

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 балкеру HL ECO

Виконав: студент 4211 групи

 Сарабун А.А.
(підпис) (фамілія ініціали)

Керівник роботи:

Професор каф. ЕСЕУ та ТЕ, д.т.н.

(посада, науковий ступень вчене звання)

 Коробко В.В.
(підпис) (фамілія 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
 Кузнецова С.А.
(підпис)
«__» _____ 2026 р.

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

Студенту _____ Сарабуну Андрію Андрійовичу _____
(Прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Енергетична установка балкеру HL ECO
Керівник роботи д.т.н., професор кафедри ЕСЕУ та ТЕ Коробко В.В.
(Ф.І.П., ступінь, посада)

Затверджені наказом ректора № _____ від «__» _____ 20__ року

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

3. Вихідні дані по роботі: данні по балкеру HL ECO
Головні розміри: L 291,90, м, B 45, м, T 18, м; дедвейт 179070 т;
швидкість ходу 14,5 вуз, склад СЕУ: 1 ГД, 1 ГФК, 3 ДГ, 1 ДК та 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) 6X72DF

3.1 Загальний устрій та характеристики двигуна.

3.2 Системи головного двигуна

3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

3.4 Побудова індикаторної діаграми

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

4.1 Загальний устрій котла

4.2 Вибір компоувальної схеми котла

4.3 Розрахунок процесу горіння

4.4 Тепловий баланс котла

4.5 Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь

Розділ 5 Визначення характеристик загальносуднової системи – баластної.

5.1 Розробка розгорнутої принципової схеми

5.2 Гідравлічний розрахунок системи

5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на міцність трубопроводу

Розділ 6 Охорона праці у машинному відділенні (МВ) судна.

Висновки

Список використаних джерел

5. Перелік презентаційних матеріалів:

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

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

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

4. Компоувальне креслення суднового котла – 1 лист.

5. Схема загальносуднової системи – 1 лист.

6. Консультанти розділів роботи

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

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Завдання прийняв до виконання студент

С
Підпис

Сарабун А.А.

ПІБ

Керівник роботи

М
Підпис

Коробко В.В.

ПІБ

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота на здобуття ступеня бакалавра виконана відповідно до встановленого кафедрою Експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики завдання та присвячена технічному аналізу балкера HL ECO.

Пояснювальна записка містить: опис самого судна та його характеристик; опис складу СЕУ та розрахунки її ефективності на основних режимах роботи судна; опис систем та розрахунок робочого циклу головного двигуна WinGD 6X72DF; опис конструкції допоміжного котла Alfa Laval Aalborg OS-TCi, розрахунок процесу горіння, розрахунок теплового балансу котла, тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь; розробку принципової схеми баластної системи, гідравлічний розрахунок системи та розрахунок на міцність трубопроводу; розгляд основних шкідливих факторів праці в машинному відділенні судна, їх вплив на організм людини та засоби зменшення їх негативного впливу.

Графічна частина роботи включає в себе 5 креслень: структурна схема СЕУ, діаграми потоків теплоти СЕУ на двох режимах роботи, поперечний розріз двигуна 6X72DF, компоновальне креслення суднового допоміжного котла Aalborg OS-TCi та схема баластної системи.

Випускна кваліфікаційна робота викладена на 85 сторінках, містить 24 рисунки, 13 таблиць, 7 додатків та посилання на 25 літературних джерел.

Ключові слова: балкер HL ECO, суднова енергетична установка, зріджений природний газ (LNG), головний двигун WinGD 6X72DF, двопаливний двигун, судновий котел Aalborg OS-TCi, баластна система.

					КРБ.6.135.4211.07.А.ПЗ	Арк.
						3
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ANNOTATION

The qualification thesis for the bachelor's degree was complete in accordance with the assigned task of the Department of Operation of Ship Power Plants and Heat Power Engineering and is dedicated to the technical analysis of the HL ECO bulk carrier.

The explanatory note included next:

Description of the vessel itself and its characteristics;

Description of the ship power plant composition and its efficiency calculations for the vessel's main operating modes;

Description of the systems and the operating cycle calculation of the main engine WinGD 6X72DF;

Description of the design of the Alfa Laval Aalborg OS-TCi auxiliary boiler, combustion process calculation, heat balance calculation, thermal calculation of the furnace and heat exchange surfaces;

Development of the ballast system schematic diagram, hydraulic calculation of the system and calculation of the pipeline strength;

Consideration of the main harmful factors of work in the engine room of the vessel, their impact on the human body and methods of reducing their negative impact.

The graphic part of the thesis includes 5 drawings: a structural scheme of the ship power plant, heat flow diagrams of the propulsion system in two operating modes, a cross-sectional view of the 6X72DF engine, a layout drawing of the Aalborg OS-TCi auxiliary boiler and a diagram of the ballast system.

The graduation qualification thesis is presented on 85 pages, contains 24 figures, 13 tables, 7 appendices and references to 25 literary sources.

Keywords: bulk carrier HL ECO, ship power plant, liquefied natural gas (LNG), main engine WinGD 6X72DF, dual-fuel engine, Aalborg OS-TCi ship boiler, ballast system.

					КРБ.6.135.4211.07.А.ПЗ	Апр.
						4
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ПРИЙНЯТІ СКОРОЧЕННЯ

CMCR - Contracted Maximum Continuous Rating. Узгоджена максимальна вихідна потужність двигуна для конкретного судна. Вона адаптована до конкретного експлуатаційного профілю судна та вимог до швидкості;

ECS - Engine Control System. Система управління двигуном від WinGD – це високонадійна електронна платформа, розроблена для управління двотактними судовими двигунами. Вона керує упорскуванням палива, випуском газів, змазкою циліндрів та оптимізує роботу двигуна;

iCER - Intelligent Control by Exhaust Recycling. Це передова технологія рециркуляції відпрацьованих газів для двотактних двопаливних двигунів. Вона оптимізує процес згоряння палива, знижує витрату та скорочує викиди шкідливих речовин;

LFO - Light Fuel Oil, легке мазутне паливо з низьким вмістом сірки;

LNG - Liquefied Natural Gas;

MCR - Maximum Continuous Rating. Абсолютна максимальна вихідна потужність, яку виробник двигуна розробив для безпечного використання;

MDO - Marine Diesel Oil;

MGO - Marine Gas Oil;

VCR - Variable Compression Ratio. Технологія змінного ступеня стиснення дозволяє адаптувати стиснення під паливо, що використовується, покращуючи витрату палива і знижуючи викиди в кожному випадку;

АДГ – аварійний дизель-генератор;

АРЩ – аварійний розподільчий щит;

ГД – головний двигун;

ГРЩ – головний розподільчий щит;

ГФК – гвинт фіксованого кроку;

ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння;

ДГ – дизель-генератор;

ДК – допоміжний котел;

					КРБ.6.135.4211.07.С.ПЗ	Арк.
						5
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ЕГ - електрогенератор;
ЗПГ – зріджений природний газ;
ККД – коефіцієнт корисної дії;
МВ – машинне відділення;
МОД – малообертовий двигун;
ОУ – опріснювальна установка.

					КРБ.6.135.4211.07.С.ПЗ	Арк.
						6
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП	9
Розділ 1. Загальна характеристика судна та енергетичної установки	11
1.1. Загальні відомості про судно	11
1.2. Основні характеристики.....	11
1.3. Морехідні якості.....	12
1.4. Загальна характеристика СЕУ	15
Розділ 2. Визначення ефективності суднової енергетичної установки	18
2.1 Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки ...	18
2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки.....	21
2.3 Режим роботи судна та суднової енергетичної установки	22
2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи.....	22
Розділ 3. Визначення параметрів суднового двигуна WinGD 6X72DF	29
3.1. Загальний устрій та характеристики двигуна	29
3.2. Системи головного двигуна	33
3.3. Розрахунок робочого циклу двигуна	38
3.4. Побудова індикаторної діаграми	43
Розділ 4 Розрахунок характеристик суднового котла	48
4.1 Загальний устрій котла	48
4.2 Вибір компоновальної схеми котла	49
4.3 Розрахунок процесу горіння	50
4.4 Тепловий баланс котла	53
4.5 Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь	54
Розділ 5. Визначення характеристик загальносуднової системи баластної ...	60

					КРБ.6.135.4211.07.3.ПЗ	Арк.
						7
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

5.1. Розробка розгорнутої принципової схеми.....	60
5.2 Гідравлічний розрахунок системи.....	62
5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на міцність трубопроводу	69
Розділ 6. Охорона праці у машинному відділенні (МВ) судна	78
Висновки	83
Список використаних джерел	84
Додатки	

					КРБ.6.135.4211.07.3.ПЗ	Арк.
						8
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Морський транспорт є одним із найважливіших елементів світової транспортної системи, забезпечуючи перевезення понад 80 % світового вантажообігу. Зростання вимог до економічності, екологічної безпеки та енергоефективності суден обумовлює необхідність удосконалення суднових енергетичних установок, які є основою функціонування будь-якого морського судна. Особливо актуальним це питання є для великотоннажних балкерів, що здійснюють перевезення значних обсягів навалочних вантажів на далекі відстані.

Одним із сучасних прикладів реалізації концепції «зеленого» судноплавства є балкер HL ECO, який належить до нового покоління енергоефективних суден. Судно було побудоване у 2020 році та стало одним із перших у світі великотоннажних балкерів дедвейтом близько 180 тис. тонн, що використовують зріджений природний газ (LNG) як основне паливо. Застосування LNG дозволяє значно знизити викиди оксидів сірки, оксидів азоту, твердих частинок та парникових газів порівняно з традиційними видами суднового палива.

Суднова енергетична установка балкера HL ECO являє собою складний комплекс технічних засобів, що забезпечують виробництво, перетворення та використання енергії для руху судна, роботи допоміжних механізмів, систем автоматизації та суднового обладнання. Висока ефективність функціонування енергетичної установки безпосередньо впливає на економічні показники експлуатації судна, його екологічність та конкурентоспроможність на світовому ринку морських перевезень.

Метою кваліфікаційної роботи є дослідження суднової енергетичної установки балкера HL ECO, оцінка її технічних та експлуатаційних характеристик, а також визначення ефективності роботи основних елементів енергетичного комплексу судна.

					КРБ.6.135.4211.07.В.ПЗ	Арк.
						9
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4211.07.01.ПЗ			
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата				
					Загальна характеристика судна та енергетичної установки	Літ	Аркуш	Аркушів
Студент	Сарабун А.А.						10	7
Викладач	Коробко В.В.					НУК		
						ім. адмірала Макарова		

Розділ 1. Загальна характеристика судна та енергетичної установки

1.1. Загальні відомості про судно

HL ECO є піонером тенденції до використання ЗПГ як суднового палива все більшою кількістю типів суден. Хоча двопаливні та газові типи невеликих суден мають понад два десятиліття історії, лише нещодавно більші судна прийняли цю ідею, переважно як засіб дотримання дедалі суворіших норм викидів[1].

Переданий Hyundai Samho південнокорейському оператору H-Line Shipping у грудні 2020 року, HL Eco став першим у світі балкером класу Newcastlemax, що працює на ЗПГ. Судно дедвейтом 179 070 разом з другим судном серії HL Green були побудовані, спущені на воду та передані майже одночасно. Дві інші судна серії, HL Oceanic та HL Sunny, мають бути передані у квітні та липні 2022 року відповідно[1].

