУК, 2018. – 244с
3. MAN B&W 11G95ME-C10.5. Technical Documentation, Project guide URL: https://man-es.com/applications/projectguides/2stroke/content/printed/G95ME-C10_5-GI.pdf
4. Регістр судноплавства України. Правила класифікації та побудови морських суден. Том 3. Київ : РСУ, 2021. 336 с.
5. Hyundai Heavy Industries 9H32/40 Marine Generating Sets. Technical Specification. URL: <https://www.maritimeinformed.com/hyundai-heavy-industries-9h32-40-prime-mover-technical-details.html>
6. Hyundai Heavy Industries 9H32/40 Marine Generating Sets. Technical Specification. URL: <https://www.maritimeinformed.com/hyundai-heavy-industries-6h32-40-prime-mover-technical-details.html>
7. Marine Auxiliary Boiler PA-TYPE(Cylindrical). URL: <https://www.kangrim.com/sub/marine01.php>
8. Горбов В.М. Енциклопедія суднової енергетики: підручник/ В.М.Горбов. – Миколаїв: НУК, 2010. – 624 с
9. Alfa Laval AQUA Blue E1 S-type. URL: <https://assets.alfalaval.com/documents/p4c4501b4/alfa-laval-product-leaflet-aqua-blue-e1-s-type-en.pdf>
10. Горбов В.М., Т.Г. Слаутіна, О.В. Січкарюк Методичні вказівки до вивчення дисципліни «Суднові енергетичні установки» для студентів заочної форми навчання Миколаїв: НУК, 2004.-52 с.
11. Наливайко В. С. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: підручник / В.С.Наливайко, Б.Г.Тимошевський, С.Г.Ткаченко. – Миколаїв: НУК, 2015 – 332 с.
12. Єпіфанов О. А. Конструкції суднових котлів : навч. посіб. Миколаїв: НУК, 2016. 198 с.

					КРБ.6.135.4217см3.01.Л.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		78

13. Горбов В.М. Енциклопедія суднової енергетики: підручник/ В.М.Горбов. – Миколаїв: НУК, 2010. – 624 с

14. Вертикальні насоси двостороннього входу серії Venus. URL: <https://pratepos.com.ua/product/vertikalni-nasosi-dvostoronnnogo-vhodu-serii-venus/>

15. В. С. Мітенкова, Н. В. Коробейнікова, О. С. Єлеонська Методичні вказівки до вивчення дисципліни «загальносуднові установки і системи. частина II. загальносуднові системи» для студентів заочної форми навчання Миколаїв: НУК, 2022.-60 с

16. Міжнародна конвенція з охорони людського життя на морі (SOLAS) URL: <https://www.austlii.edu.au/au/other/dfat/treaties/1968/7.html>

17. Міжнародна конвенція про запобігання забрудненню з суден (MARPOL) URL: [https://www.imo.org/about/conventions/listofconventions/pages/international-convention-for-the-prevention-of-pollution-from-ships-\(marpol\).aspx](https://www.imo.org/about/conventions/listofconventions/pages/international-convention-for-the-prevention-of-pollution-from-ships-(marpol).aspx)

18. Резолюції та циркуляри IMO (International Maritime Organization) URL: <https://www.imo.org/en>

					КРБ.6.135.4217см3.01.Л.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		79

[illegible]



HMM OSLO – Container ship

Shipbuilder: **Samsung Heavy Industries Co., Ltd.**
 Vessel's name: **HMM Oslo**
 Owner/Operator: **HMM**
 Country: **Republic of Korea**
 Designer: **Samsung Heavy Industries Co., Ltd.**
 Country: **Republic of Korea**
 Model test establishment used: **Samsung Ship Model Basin (SSMB)**
 Flag: **Panama**
 IMO number: **9868326**
 Total number of sister ships already completed (excluding ship presented): **4**
 Total number of sister ships still on order: **Nil**

Delivered in May 2020, *HMM Oslo* may be considered by some to be the second vessel of the *HMM Algeciras* class but whereas the ship which is currently lauded as the largest container ship in the world was built by DSME, *HMM Oslo* is the product of rival shipbuilder Samsung Heavy Industries. On delivery, it was the largest container ship ever built by Samsung.