Окрім того, що це перші великі балкери, що працюють на ЗПГ, ці судна є першими, де для конструкції криогенних паливних баків було використано сталь з 9% вмістом нікеля. Судна оснащені двома резервуарами об'ємом 1600 м³ для ЗПГ, встановленими в кормі судна за надбудовою[1].

Маючи довжину 292 м, ширину 45 м та висоту борта 24,8 м, судна відповідають типовій конструкції Newcastlemax та мають конфігурацію з дев'ятьма трюмами з вантажними люками, що відкриваються на борти[1].

Головний двигун – типу WinGD 6X72DF має потужність 16180 кВт при частоті обертання 76,5 об/хв. Працюючи на ЗПГ, судно спроектовано для досягнення 99% скорочення викидів SO_x та твердих частинок, до 85% скорочення викидів NO_x та 30% скорочення викидів парникових газів порівняно з існуючими суднами[1].

Загальний вигляд балкера HL ECO показаний в додатку 1.

1.2. Основні характеристики

Основні характеристики балкера HL ECO наведені у табличній формі (табл. 1.1) за даними [1]

					КРБ.6.135.4211.07.01.ПЗ	Арк.
						11
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 1.1 Основні характеристики балкера HL ECO

Назва характеристики, одиниці виміру	Значення, примітки
1	2
Довжина, м	291,90
Довжина між перпендикулярами, м	286,90
Висота борту, м	24,80
Висота подвійного дна:	
- по днищу, м	2,60
Осадка:	
- конструктивна, м	18
- проектна, м	16,60
Валова місткість, т	97545
Водотонажність, т	207202
Вага порожня, т	28132
Дедвейт:	
- конструктивний, т	179070
- проектний, т	159996
Місткість вантажних трюмів, м ³	199872,4
Бункеровка, м ³ :	
Об'єм пального у цистернах запасу:	
- важке паливо (Heavy oil – LFO), м ³	1328,9
- дизельне паливо (Diesel oil – MGO), м ³	676,8
- зріджений природний газ (LNG), м ³	3203,6
Об'єм водяного баласту включаючи вантажний трюм №6, м ³	79162,6
Вантажні/провізійні крани:	
- кількість	2/1+1
- виробник	Oriental
- тип	електрогідравлічний
Вантажопідйомність (вантажні/провізійні), т	7,5 /2
Установка обробки баластних вод	
- виробник	Techcross
- кількість	2
- пропускна здатність, м ³	2300

1.3. Морехідні якості

Все енергетичне обладнання судна HL ECO, що використовує пальне, а саме ГД, ДГ та ДК оснащені двопаливною системою. Враховуючи цю специфіку судна проводимо розрахунок для всіх видів палива, що є на судні. Швидкість ходу судна становить 14,5 вузлів при проектній осадці та потужності головного двигуна 16180 кВт.

					КРБ.6.135.4211.07.01.ПЗ	Арк.
						12
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

В розрахунках характеристики палива прийняті згідно значень в таблиці

1.2

Таблиця 1.2 Основні характеристики палива

Вид палива	Об'єм V, м ³	Густина ρ, кг/м ³	Нижча теплота згоряння Q, кДж/кг
LNG – зріджений природний газ	3203,6	460	48000
LFO (RMD 80) – важке паливо	1328,9	975	41200
MGO (DMA) – дизельне паливо	676,8	890	42700

Розрахуємо автономність судна

1. Визначення добової витрати пального на ГД та ДГ, кг/добу

$$G_{LFO}^{ГД} = g_{eMGO}^{ГД} \cdot N_e^{ГД} \cdot 24 \cdot \frac{Q_{MGO}}{Q_{LFO}} = 0,1795 \cdot 16180 \cdot 24 \cdot \frac{42700}{41200} = 72241,187$$

$$G_{MGO}^{ГД} = g_{eMGO}^{ГД} \cdot N_e^{ГД} \cdot 24 = 0,1795 \cdot 16180 \cdot 24 = 69703,44$$

$$G_{LNG}^{ГД} = g_{eLNG}^{ГД} \cdot N_e^{ГД} \cdot 24 = 0,1405 \cdot 16180 \cdot 24 = 54558,96$$

$$G_{LFO}^{ДГ} = g_{eMGO}^{ДГ} \cdot N_e^{ДГ} \cdot 24 \cdot \frac{Q_{MGO}}{Q_{LFO}} = 0,1995 \cdot 1075 \cdot 24 \cdot \frac{42700}{41200} = 5334,494$$

$$G_{MGO}^{ДГ} = g_{eMGO}^{ДГ} \cdot N_e^{ДГ} \cdot 24 = 0,1995 \cdot 1075 \cdot 24 = 5147,1$$

$$G_{LNG}^{ДГ} = g_{eLNG}^{ДГ} \cdot N_e^{ДГ} \cdot 24 = 0,1696 \cdot 1075 \cdot 24 = 4375,788$$

2. Визначення добової витрати пального на ДК, кг/добу

$$G_{LFO}^{ДК} = D_{ДК} \cdot \frac{i'' - i_{ж.в}}{\eta_{ДК} \cdot Q_{LFO}} \cdot 24 = 4000 \cdot \frac{2756,14 - 251,16}{0,85 \cdot 41200} \cdot 24 = 6866,878$$

$$G_{MGO}^{ДК} = D_{ДК} \cdot \frac{i'' - i_{ж.в}}{\eta_{ДК} \cdot Q_{MGO}} \cdot 24 = 4000 \cdot \frac{2756,14 - 251,16}{0,85 \cdot 42700} \cdot 24 = 6625,653$$

$$G_{LNG}^{ДК} = D_{ДК} \cdot \frac{i'' - i_{ж.в}}{\eta_{ДК} \cdot Q_{LNG}} \cdot 24 = 4000 \cdot \frac{2756,14 - 251,16}{0,85 \cdot 48000} \cdot 24 = 5894,071$$

3. Сумарна витрата пального усіма елементами СЕУ за добу переходу, м³/добу,

де k = 1,2 – коефіцієнт запасу пального на рейс.

					КРБ.6.135.4211.07.01.ПЗ	Арк.
						13
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Sigma V_{LFO}^{XPCEY} = k \cdot \frac{(G_{LFO}^{\Gamma D} + G_{LFO}^{\Delta \Gamma} + G_{LFO}^{\Delta K})}{\rho_{LFO}} = 1,2 \cdot \frac{72241,187 + 5334,494 + 6866,878}{975} = 103,929$$

$$\Sigma V_{MGO}^{XPCEY} = k \cdot \frac{(G_{MGO}^{\Gamma D} + G_{MGO}^{\Delta \Gamma} + G_{MGO}^{\Delta K})}{\rho_{MGO}} = 1,2 \cdot \frac{69703,44 + 5147,1 + 6625,653}{890} = 109,856$$

$$\Sigma V_{LNG}^{XPCEY} = k \cdot \frac{(G_{LNG}^{\Gamma D} + G_{LNG}^{\Delta \Gamma} + G_{LNG}^{\Delta K})}{\rho_{LNG}} = 1,2 \cdot \frac{54558,96 + 4375,788 + 5894,071}{460} = 169,119$$

4. Сумарна витрата пального усіма елементами СЕУ за добу стоянкового періоду, м³/добу

$$\Sigma V_{LFO}^{CPCEY} = k \cdot \frac{(G_{LFO}^{\Delta \Gamma} + G_{LFO}^{\Delta K})}{\rho_{LFO}} = 1,2 \cdot \frac{5334,494 + 6866,878}{975} = 15,017$$

$$\Sigma V_{MGO}^{CPCEY} = k \cdot \frac{(G_{MGO}^{\Delta \Gamma} + G_{MGO}^{\Delta K})}{\rho_{MGO}} = 1,2 \cdot \frac{5147,1 + 6625,653}{890} = 15,873$$

$$\Sigma V_{LNG}^{CPCEY} = k \cdot \frac{(G_{LNG}^{\Delta \Gamma} + G_{LNG}^{\Delta K})}{\rho_{LNG}} = 1,2 \cdot \frac{4375,788 + 5894,071}{460} = 26,791$$

Приймаємо у процентному співвідношенні скільки часу витрачається на ходовий та стоянковий режими. Нехай 70% ходовий та 30% стоянковий.

5. Автономність по запасам пального, доба:

$$T_{aLFO} = \frac{V_{LFO}}{0,7 \cdot \Sigma V_{LFO}^{XPCEY} + 0,3 \cdot \Sigma V_{LFO}^{CPCEY}} = \frac{1328,9}{0,7 \cdot 103,929 + 0,3 \cdot 15,017} = 17,201$$

$$T_{aMGO} = \frac{V_{MGO}}{0,7 \cdot \Sigma V_{MGO}^{XPCEY} + 0,3 \cdot \Sigma V_{MGO}^{CPCEY}} = \frac{676,8}{0,7 \cdot 109,856 + 0,3 \cdot 15,873} = 8,288$$

$$T_{aLNG} = \frac{V_{LNG}}{0,7 \cdot \Sigma V_{LNG}^{XPCEY} + 0,3 \cdot \Sigma V_{LNG}^{CPCEY}} = \frac{3203,6}{0,7 \cdot 169,119 + 0,3 \cdot 26,791} = 25,341$$

$$T_{aLFO} + T_{aMGO} + T_{aLNG} = 17,201 + 8,288 + 25,341 = 50,83$$

					КРБ.6.135.4211.07.01.ПЗ	Арк.
						14
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Сумарна автономність по запасам палива, враховуючи роботу судна на всіх видах палива становить 50 діб 19 годин 55 хвилин.

Дальність плавання при швидкості ходу 14,5 вузлів, миль

$$S_{LFO} = v \cdot T_{aLFO} \cdot 24 = 14,5 \cdot 17,201 \cdot 24 = 5986,064$$

$$S_{MGO} = v \cdot T_{aMGO} \cdot 24 = 14,5 \cdot 8,288 \cdot 24 = 2884,201$$

$$S_{LNG} = v \cdot T_{aLNG} \cdot 24 = 14,5 \cdot 25,341 \cdot 24 = 8818,619$$

$$S_{LFO} + S_{MGO} + S_{LNG} = 5986,064 + 2884,201 + 8818,619 \approx 17689$$

Сумарна дальність плавання при швидкості ходу 14,5 вузлів, враховуючи роботу судна на всіх видах палива становить 17689 миль.

1.4. Загальна характеристика СЕУ

На судні в якості головного двигуна встановлено двотактний малообертовий двопаливний (газ / рідке паливо) двигун WinGD 6X72DF з номінальною контрактною потужністю 16180 кВт при частоті обертання 76,5 об/хв, виробництва компанії Hyundai (ННІ - EMD). Двигун з'єднаний безпосередньо з гребним гвинтом за допомогою валопровода. Рушієм виступає гвинт фіксованого кроку виготовлений з нікель-алюмінієвої бронзи, діаметром 8800 мм виробництва Hyundai Heavy Industries.

До складу суднової електростанції судна входять 3 допоміжні дизель-генератори та аварійний дизель-генератор. Стосовно аварійного дизель-генератора відомостей не надано.

До складу котельної установки судна входить допоміжний паровий котел виробництва Alfa Laval двопаливного типу та паропродуктивністю 4 т/год при тиску пари 0,6 МПа.

Опріснювальна установка утилізаційного типу, що використовує спосіб отримання прісної води з морської – дистиляцію при використанні прісної води високотемпературного контура системи охолодження ГД визначається по продуктивності, що визначена у розділі 2 та обрана марка установки.

					КРБ.6.135.4211.07.01.ПЗ	Арк.
						15
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Для розміщення СЕУ використовується спеціалізоване приміщення – машинне відділення (МВ). Його розташування по довжині судна вносить свій вплив перш за все на довжину валопроводу, втратам потужності на ньому. Кормове розташування МВ для балкерів є типовим.

З урахуванням типу судна HL ECO на ньому передбачені наступні системи СЕУ: паливні, масляні, охолодження прісною і забортною водою, стисненого повітря, вентиляції МВ та інших машинних приміщень, газовідведення, конденсатно-живильні, парові.

Висновки до розділу 1:

1. До складу СЕУ балкера HL ECO входить одновальна пропульсивна установка з МОД потужністю 16180 кВт, що працює на ГФК через валопровід, три ДГ потужністю 1010 кВт з частотою обертання 900 об/хв та ДК продуктивністю 4 т/год, що використовують пальне LFO, MGO та LNG.

2. При розрахунках автономності враховується змінний склад працюючих елементів. Витрати пального на АДГ не враховуються так, як він не працює на ходовому та стоянковому режимах. Автономність плавання за запасами зрідженого природного газу складає 25 діб, важкого палива – 17 діб, легкого – 11 діб. Сумарна автономність за всіма видами палива складає біля 51 доби. Дальність плавання при швидкості 14,5 вузлів за всіма наявними запасами різних видів та сортів палива склала 17689 миль.

					КРБ.6.135.4211.07.01.ПЗ	Арк.
						16
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4211.07.02.ПЗ			
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата				
					Визначення ефективності суднової енергетичної установки			
Студент	Сарабун А.А.							
Викладач	Коробко В.В.							
						Літ	Аркуш	Аркушів
							17	11
						НУК ім. адмірала Макарова		

Розділ 2. Визначення ефективності суднової енергетичної установки

2.1 Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки

Головний двигун

На судні в якості головного двигуна встановлений двигун типу 6X72DF розроблений компанією WinGD та виготовлений Hyundai Heavy Industries' Engine Machinery Division. Це двотактний малообертовий крейцкопфний реверсивний двопаливний двигун. За екологічними показниками по викидам NOx відповідає Tier II - III в залежності від режиму роботи на певному виді палива. Двигун може працювати на зрідженому природному газі (LNG), важкому паливі (HFO/LFO) та судовому дизельному паливі (MGO/MDO)[3].

Початкові параметри для розрахунку ГД представлені в додатку 2

Головні суднові передачі, муфти, валопроводи та рушій

На судні HL ECO застосована пряма передача потужності на рушій, тобто колінчастий вал двигуна з'єднаний із гребним валом без проміжного редуктора. Це підвищує ККД пропульсивної установки та зменшує втрати потужності. З'єднання двигуна з валопроводом виконується за допомогою фланцевого з'єднання валів. Валопровід складається з проміжного валу, гребного валу, опорного підшипника та дейдвудного пристрою. Рушієм виступає гвинт фіксованого кроку виготовлений з нікель-алюмінієвої бронзи, діаметром 8800 мм виробництва Hyundai Heavy Industries.

Найменший припустимий діаметр проміжного валу, приймаємо

$$d_{\text{пр}} = F \cdot \sqrt[3]{\frac{N_e}{n}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{16180}{76,5}} = 596 \text{ мм},$$

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

Мінімальний розрахунковий діаметр гребного валу:

$$d_{\text{гр}} = 100 \cdot k \cdot \sqrt[3]{\frac{N_e}{n}} = 100 \cdot 1,22 \cdot \sqrt[3]{\frac{16180}{76,5}} = 727 \text{ мм},$$

					КРБ.6.135.4211.07.02.ПЗ	Арк.
						18
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

За результатами розрахунків прийняті наступні значення діаметрів валів: проміжного – 600 мм; гребного – 730 мм.

Суднова електростанція

До складу суднової електростанції судна входять допоміжні дизель-генератори та аварійний дизель-генератор. Стосовно аварійного дизель-генератора відомостей не надано, приймаємо АДГ приблизною потужністю 220 кВт. В якості допоміжних дизель-генераторів на судні встановлені 3 дизель-генератори з електричною потужністю 1010 кВт при 900 об/хв з електрогенераторами виробництва ННІ – EES та двигунами типу HiMSEN 5H22C DF. Це чотирьохтактний середньообертовий рядний двопаливний двигун з турбонаддувом.

Початкові параметри для розрахунку ДГ представлені в додатку 3

Допоміжна котельна установка

До складу котельної установки судна входить допоміжний паровий котел виробництва Alfa Laval двопаливного типу та паропродуктивністю 4 т/год при тиску пари 0,6 МПа.

Оскільки в описі судна не вказана модель котла підбираємо за схожими характеристиками, Alfa Laval пропонує за схожими характеристиками котел типу Aalborg OS-TCi.

кількість	$i = 1$
марка	Aalborg OS-TCi
паропродуктивність	$D_s^{DK} = 4000$ кг/год
тиск пари	$p_s = 0,6$ МПа
температура живильної води	$t_{ж.в} = 60$ °C
ККД котла	$\eta_{DK} = 0,85$
нижча теплота згоряння палива	$Q_i^r = 41200$ кДж/кг

					КРБ.6.135.4211.07.02.ПЗ	Арк.
						19
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Опріснювальна установка

В описі судна тип опріснювальної установки не зазначен. Враховуючи чисельність екіпажу та потребу в забезпеченні судна прісною водою для господарсько-побутових і технічних потреб, приймаємо опріснювальну установку Alfa Laval DPU-2-36-C100 продуктивністю 20 м³/добу, що забезпечує покриття потреб екіпажу в прісній воді та створення необхідного експлуатаційного запасу.

Установка працює за принципом двоступеневої вакуумної дистиляції морської води з використанням теплоти системи охолодження головного двигуна. Конструкція обладнана титановими пластинчастими теплообмінниками, що забезпечують високу корозійну стійкість, надійність та тривалий термін експлуатації.

кількість	$i = 1$
марка	DPU-2-36-C
продуктивність	$D_{oy} = 20 \text{ м}^3/\text{добу}$
температура живильної заборотної води	$t_{з.в} = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$

					КРБ.6.135.4211.07.02.ПЗ	Арк.
						20
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки

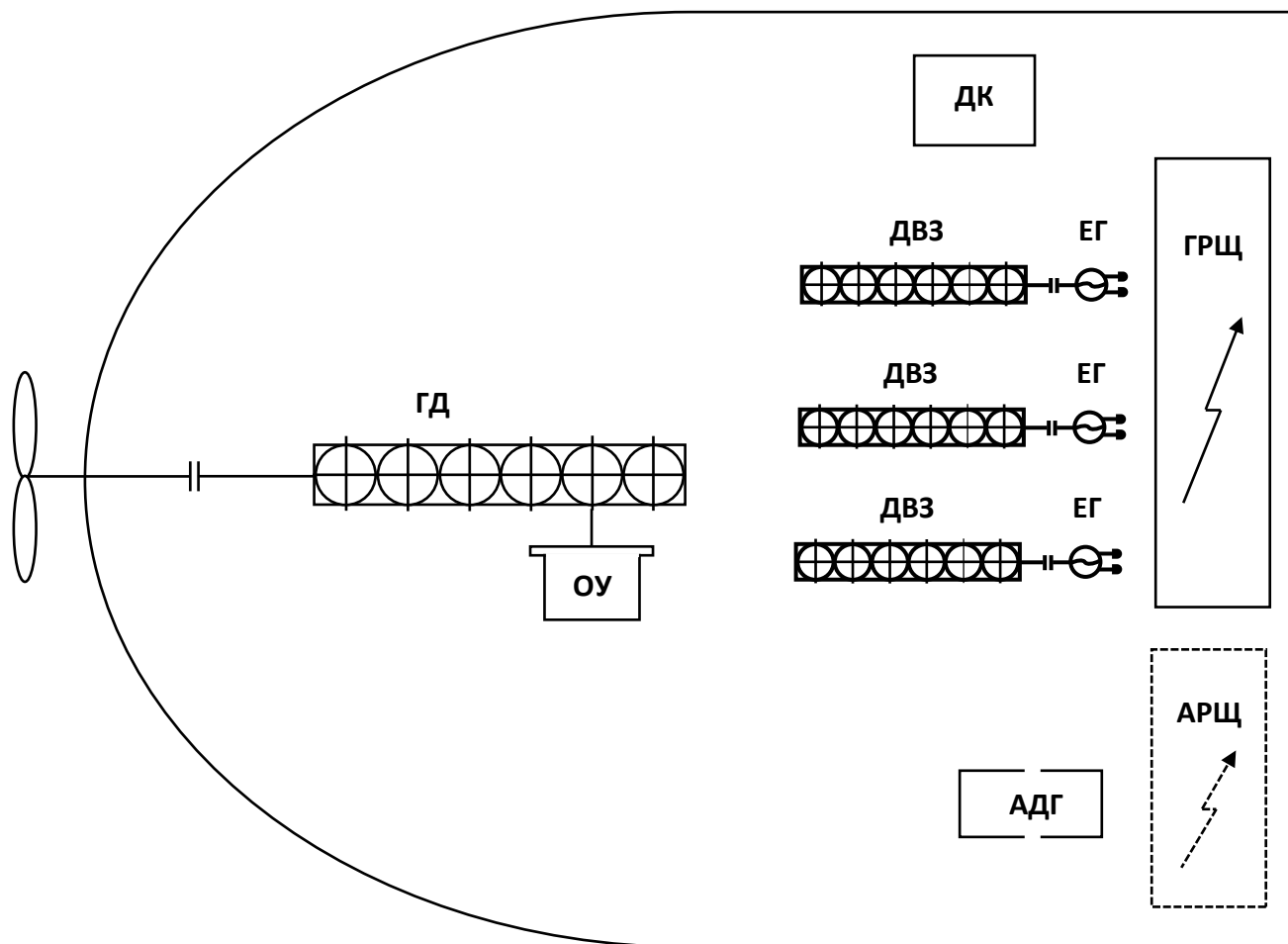


Рис. 2.3. Структурна схема СЕУ:

ГД – головний двигун, ОУ – опріснювальна установка, ДК – допоміжний котел, ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння, ЕГ-електрогенератор, ГРЩ – головний розподільчий щит, АРЩ – аварійний розподільчий щит.

2.3 Режими роботи судна та суднової енергетичної установки

Таблиця 2.1. Режими роботи судна

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

2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи

Головний двигун

Розраховуємо потоки теплоти в головному двигуні.