As a consequence, there are subtle differences between the two vessels that will not be immediately obvious at first sight. The ships have identical lengths of 399.99m, but *HMM Oslo* has a 61.5m beam – 0.5m more than its 'sister' and its gross tonnage of 232,311gt is over 4,000 more than the 228,283gt of *HMM Algeciras*. Despite those supposed advantages, *HMM Oslo's* nominal cargo capacity is at 23,820TEU, some 144TEU below that of *HMM Algeciras*. The container capacity is split 9,788TEU under deck and 14,032TEU above deck. There are 1,500 reefer plugs on deck.

HMM Oslo has four sisters built by Samsung – *HMM Rotterdam*, *HMM Southampton*, *HMM Stockholm* and *HMM St. Petersburg*. The latter was delivered in September, completing the series of 12 ships from the two shipyards.

The power and propulsion is similar to that on *HMM Algeciras* and uses an ultra-long stroke MAN B&W 11G95ME-C10.5 derated to a maximum 59,600kW, a little less than on the earlier vessel's 60,380kW at 77.5rpm. *HMM Oslo* also features a 10.4m diameter Samsung Tip Advanced Rake (STAR) propeller and a full spade rudder with twisted leading edge and bulb, as well as a Samsung Saver Fin energy saving device (ESD). Service speed is 22.5knots.

TECHNICAL PARTICULARS

Length oa: Approx. 399.9m
 Length bp: 383.0m
 Breadth moulded: 61.5m
 Depth moulded to upper deck: 33.2m
 Width of double skin side: 2.61m
 bottom: 2.7m

Draught
 scantling: 16.5m
 design: 14.5m
 Gross: Approx. 232,300gt
 Deadweight
 scantling: Approx. 228,600t
 design: Approx. 186,800t
 Speed, service: 22.25knots (90% DMCR)
 Bunkers (m³)
 Heavy oil: Approx. 13,500
 Diesel oil: Approx. 900
 Water ballast (m³): Approx. 59,000
 Daily fuel consumption (tonnes/day)
 Main engine only: 200.7 (at 90% DMCR)

Classification society and notations: DNV GL, KR
 DNV GL: *1A Container Ship, RSD, E0, BIS, DG, NAUT(OC), TMON, BWM(E(s), T), Clean, ERS, LCS, WIV, Gas ready(D, MEc), RSCS, ECA(SOx-A), HLP, Recyclable, ER(EGCS Hybrid)
 KR: *KRS 1 – Container Ship
 LS(CL, RS), SeaTrust(DSA2, SPR1), WHIP, IWS, ERS, CDG, IHM, CLEAN1, PSPC, LNG Ready I(ME-C), EEAS-EGC, LG, LI *KRM 1 – UMA, STCM, NBS, HVSC-Partial, BWT
 % high-tensile steel used in construction: ..Approx. 85%

Propulsion
 Main engine(s)
 Design: MAN ES
 Model: 11G95ME-C10.5
 Manufacturer: HHI-MAN
 Number: 1
 Type of fuel: HFO, MGO
 Output of each engine: 59,600kW
 Is this a diesel-electric or hybrid?: No
 Propeller(s)
 Material: Ni-Al Bronze
 Designer/Manufacturer: SHI / MMG
 Number: 1
 Fixed/Controllable pitch: Fixed
 Diameter: 10.4m
 Special adaptations: STAR propeller (Samsung Tip Advanced Rake)
 Diesel-driven alternators
 Number: 5
 Engine make/type: HHI H32/40
 Type of fuel: HFO, MGO
 Alternator make/type: Hyundai Electric / 3 x HSJ9 913-10P, 2 x HSJ9 803-10P
 Output/speed of each set: 3 x 5375 kVA, 2 x 3500 kVA / 720rpm