Теплота, що виділилась при спалюванні пального, кВт:

$$Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} = g_e^{\text{ГД}} N_e^{\text{ГД}} Q_i^r = 0,1795 \cdot 16180 \cdot \frac{42700}{3600} = 34448,344 \text{ кВт};$$

$$G_{\text{пал}}^{\text{ГД}} = g_e^{\text{ГД}} N_e^{\text{ГД}} = 0,1795 \cdot \frac{16180}{3600} = 0,807 \text{ кг/с}.$$

Теплота, що втрачається з відпрацьованими газами:

$$Q_{\text{Г}}^{\text{ГД}} = G_{\text{Г}} c_{p\text{Г}} T_{\text{Г}} - G_{\text{пов}} c_{p\text{пов}} T_{\text{пов}} = 29,071 \cdot 1,118 \cdot 558 - 28,265 \cdot 1,005 \cdot 318 = 9102,9 \text{ кВт},$$

де $G_{\text{Г}}$, $G_{\text{пов}}$ – кількість відпрацьованих газів та повітря двигуна:

$$G_{\text{пов}}^{\text{ГД}} = \alpha_{\Sigma} L_0 g_e^{\text{ГД}} N_e^{\text{ГД}} = 2,45 \cdot 14,3 \cdot 0,1795 \cdot \frac{16180}{3600} = 28,265 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{Г}}^{\text{ГД}} = G_{\text{пов}}^{\text{ГД}} + G_{\text{пал}}^{\text{ГД}} = g_e^{\text{ГД}} N_e^{\text{ГД}} (1 + \alpha_{\Sigma} L_0) = 0,1795 \cdot \frac{16180(1+2,45 \cdot 14,3)}{3600} = 29,071 \text{ кг/с}.$$

Теплоємності відпрацьованих газів та повітря відповідно становлять[7]:

$$c_{p\text{Г}} = 1,118 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}; \quad c_{p\text{пов}} = 1,005 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Теплота, що відбирається від наддувного повітря:

$$Q_{\text{н.пов}}^{\text{ГД}} = G_{\text{пов}}^{\text{ГД}} c_{p\text{пов}} (T_{\text{к}} - T_{\text{пов}}) = 28,265 \cdot 1,005 \cdot (503,656 - 318) = 5273,733 \text{ кВт},$$

де $T_{\text{к}}$ – температура повітря після наддувного компресора:

$$T_{\text{к}} = T_{\text{пов}} + \Delta T = T_{\text{пов}} \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k} \right] = 318 \left[1 + \frac{3,667^{0,286} - 1}{0,77} \right] = 503,656 \text{ К}.$$

Втрати теплоти від розсіювання до навколишнього середовища є залишковим членом балансу і становлять 1,0...2,0 % від $Q_{\text{пал}}$:

$$Q_{\text{зал}}^{\text{ГД}} = 0,01 \cdot Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} = 0,01 \cdot 34448,344 = 344,483 \text{ кВт}.$$

Для визначення $Q_{\text{пр.в}}$ та $Q_{\text{м}}$ у разі відсутності результатів теплотехнічних іспитів конкретного двигуна використовують статистичні дані.

Втрати теплоти з прісною водою становлять 6...14 %, з маслом 3,5...7,0% від кількості теплоти, що виділилася при спалюванні палива в теплових двигунах:

$$Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}} = 0,065 \cdot Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} = 0,065 \cdot 34448,344 = 2239,142 \text{ кВт};$$

$$Q_{\text{м}}^{\text{ГД}} = 0,04 \cdot Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} = 0,04 \cdot 34448,344 = 1377,934 \text{ кВт}.$$

Зробимо перевірку рівняння теплового балансу для головного двигуна:

$$Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} = N_e^{\text{ГД}} + Q_{\text{г}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{м}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{н.пов}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{зал}}^{\text{ГД}}$$

$$34448,344 = 16180 + 9102,9 + 1377,934 + 2239,142 + 5273,73 + 344,483.$$

Нев'язка балансу становить 0,20 %, допустимий небаланс – $\pm 0,5$ %.

Опріснювальна установка

З попередніх розрахунків відомо, що від прісної води системи охолодження ГД для отримання дистилату в ОУ надходить $Q_{\text{пр.в}} = 2239,142$ кВт. Перепад температур гарячої прісної води і заборотної води у випарнику прийнятий 20 град, забортна вода кипітиме при 70 °С. За таблицями водяної пари визначаємо відповідний тиск цієї вторинної пари і далі ентальпії сухої насиченої пари та морської води, з якої утворюється дистилат[7]:

					КРБ.6.135.4211.07.02.ПЗ	Арк.
						23
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$i'' = 2626,8 \text{ кДж/кг}; \quad i_{3,в} = 292,97 \text{ кДж/кг}.$$

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

$$Q_{0у} = D_{0у}(i'' - i_{3,в}) = 20 \cdot 10^3 \cdot \frac{2626,8 - 292,97}{24 \cdot 3600} = 540,238 \text{ кВт}.$$

Коефіцієнт використання теплоти в ОУ:

$$\eta_{в.т}^{0у} = \frac{Q_{0у}}{Q_{пр.в}^{гд}} = \frac{540,238}{2239,142} = 0,241.$$

Дизель-генератор

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

Теплота, що виділилась при спалюванні пального, кВт:

$$Q_{пал}^{дг} = g_e^{дг} N_e^{дг} Q_i^r = 0,1995 \cdot 1075 \cdot \frac{42700}{3600} = 2543,764 \text{ кВт};$$

$$G_{пал}^{дг} = g_e^{дг} N_e^{дг} = 0,1995 \cdot \frac{1075}{3600} = 0,06 \text{ кг/с}.$$

Теплота, що втрачається з відпрацьованими газами:

$$Q_{г}^{дг} = G_{г} c_{рг} T_{г} - G_{пов} c_{рпов} T_{пов} = 1,763 \cdot 1,137 \cdot 626 - 1,704 \cdot 1,005 \cdot 318 = 710,579 \text{ кВт},$$

де $G_{г}$, $G_{пов}$ – кількість відпрацьованих газів та повітря двигуна:

$$G_{пов}^{дг} = \alpha_{\Sigma} L_0 g_e^{дг} N_e^{дг} = 2 \cdot 14,3 \cdot 0,1995 \cdot \frac{1075}{3600} = 1,704 \text{ кг/с};$$

$$G_{г}^{дг} = G_{пов}^{дг} + G_{пал}^{дг} = g_e^{дг} N_e^{дг} (1 + \alpha_{\Sigma} L_0) = 0,1995 \cdot 1075 \cdot \frac{1 + 2 \cdot 14,3}{3600} = 1,763 \text{ кг/с}.$$

Теплоємності відпрацьованих газів та повітря відповідно становлять[7]:

$$c_{рг} = 1,137 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}; \quad c_{рпов} = 1,005 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Теплота, що відбирається від наддувного повітря:

$$Q_{н.пов}^{дг} = G_{пов}^{дг} c_{рпов} (T_{к} - T_{пов}) = 1,704 \cdot 1,005 \cdot (515,755 - 318) = 338,617 \text{ кВт},$$

де $T_{к}$ – температура повітря після наддувного компресора:

					КРБ.6.135.4211.07.02.ПЗ	Арк.
						24
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$T_k = T_{\text{пов}} + \Delta T = T_{\text{пов}} \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k} \right] = 318 \left[1 + \frac{4,05^{0,286} - 1}{0,79} \right] = 515,755 \text{ К.}$$

Втрати теплоти від розсіювання до навколишнього середовища є залишковим членом балансу і становлять 1,0...2,0 % від $Q_{\text{пал}}$:

$$Q_{\text{зал}}^{\text{ДГ}} = 0,01 \cdot Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} = 0,01 \cdot 2543,764 = 25,438 \text{ кВт.}$$

Втрати теплоти з прісною водою становлять 6...14 %, з маслом 3,5...7,0% від кількості теплоти, що виділилася при спалюванні палива в теплових двигунах:

$$Q_{\text{пр.в}}^{\text{ДГ}} = 0,095 \cdot Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} = 0,095 \cdot 2543,764 = 241,658 \text{ кВт;}$$

$$Q_{\text{м}}^{\text{ДГ}} = 0,06 \cdot Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} = 0,06 \cdot 2543,764 = 152,626 \text{ кВт.}$$

Зробимо перевірку рівняння теплового балансу для ДВЗ, що приводить електрогенератор:

$$Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} = N_e^{\text{ДГ}} + Q_{\text{Г}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{м}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{пр.в}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{н.пов}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{зал}}^{\text{ДГ}}$$

$$2543,764 = 1075 + 710,579 + 152,626 + 241,658 + 338,617 + 25,438.$$

Нев'язка балансу становить 0,006%, допустимий небаланс – $\pm 0,5 \%$.

Допоміжний котел

Кількість теплоти, що виділилася при спалюванні палива у котлі:

$$Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}} = \frac{Q_s^{\text{ДК}}}{\eta_{\text{ДК}}} = \frac{2783,311}{0,85} = 3274,484 \text{ кВт.}$$

Кількість теплоти, що витрачено для отримання насиченої пари:

$$Q_s^{\text{ДК}} = D_s^{\text{ДК}} (i'' - i_{\text{ж.в}}) = \frac{4000(2756,14 - 251,16)}{3600} = 2783,311 \text{ кВт.}$$

Ентальпію сухої насиченої пари i'' та живильної води $i_{\text{ж.в}}$ знаходимо за таблицями для водяної пари при тиску $p_s = 0,6 \text{ МПа}$ та $t_{\text{ж.в}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$i'' = 2756,14 \text{ кДж/кг; } i_{\text{ж.в}} = 251,16 \text{ кДж/кг.}$$

Розраховано потоки теплоти в окремих елементах СЕУ. Визначення коефіцієнтів корисної дії та коефіцієнтів використання теплоти є перевіркою

					КРБ.6.135.4211.07.02.ПЗ	Арк.
						25
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

правильності розрахунків і відповідності цих показників реальним значенням для прийнятого обладнання.

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

Ходовий режим

За таблицею 1 на ходовому режимі працюють ГД, 1 ДГ, ОУ, ДК.

Втрати енергії на валопроводі:

$$Q_{\text{вп}} = N_e^{\text{ГД}}(1 - \eta_{\text{вп}}) = 16180 \cdot 0,01 = 161,8 \text{ кВт.}$$

До рушія підводиться потужність:

$$N_{\text{вп}} = N_e^{\text{ГД}} - Q_{\text{вп}} = 16180 - 161,8 = 16018,2 \text{ кВт.}$$

Втрати енергії на рушії Q_p визначаються величиною пропульсивного коефіцієнта η . При $\eta = 0,7$ вони становлять:

$$Q_p = (1 - \eta)N_{\text{вп}} = (1 - 0,7) \cdot 16018,2 = 4805,46 \text{ кВт.}$$

Потужність, що перетворюється на упор, $N_p = N_R$ є тим самим корисним ефектом ПК, що має місце в результаті спалювання палива в головному двигуні:

$$N_R = N_{\text{вп}} - Q_p = 16018,2 - 4805,46 = 11212,74 \text{ кВт.}$$

ККД пропульсивного комплексу:

$$\eta_e^{\text{ПК}} = \frac{N_R}{Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}}} = \frac{11212,74}{34448,344} = 0,325.$$

Коефіцієнт використання теплоти в СЕУ на ходовому режимі:

$$(\eta_{\text{в.т}}^{\text{СЕУ}})_{\text{х.р}} = \frac{N_R + P_{\text{дг}} + Q_s^{\text{ДК}} + Q_{\text{ОУ}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = \frac{11212,74 + 1010 + 2783,311 + 540,238}{34448,344 + 2543,764 + 3274,484} = 0,386.$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на ходовому режимі:

$$(\eta_e^{\text{СЕУ}})_{\text{х.р}} = \frac{N_R + P_{\text{дг}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = \frac{11212,74 + 1010}{34448,344 + 2543,764 + 3274,484} = 0,304.$$

					КРБ.6.135.4211.07.02.ПЗ	Арк.
						26
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Стоянковий режим без вантажних операцій

За таблицею 1 на стоянковому режимі без вантажних операцій працюють 1 ДГ, ДК.

Коефіцієнт використання теплоти в СЕУ на стоянковому режимі без вантажних операцій:

$$(\eta_{\text{в.т}}^{\text{СЕУ}})_{\text{без в.о}} = \frac{P_{\text{дг}} + Q_{\text{с}}^{\text{ДК}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = \frac{1010 + 2783,311}{2543,764 + 3274,484} = 0,652.$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на стоянковому режимі без вантажних операцій:

$$(\eta_e^{\text{СЕУ}})_{\text{без в.о}} = \frac{P_{\text{дг}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = \frac{1010}{2543,764 + 3274,484} = 0,174.$$

Висновки до розділу 2:

Проведено аналіз суднової енергетичної установки балкера HL ECO та виконано розрахунок її ефективності на основних режимах експлуатації.

Показано, що утилізація теплоти системи охолодження головного двигуна для роботи опріснювальної установки дозволяє підвищити загальну ефективність використання енергії на судні. Також встановлено, що найбільш ефективним режимом роботи СЕУ є ходовий режим, коли одночасно забезпечується рух судна, виробництво електроенергії, пари та прісної води.

					КРБ.6.135.4211.07.02.ПЗ	Арк.
						27
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4211.07.03.ПЗ			
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата	Визначення параметрів суднового двигуна WinGD 6X72DF			
Студент	Сарабун А.А.							
Викладач	Коробко В.В.							
						Літ	Аркуш	Аркушів
							28	19
						НУК		
						ім. адмірала Макарова		

Розділ 3. Визначення параметрів суднового двигуна WinGD 6X72DF

3.1. Загальний устрій та характеристики двигуна

W6X72DF є двотактним двигуном без розподільчого валу, малообертовий, реверсивний з жорстким прямим зв'язком. Він працює на газу під низьким тиском і оснащений системою упорскування Common Rail у поєднанні з системою інтелектуального управління рециркуляцією відпрацьованих газів (iCER). Для цього двигуна також доступна технологія змінного ступеня стиснення (VCR) як опція[3].

Варіанти режиму роботи iCER

- газовий режим iCER
- газовий режим iCER та дизельний режим iCER Tier III.

Газовий режим iCER покращує продуктивність газового режиму, значно зменшуючи викиди, особливо викиди метану. Як варіант, дизельний режим iCER Tier III додатково забезпечує відповідність стандарту Tier III під час роботи на дизельному паливі[3].

Варіанти встановлення iCER

Система iCER зазвичай встановлюється окремо у машинному відділенні. Для 5- та 6-циліндрових двигунів доступна система iCER, що встановлюється безпосередньо на двигуні, при цьому охолоджувач відпрацьованих газів (EGC) та двигун поставляються в комплекті, що знижує трудовитрати на встановлення[3].

Варіанти режиму роботи VCR

Для цього двигуна технологія VCR доступна для всіх режимів роботи:

- газовий режим
- дизельний режим
- дизельний режим iCER, що відповідає стандарту Tier III.

Технологія VCR дозволяє динамічно регулювати ступінь стиснення двигуна (CR) для оптимізації ефективності згоряння палива та зменшення викидів[3].

					КРБ.6.135.4211.07.03.ПЗ	Арк.
						29
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Зведені значення параметрів двигуна для максимальної номінальної потужності

Діаметр циліндра - 720 мм

Хід поршня - 3086 мм

Кількість циліндрів від 5 до 8

Потужність (MCR) - 3225 кВт/циліндр

Частота обертання (MCR) - 89 об/хв

Середній ефективний тиск - 17,3 бар

Співвідношення ходу поршня до діаметра циліндра - 4,29

Цей тип двигуна призначений для роботи на газовому або рідкому паливі. Газовим паливом є випарений зріджений природний газ (ЗПГ). Рідке паливо включає широкий спектр суднового палива, такого як судновий газойль (МГО) та важкий мазут (ВМП) різної якості з максимальним вмістом сірки 0,5% мас./мас. Така гнучкість палива стала можливою завдяки технології низького тиску WinGD. Режим роботи можна змінювати під час роботи двигуна без втрати потужності[3].

Сертифікований газовий режим Tier III:

У газовому режимі основним паливом є природний газ. Природний газ впорскується в двигун під низьким тиском. Газове паливо запалюється шляхом впорскування пілотного палива. Кількість впорскуваного пілотного палива становить приблизно 1% від загального споживання енергії двигуном при 100% максимальної безперервної потужності двигуна (CMCR). Впорскування газового палива здійснюється гідравлічно та керується електронним способом. Незалежні мікрофорсунки та система пілотного палива впорскують пілотне паливо. Запалювальним паливом може бути суднове дизельне паливо (MDO) або MGO. У газовому режимі двигуна X-DF2.0 використовується система iCER, яка працює при потужності двигуна CMCR понад 20% – 30%[3].

					КРБ.6.135.4211.07.03.ПЗ	Арк.
						30
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

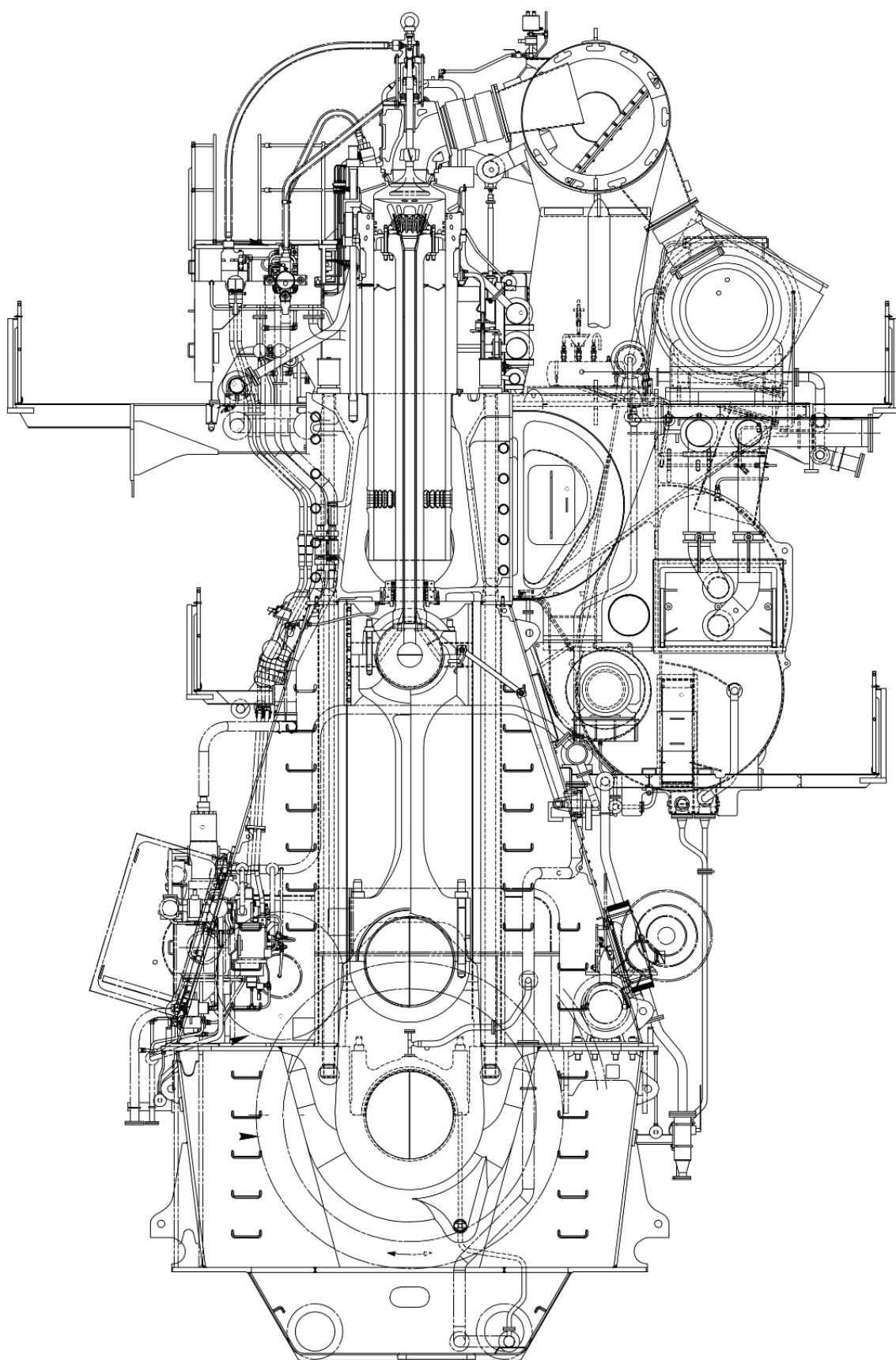


Рис. 3.1. Поперечний розріз двигуна WINGD X72DF

					КРБ.6.135.4211.07.03.ПЗ	Арк.
						31
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

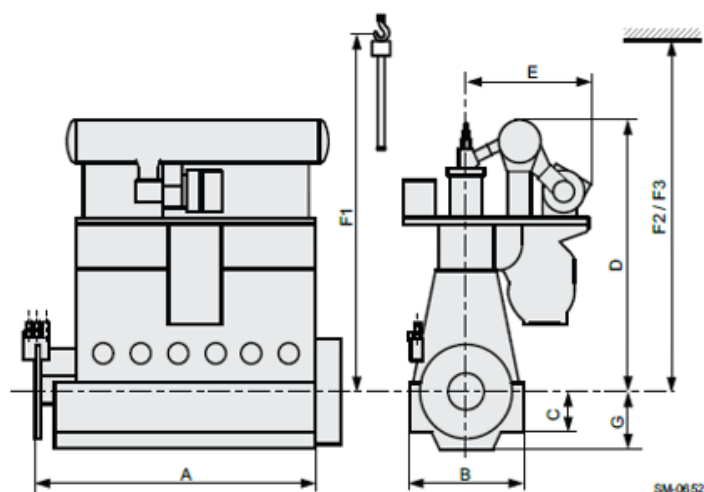


Figure 3-1 Engine dimensions with the iCER off-engine option

Table 3-1 Engine dimensions and masses with the iCER off-engine option

No. cyl.	Dimension in mm with a tolerance of approx. ±10 mm									Net eng. mass ^{a)}
	A	B	C	D	E	F1 ^{b)}	F2 ^{c)}	F3 ^{d)}	G	[tonnes]
5	8,230	4,780	1,575	10,790	Dim. depending on TC type	13,655	13,655	12,730	2,455	481
6	9,520									561
7	10,810									642
8	12,105									716
Min. capacity of standard crane: 7,750 kg Min. capacity of double-jib crane ^{e)} : 2 x 4,175 kg										

- a) Without oil/water; net engine mass estimated according to nominal dimensions given in drawings, including turbocharger (TC) and Scavenger Air Cooler (SAC), piping and platforms
b) Min. height for vertical removal of piston with standard crane
c) Min. height for vertical removal of piston with double-jib crane
d) Min. height for tilted removal of piston with double-jib crane
e) In case of double-jib crane application, both hooks are used in parallel; special lifting tools are required. When selecting the double-jib lifting method, it must be considered that maintenance work demands additional time and effort, especially for tilted removal (F3), compared to standard procedure (F1). Availability of the special lifting tools needs to be considered in the project schedule.