Boilers
 Number: 1
 Type: Oil fired
 Make: KangRim Heavy Ind.
 Output, each boiler: 5t/h
 Bow thruster(s)
 Make: Kawasaki
 Number: 2 - tunnel thrusters
 Output (each): 3,000kW, each

Other cranes
 Number: 3
 Make: Oriental Precision
 Type: 2 - electro-hydraulic single jib type, 1 - electric motor driven monorail type
 Tasks: .. For provision and Suez mooring boat / engine room equipment handling
 Performance: 2 - 4.0t SWL, each / 1 - 13.5t SWL

Mooring equipment
 Number: One (1) - 1 C/L + 1 M/D + 1 W/H, one (1) - 1 C/L + 1 M/D, Ten (10) - 1 M/D + 1 W/H, Six (6) - 1 M/D
 Make: Mirae
 Type: Electric motor driven (frequency converter type)

Special lifesaving equipment
 Number of each and capacity: ...2 x 32 persons
 Make: HLB
 Type: Totally enclosed conventional type

Cargo/capacity
 Hatch covers
 Design: 100t (20 ft), 220t (40/45 ft), 280t (mixed)
 Manufacturer: Samsung
 Type: Steel pontoon, non-sequential opening/closing

Containers
 Lengths: 20ft
 Heights: 8ft 6inches
 Total TEU capacity: 23,820
 On deck: 14,032TEU
 In holds: 9,788TEU
 Homogeneously loaded to 14tonnes: 15,056TEU

Reefer plugs:
 Tiers/rows (maximum)
 On deck: 1,500
 In holds: 0

Ballast control system
 Make : Pleiger Far East
 Type: Self-contained electro-hydro system

Ballast water treatment system
 Make: Panasia
 Capacity: 1,200m³

Complement
 Officers: 15
 Crew: 14
 Suez/Repair Crew: 6 Suez crew
 Single/double/other rooms: 29 cabins (single), 1 cabin (for Suez crew, with 3 two-tier beds)

Navigation and other equipment
 Bridge control system
 Make: Kongsberg
 Is bridge fitted for one-man operation? Yes
 Integrated bridge system?: Yes
 If yes, make: Furuno
 Model: FMD-3300, etc.

Radars
 Number: 2
 Make: Furuno
 Model(s): 1 x FAR-3330S, 1 x FAR-3320

Fire detection system
 Make: Consilium
 Type: Fire Detection & Alarm System CCP

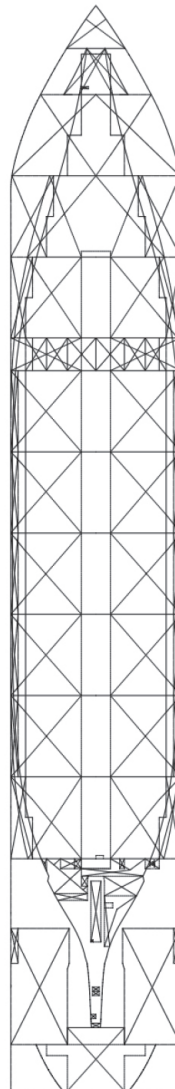
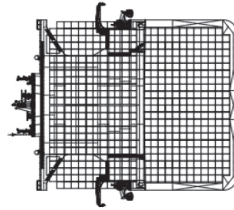
Fire extinguishing systems
 Cargo holds: High pressure CO₂ system
 Make/Type: FAIN
 Engine room: High pressure CO₂ system
 Make/Type: FAIN

Waste disposal plant
 Incinerator
 Make: HMMCO
 Model: MAXI NG25SL
 Sewage plant
 Make: Il-Seung

Efficiency
 Attained EEDI value: . 6.69 g-CO₂ /tonne-mile
 Required EEDI value: 13.12 g-CO₂ /tonne-mile (Based on Phase I) (10% reduction compared to the EEDI reference line)