Рис. 3.2. Габаритні розміри та маси двигуна X72DF[3]

Сертифікований дизельний режим Tier II:

Основні паливні форсунки впорскують основне паливо (HFO, MDO або MGO) у дизельному режимі. Щоб запобігти засміченню форсунок, мікрофорсунки пілотного палива продовжують працювати зі зниженою швидкістю впорскування. Двигун X-DF працює в дизельному режимі або із залишковим судновим паливом (HFO), або з судновим дистилятним паливом (MDO або MGO), яке має відповідати специфікації ISO 8217:2017. HFO може мати максимальний вміст сірки 0,5% m/m та максимальну в'язкість 700 сСт. MDO містить DMB або DFB, тоді як MGO містить DMA, DFA, DMZ або DFZ, відповідно до визначень категорій у специфікації ISO 8217:2017[3].

іСЕР дизельний режим Tier III:

Двигун можна вибрати з опцією режиму iCER для дизельного двигуна Tier III. Під час роботи двигуна в режимі iCER для дизельного двигуна Tier III основне паливо (лише MGO) використовується так само, як і в звичайному дизельному режимі. Однак, з активованим iCER, двигун досягає відповідності Tier III без будь-якої додаткової системи очищення вихлопних газів, такої як селективне каталітичне відновлення (SCR)[3].

Система керування

Система керування двигуном WinGD (ECS) керує ключовими функціями двигуна, такими як впуск газу, приводи випускних клапанів, запуск двигуна та змащення циліндрів. ECS також забезпечує керування впорскуванням палива[3].

3.2. Системи головного двигуна

На рис. 3.3 показана паливна система, єдина для головного і допоміжних дизелів. Допоміжні двигуни можна експлуатувати на важкому або дизельному паливі незалежно від головного двигуна.

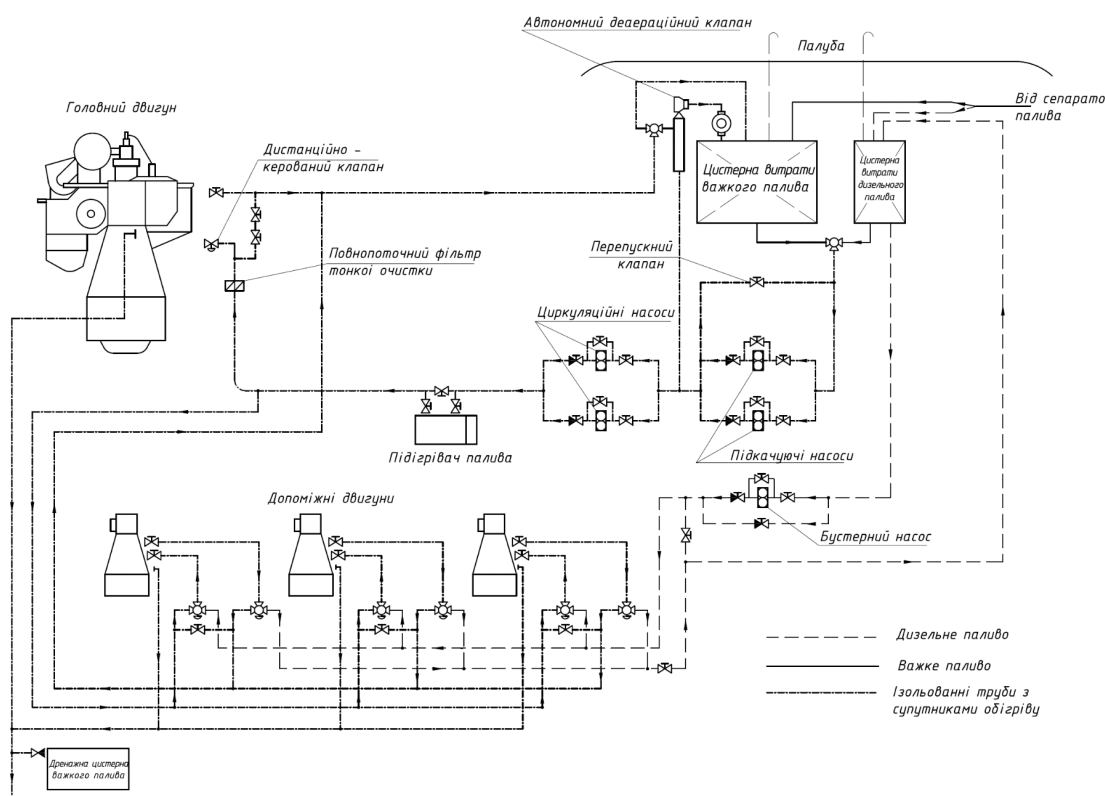


Рис. 3.3. Паливна система

З бункерних цистерн паливо перекачується насосами в проміжну цистерну, звідки сепараторами воно може подаватися у відповідні витратні цистерни ("добові цистерни").

Для забезпечення найбільш задовільного очищення важкого палива сепаратори обладнані підігрівачами де паливо може підігріватися до температури 95-98 °С.

З конкретної витратної цистерни паливо подається до одного з двох електричних підкачуючих насосів, який подає паливо під тиском (по можливості через расходомір) до сторони низького тиску паливної системи.

Після цього паливо поступає до одного з двох електричних циркуляційних насосів, а від нього через підігрівач, регулювальник в'язкості, фільтр і до паливних насосів ДД.

Відсічне паливо від форсунок і насосів ДД через трубу поворотного палива перепускається назад до сторони всмоктування циркуляційного насоса. Для підтримки постійного тиску в головній магістралі на вході паливних насосів ДД, продуктивність і подача циркуляційного насоса перевищує кількість палива, що витрачається двигуном.

Окрім цього, встановлюється підпружинений байпасний клапан який функціонує як перепускний між входом до ПНВТ і повернення палива і, таким чином, підтримує постійний тиск в приймальному паливному трубопроводі.

Для того, щоб підтримувати рівномірний потік підігрітого палива через паливні насоси, корпуси і форсунки на всіх навантаженнях (включаючи зупинений двигун), на виході форсунок встановлюється золотник і циркуляційний отвір.

Завдяки "вбудованій" циркуляції підігрітого палива може підтримуватися робоча температура паливних насосів і форсунок навіть тоді, коли двигун зупинений.

Отже, немає необхідності переходити на дизельне паливо при заходах в порт, якщо циркуляційний насос продовжує працювати і зберігається підігрівання циркулюючого палива.

					КРБ.6.135.4211.07.03.ПЗ	Арк.
						34
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Якщо при тривалій стоянці потрібно відключити циркуляційний насос або підігрівання, то з паливної системи заздалегідь треба злити важке паливо.

Паливна система розрахована на роботу двигуна, як на дизельному, так і на важкому паливі.

З цистерни основного запасу паливо перекачується насосом в решту цистерн, звідки через сепараторів у витратні цистерни.

Для забезпечення задовільного очищення сепаратори важкого палива обладналися підігрівачами. З витратних цистерн важкого палива і легкого палива, воно поступає через триходовий кран до живильних насосів, за допомогою яких паливо перекачується в резервуар, звідки за допомогою циркуляційних насосів, паливо подається до підігрівачів. Підігрівачі розраховані так, щоб будь-який з них задовольняв на 100 % вимогам в нагріві і підтримувалася постійна температура палива на подачі, яку задає регулятор в'язкості. В'язкість підтримується на заданому рівні за допомогою регулювання температури палива, подачею пари до підігрівачів. Після підігрівачів паливо подається в автоматичний фільтр, що оберігає устаткування ПНВТ від частинок, які можуть викликати пошкодження. Після фільтрів паливо подається в ПНВТ. Від кожного ПНВТ відходить труба повернення палива, по якій воно поступає в головний трубопровід зворотнього палива, а від туди в деаераційний резервуар, в якому міститься комбінація чистого палива з витратної цистерни і підігрітого поворотного палива від двигуна.

Деаератор вентилює утворені гази, щоб запобігти кавітації в насосах циркуляції палива. Насоси живлення підтримують тиск в деаераторі на рівні 4 бар для запобігання газифікації гарячого важкого палива і випаровування води, що може привести до піноутворення. Тиск підтримується автоматично деаератором - клапаном.

При переході на дизельне паливо, поворотне важке паливо може бути повернене у витратну цистерну через кран перемикання. Для забезпечення постійного тиску в трубопроводі перед ПНВТ продуктивність циркуляційного насоса декілька перевищує потребу двигуна в паливі.

					КРБ.6.135.4211.07.03.ПЗ	Арк.
						35
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Система змащення повинна забезпечувати живлення маслом всі тертьові частини дизеля з метою зменшення втрат на тертя й зношування, а також для часткового відводу з маслом теплоти, що виділяється при терті.

Система циркуляційної змазки, об'єднана з масляною системою охолодження поршнів, обслуговується насосом з приводом від електродвигуна. Масло для кривошипно-шатунного механізму, упорного підшипника, при-водного відсіку і розподільних валів паливних насосів і випускних клапанів після редукційного клапана поступає під тиском 0,18 МПа. по трубопроводу. З піддону масло через патрубок зливається в стічну цистерну. Рекомендовані температури масла: на вході 40...45 °С і на виході 46...52 °С.

Змащення втулок здійснюється від лубрикаторів по одному на циліндр з приводом від розподільного валу паливних насосів.

Масило підшипників газотурбонагнітачів забезпечується самостійною циркуляційною системою.

Для змащення циліндрів на дизелі встановлено 6 лубрикаторів. Система змащення головного руху, упорного підшипника, приводного відсіку циркуляційна, під тиском.

Система змащення приводів паливних насосів і випускних клапанів і гідравлічних демпферів штовхачів випускних клапанів автономна, під тиском.

Змащення важелів і шпинделів випускних клапанів здійснюється від автономної централізованої системи змащення.

Система змащення підшипників газотурбонагнітачів (ГТН) гравітаційна.

Система охолодження замкнута, двоконтурна, з приводом насосів заборотної і прісної води від електродвигунів. На всіх режимах роботи двигуна за допомогою терморегулятора температуру прісної води рекомендується підтримувати на вході 70 °С і на виході 85 °С. Вода підводиться до циліндрів під тиском 0,25 МПа по трубопроводу і відводиться через корпуси випускних клапанів по трубопроводах. Від магістралі прісної води здійснюється і охолодження корпусів турбін нагнітачів.

					КРБ.6.135.4211.07.03.ПЗ	Арк.
						36
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Поршні охолоджуються маслом від циркуляційної системи мастила з підведенням по трубопроводу за допомогою телескопічного пристрою і відведенням через контрольні колонки по трубопроводу в стічну цистерну.

Система пускового повітря складається з елементів системи управління і системи пускового повітря.

Система управління електричного/пневматичного типу. Вона спроектована для:

- управління з місцевого поста двигуна;
- дистанційного керування з ЦПУ.

Система складається з трьох підсистем:

- системи регулювання;
- системи реверсування;
- системи захисту.

За допомогою системи регулювання можна запускати і зупиняти двигун і управляти їм. Функції Пуску і Зупинки проводяться пневматично.

Регулювання частоти обертання. Під час дистанційного керування регулювання частоти обертання здійснюється рукояткою управління з пульта управління, яка посиляє електричний/ пневматичний сигнал регулювальникові.

Частота обертання двигуна залежить від величини сигналу. Регулювальник підтримуватиме цю частоту обертання незалежно від навантаження двигуна.

При управлінні з місцевого поста управління двигуна регулювальник від'єднаний від паливних насосів, і регулювання частоти обертання здійснюється рукояткою регулювання.

Система реверсування. У системі реверсування є два пневматичні клапани (Вперед і Назад). Ці клапани управляють циліндром реверсу розподільника повітря і пневмоциліндрами для реверсування роликів штовхачів паливних насосів[10].

Система захисту. Система захисту забезпечується повітрям окремо і управляється системою контролю двигуна (з окремим підведенням енергії). В разі зупинки система захисту подає пневмосигнал до перепускного клапана на

					КРБ.6.135.4211.07.03.ПЗ	Арк.
						37
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

кожному паливному насосі, таким чином припиняючи подачу палива високого тиску після чого двигун зупиняється.

Система захисту включена під час всіх режимів управління двигуном.

3.3. Розрахунок робочого циклу двигуна

В даній кваліфікаційній роботі використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконаленого Є. К. Мазінгом.

Вихідні дані для розрахунку робочого циклу двигуна наведено в додатку 4.

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К:

$$T_k = T_0 \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0}\right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 503,201$$

Температура повітря у ресивері, К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_0) = 336,52$$

Температура повітря наприкінці наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = 371,445$$

Тиск повітря в ресивері двигуна, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,364$$

Тиск у кінці наповнення, МПа

$$P_a = \xi_a \cdot P_s = 0,353$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) = 0,804$$

					КРБ.6.135.4211.07.03.ПЗ	Арк.
						38
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок процесу стиснення

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

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

Регресійне рівняння для розрахунку середньої ізохорної молярної питомої теплоємності відпрацьованих газів, кДж/(кмоль·К)

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

Визначення коефіцієнтів рівняння регресії для теплоємності суміші газів у циліндрі наприкінці процесу стиснення

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

$$a_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot 20,47 + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot 19,26}{\alpha(1 + \gamma_r)} = 19,297$$

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

Середній показник політропи стиснення

Приймаємо в розрахунку значення $n_1 = 1,34$

$$n_1 - 1 \leftarrow \frac{8,1314}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1-1})}$$

$$n_1 = \frac{8,1314}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1-1})} + 1 = 1,358$$

Тиск у кінці стиснення, МПа

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 13,354$$

Температура в кінці стиснення, К

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1} = 968,304$$

Розрахунок процесу згоряння

Кількість повітря, що надходить у циліндр, кмоль/кг

$$L_0 = \frac{\alpha}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = 1,209$$

					КРБ.6.135.4211.07.03.ПЗ	Арк.
						39
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8H + O}{32L_0} = 1,026$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = 1,024$$

Частка палива, що вигоріла до точки z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = 0,968$$

Коефіцієнт молекулярної зміни у точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z = 1,023$$

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

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

$$\text{де } \Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) = 0,0314 \quad L_0 = 0,495 \text{ кмоль/кг}$$

$$m = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} = 1,063$$

$$a_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot 20,47 + [\alpha(1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot 19,26}{\alpha(1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} = 19,756$$

$$b_z = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot 0,0036 + [\alpha(1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot 0,0025}{\alpha(1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} = 0,00295$$

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

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

$$a_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot 20,47 + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot 19,26}{\alpha(1 + \gamma_r) + (m - 1)} = 19,771$$

$$b_b = \frac{(m + \gamma_r) \cdot 0,0036 + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot 0,0025}{\alpha(1 + \gamma_r) + (m - 1)} = 0,00296$$

					КРБ.6.135.4211.07.03.ПЗ	Арк.
						40
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначення температури у точці z, К

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

$$T_z = 1772,868$$

Максимальний тиск у циліндрі, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c = 15,357$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} = 1,629$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = 8,901$$

Визначення показника політропи розширення та температури робочого тіла у точці b, К

$$n_2 \leftarrow \left[\frac{8,314 \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H(\xi_b - \xi_z)}{L_0(1 + \gamma_r)\beta} + \frac{\beta_z}{\beta} (a_{vz} + b_z T_z) T_z - (a_{vb} + b_b T_b) T_b} \right] + 1$$

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

$$n_2 = 1,288$$

$$T_b = 945,365$$

Тиск у кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = 0,92$$

Визначення індикаторних показників циклу

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] = 2,021$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \cdot (1 - \phi_n) = 1,785$$

					КРБ.6.135.4211.07.03.ПЗ	Арк.
						41
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$g_i = \frac{433 \cdot P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} = 0,174$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \cdot Q_H} = 0,484$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m = 1,678$$

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,455$$

Питома ефективна витрата палива кг/(кВт год)

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = 0,185$$

Ефективна потужність двигуна

$$N_e = 13,1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i = 16140,891$$

Похибка визначення ефективної потужності

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} = 0,242\%$$

Розрахунок балансу потужності турбіни та компресора

Визначення витрати повітря двигуном, кг/год.

$$G = \left(\frac{\pi D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a = 46,63$$

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

Витрата газів через турбіну, кг/год

$$G_t = G + g_e \cdot \frac{N_e}{3600} = 47,46$$

Тиск газів перед турбіною, МПа

$$P_r = \psi_t \cdot P_k = 0,351$$

					КРБ.6.135.4211.07.03.ПЗ	Арк.
						42
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Температура газів, К

$$T_r = T_b \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 762,544$$

Кількість робочого тіла, кмоль/кг

$$M_s = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + [0,21(\alpha - 1)L_0] + (0,79\alpha L_0) = 1,244$$

Газова постійна для відпрацьованих газів, Дж/(кг·К)

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461,6} + \frac{0,21(\alpha - 1)L_0}{M_s \cdot 259,8} + \frac{0,79\alpha L_0}{M_s \cdot 296,8}} = 287,44$$

Показник адіабати для відпрацьованих газів

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b T_t} = 1,377$$

Ступінь підвищення тиску повітря в компресорі

$$\Pi_k = 1 + \left[\frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{k_t-1}{k_t}}} \right) \cdot \eta_t \cdot \eta_m \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 3,667$$

Розрахунковий тиск наддуву, МПа

$$P_{kd} = \Pi_k \cdot P_0 = 0,371$$

Похибка визначення тиску наддуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} = 0,383\%$$

3.4. Побудова індикаторної діаграми

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

					КРБ.6.135.4211.07.03.ПЗ	Арк.
						43
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

– для процесу стиснення:

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

– для процесу розширення:

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

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

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані:

Показник політропи стиснення n_1	1,358
Показник політропи розширення n_2	1,288
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	13,354
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	15,357
Ступінь попереднього розширення ρ	1,629
Ступінь стиснення ε	14,5

Таблиця 3.1. Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	15,36	
1,00	13,35	15,36
1,63	6,88	15,36
2,27	4,38	10,00
2,92	3,12	7,25
3,56	2,38	5,61
4,20	1,90	4,53
4,85	1,57	3,77
5,49	1,32	3,21
6,13	1,14	2,78
6,78	0,99	2,45
7,42	0,88	2,18
8,06	0,78	1,96
8,71	0,71	1,77

					КРБ.6.135.4211.07.03.ПЗ	Арк.
						44
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

9,35	0,64	1,62
10,00	0,59	1,48
10,64	0,54	1,37
11,28	0,50	1,27
11,93	0,46	1,18
12,57	0,43	1,10
13,21	0,40	1,04
13,86	0,38	0,97
14,50	0,35	0,92
14,50		0,35

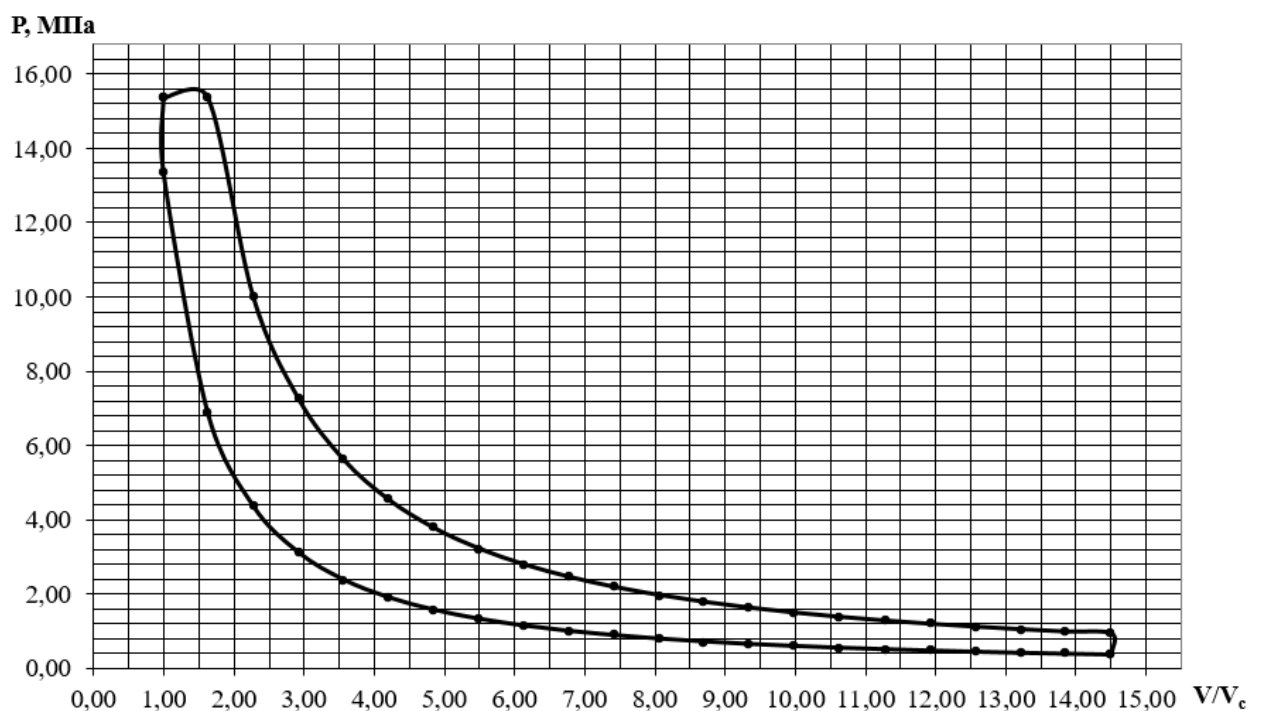


Рис.3.4. Індикаторна діаграма

Висновки до розділу 3:

1. Аналіз головного двигуна судна передбачає вивчення його конструкції, принципу роботи та основних технічних характеристик, які визначають рівень потужності, надійності та ефективності експлуатації. W6X72DF – двотактний, малообертовий реверсивний двопаливний двигун без розподільчого валу з діаметром циліндра – 72 см та ходом поршня – 308,6 см.

2. Дослідження систем двигуна охоплює розгляд допоміжного обладнання та систем, що забезпечують його безперебійну й економічну роботу. Так у паливній системі прийнято за рекомендацією Winterthur Gas & Diesel (WinGD) відсотки використання пального: 1% - пілотне рідке та 99% - основне газоподібне.