Energy Saving Technologies*: Full spade rudder with twisted leading edge and rudder bulb, SAVER Fin

Hull coatings: SeaQuantum X-200 / hydrolysing silyl methacrylate antifouling coating
 Performance Monitoring Regime: SAMSUNG SMARTSHIP Solution (INTELLIMAN SHIP)
 Contract date: November 2018
 Launch/float-out date: December 2019
 Delivery date: May 2020



Характеристики головного двигуна Man 11G95ME-C10.5

Кількість	1
Максимальна потужність N_e , кВт	59600
Частота обертання колінчатого валу n , хв^{-1}	80
Питома витрата палива (дизель) g_e , $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	173,8
Ступінь підвищення тиску повітря в компресорі дизеля	3,372
ККД компресора	0,85
Сумарний коефіцієнт надлишку повітря	2,87
Температура відхідних газів, К	473
Температура повітря на вході в компресор, К	303
Нижча теплота згоряння дизельного палива Q_i^i , $\text{кДж}/\text{кг}$	42700

Характеристики допоміжних двигунів H32/40

Hyundai HiMSEN 9H32/40	
Кількість	3
Ефективна потужність, кВт	4500
Частота обертання колінчатого валу, хв ⁻¹	720
Питома витрата палива, г/(кВт·год)	179
ККД компресора	0,79
Степінь підвищення тиску повітря в компресорі	2,7
Сумарний коефіцієнт надлишку повітря	2,2
Температура відхідних газів К	573
Температура повітря на вході в компресор, К	318
Нижча теплота згоряння палива $Q^i_{г}$, кДж/кг	42700
ККД електрогенератора $\eta_{ег}$	0,955
Hyundai HiMSEN 6H32/40	
Кількість	2
Ефективна потужність, кВт	3000
Частота обертання колінчатого валу, хв ⁻¹	720
Питома витрата палива, г/(кВт·год)	178
ККД компресора	0,79
Степінь підвищення тиску повітря в компресорі	2,7
Сумарний коефіцієнт надлишку повітря	2,2
Температура відхідних газів К	573
Температура повітря на вході в компресор, К	318
Нижча теплота згоряння палива $Q^i_{г}$, кДж/кг	42700
ККД електрогенератора $\eta_{ег}$	0,955

Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна MAN 11G95ME-C10.5

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 303 \text{ К}$ (стандартні умови застосування).

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

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для ВОД $\varepsilon = 12 - 18$. Приймаємо $\varepsilon = 15$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення $П_k$. З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,87$.

Показник адіабати повітря $k_\varepsilon = 1,4$.

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

Адiabатний ККД турбіни $\eta_{m.ad} = 0,77$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проєктованого. Для ВОД нових моделей ці коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,85 - 0,95$; $\xi_b = 0,90 - 0,99$.

Приймаємо $\xi_z = 0,95$; $\xi_b = 0,98$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високофорсованих двигунів $\lambda = (1,05 - 1,5)$. Приймаємо $\lambda = 1,15$.

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

Приймаємо $\Delta T_a = 20$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Для 4 – тактних двигунів $\zeta = (0,92 - 0,99)$. Приймаємо $\zeta = 0,99$.

Механічний ККД двигуна η_m . Для ВОД з $D_c < 300$ мм та $\rho_k > 0,2$; η_m знаходиться у межах $0,84 - 0,94$. Приймаємо $\eta_m = 0,89$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ox} = 0,004$ МПа.

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах $600 - 900$ К. Приймаємо $T_r = 600$ К.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу [6]: С = 0,87 кг – кількість вуглецю; Н = 0,126 кг – кількість водню;

С = 0 кг – кількість сірки; О = 0,004 кг – кількість кисню.

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого вала, тоді для 2 – тактних двигунів $Z = 1$.

Нижча теплота згоряння палива. Приймаємо $Q_n = 42700$ (кДж/кг).