3. Розрахунок робочого циклу дає змогу визначити експлуатаційні показники двигуна, оцінити його продуктивність і паливну економічність.

4. Побудова індикаторної діаграми дозволяє наочно відобразити процеси, що відбуваються в циліндрі під час роботи двигуна, сприяючи аналізу його технічного стану та виявленню можливих відхилень у роботі.

5. Комплексний розгляд зазначених аспектів забезпечує всебічне розуміння функціонування головного двигуна та сприяє підвищенню ефективності й надійності суднової енергетичної установки.

					КРБ.6.135.4211.07.03.ПЗ	Арк.
						46
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4211.07.04.ПЗ			
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата				
					Розрахунок характеристик суднового котла Aalborg OS-TCi			
Студент	Сарабун А.А.							
Викладач	Коробко В.В.							
					Літ	Аркуш	Аркушів	
							47	12
					НУК ім. адмірала Макарова			

Розділ 4 Розрахунок характеристик суднового котла

4.1 Загальний устрій котла

Вертикально-циліндричні газотрубні парові котли Ольборг OS-TCi фірми "Альфа Лаваль Ольборг Індастріз". Попередня назва котлів MISSION™ OS-TCi. Особливістю котлів Ольборг OS-TCi (O – oil fired, S – small steam capacity, TCi – turbo clean intelligent) є запровадження фірмою технології турбоочищення TCi, яка забезпечує ефективне самоочищення пучка труб від внутрішніх відкладень. Це дозволяє відмовитись від використання водообмивки для очищення КПП та зменшити витрати на обслуговування котлів. Також зменшується негативний вплив роботи котлів на оточуюче середовище, пов'язаний зі скиданням забрудненої обмивальної води до водного басейну. Конвективний паротвірний пучок виконаний з вертикальних димогарних труб гелікоїдальної форми. Це турбулізує потік газів в трубах та інтенсифікує конвективну тепловіддачу.[12]



Рис. 4.1. Alfa Laval Aalborg OS-TCi[5]

					КРБ.6.135.4211.07.04.ПЗ	Арк.
						48
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Для роботи котла на ЗПГ (LNG) встановлюється топковий пристрій Aalborg MF PA — це пальник з боковим запалюванням та розпиленням під тиском, який працює на традиційних та газових паливах. Завдяки попередньому змішуванню повітря та газу, зменшується кількість викидів CO₂, NO_x та інших шкідливих речовин[5].

4.2 Вибір компоувальної схеми котла

Компоувальна схема котла Aalborg OS-TCi наведена на рис. 4.2

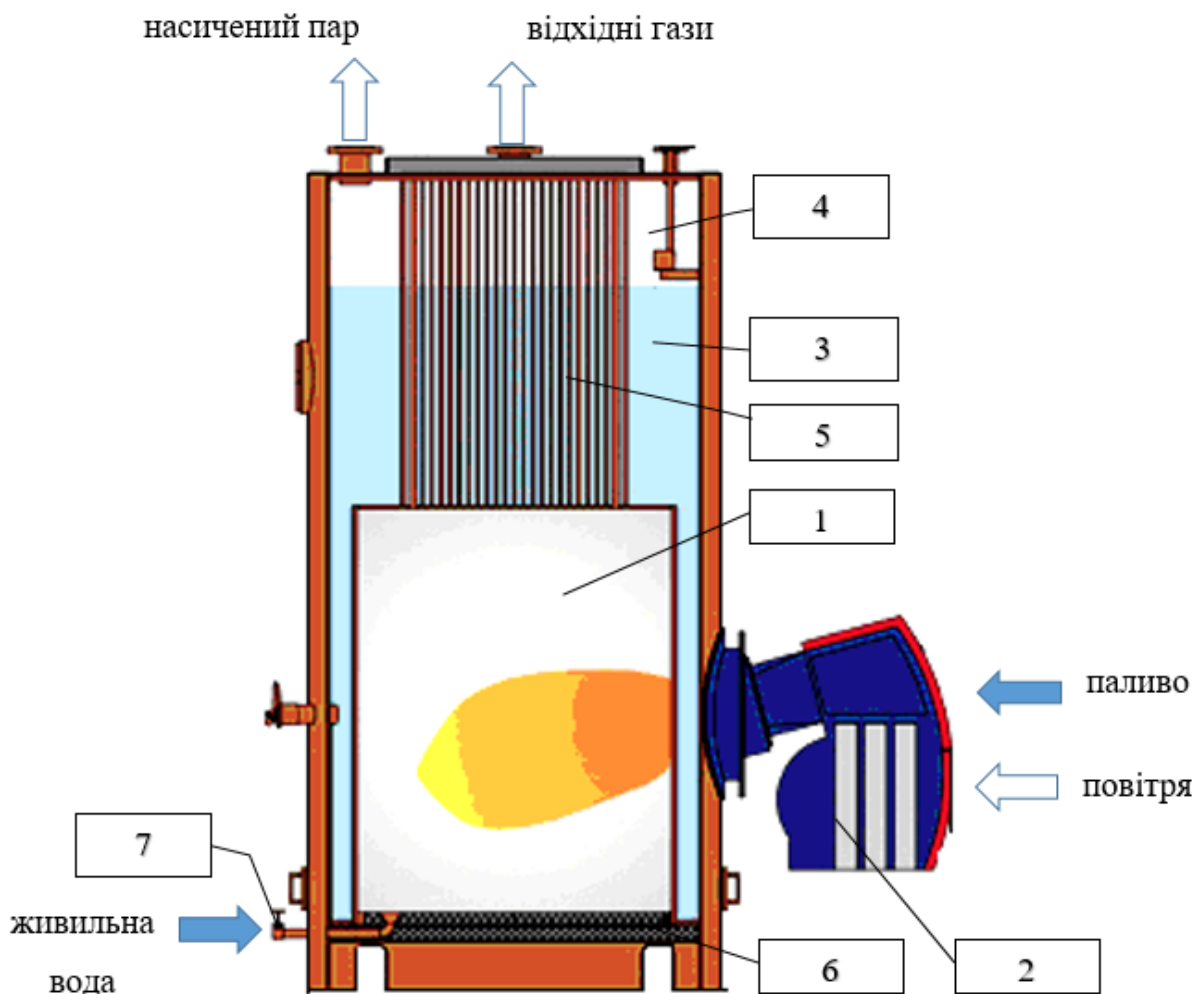


Рис.4.2 Компоувальна схема котла Aalborg OS-TCi:

1 – топка; 2 – топковий пристрій; 3 – водяний простір; 4 – паровий простір; 5 – конвективна поверхня нагріву; 6 – теплова ізоляція топки; 7 – патрубок живильної води.

4.3 Розрахунок процесу горіння

Таблиця 4.1 Початкові дані

№	Параметр	Позначення	Одиниця виміру	Формула або джерело	Результат
1	Паропроодуктивність	D	кг/с кг/год	приймається [1]	1,111 4000
2	Тиск пари у пароводяному колекторі	p	МПа	приймається [1]	0,6
3	Температура живильної води	$t_{ж.в.}$	°C	приймається	60
4	ККД котла	η	%	приймається [5]	89
5	Температура насичення	t_s	°C	приймається [13]	158,5
6	Ступінь сухості пари	x	-	приймається [13]	0,99
7	Ентальпія киплячої води	$i_{к.в.}$	кДж/кг	приймається [13]	670,4
8	Ентальпія сухої пари	$i_{с.п.}$	кДж/кг	приймається [13]	2756,4
9	Ентальпія вологої пари	$i_{н.п.}$	кДж/кг	$i_{к.в.}(1-x) + i_{с.п.}x$	2735,54
10	Ентальпія живильної води	$i_{ж.в.}$	кДж/кг	приймається [13]	251,5

Таблиця 4.2 Розрахунок об'єму повітря і продуктів згорання

№	Параметр	Позначення	Одиниця виміру	Формула або джерело	Результат
1	Марка палива	-	-	приймається	LFO (RMD80)
2	Склад горючої маси	C_r	%	приймається [14]	87
		H_r			12
		$N_r + O_r$			0,9
		S_r			0,1
3	Склад робочої маси	A_p	%	[9,13]	0,07
		W_p			0,5
		C_p			86,504
		H_p			11,932
		$N_p + O_p$			0,895
		S_p			0,099
4	Нижча теплота згорання	Q_n	кДж/кг	приймається [8]	41200
5	Коефіцієнт надлишку повітря	α	-	приймається [13]	1,15
6	Вологовміст повітря	$d_{пов.}$	г/кг	приймається [13]	0,01
7	Теоретична кількість сухого повітря	V_o	м³/кг	$0,0889(C_p + 0,375S_p) + 0,267H_p - 0,033$	10,849
8	Об'єм триатомних газів	V_{RO2}	м³/кг	$0,0187(C_p + 0,375S_p)$	1,618

					КРБ.6.135.4211.07.04.ПЗ	Арк.
						50
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

9	Витрата форсункової пари	G_{ϕ}	кг/кг	приймається [13]	0
10	Теоретичний об'єм водяної пари	$V_{H_2O}^0$	м³/кг	$0,111H_p + 0,0124W_p + 1,6d_{\text{пов}} V_o + 1,24$	1,504
11	Дійсний об'єм водяної пари	V_{H_2O}	м³/кг	$V_{H_2O} = 0,111H_p + 0,0124W_p + 1,6d_{\text{пов}} \alpha V_o + 1,24G_{\phi}$	1,53
12	Теоретичний об'єм азоту	$V_{N_2}^0$	м³/кг	$V_{N_2} = 0,79V_o$	8,571
13	Об'єм продуктів згоряння	V_r	м³/кг	$V_r = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{H_2O} + (\alpha - 1)(1 + 1,6d_{\text{пов}})V_o$	13,347
14	Об'ємні частки продуктів згоряння	r_{RO_2}	-	$\frac{V_{RO_2}}{V_r}$	0,121
		r_{H_2O}		$\frac{V_{H_2O}}{V_r}$	0,115
		$r_{\text{п}}$		$r_{RO_2} + r_{H_2O}$	0,236

Розрахунок ентальпій повітря та продуктів згоряння. Розрахунок проводиться в табличній формі з побудовою І-Т – діаграми. Результати розрахунків наведено у таблиці 4.3. І-т діаграму продуктів згоряння показано на рис.4.3.

Таблиця 4.3. Розрахунок для побудови І-т діаграми

t, °C	V_{RO_2}		$V_{N_2}^0$		$V_{H_2O}^0$		$I_{\text{пов}}^0$	I_r^0	I_r
	C_{RO_2}	$V_{RO_2}^{CRO_2}$	C_{N_2}	$V_{N_2}^{CN_2}$	CH_2O	$V_{H_2O}^{CH_2O}$			
200	1,787	2,892	1,3	11,142	1,522	2,289	2890,298	3264,748	3698,292
400	1,930	3,123	1,317	11,288	1,566	2,356	5876,071	6706,821	7588,232
600	2,04	3,301	1,34	11,485	1,62	2,437	8983,359	10334,058	11681,561
1000	2,20	3,56	1,40	12	1,72	2,587	15623,233	18147,046	20490,531
1400	2,31	3,738	1,44	12,342	1,83	2,753	23087,666	26366,713	29829,863
1800	2,39	3,868	1,47	12,599	1,92	2,888	29684,142	34839,617	39292,238
2200	2,45	3,965	1,50	12,857	2	3,008	36996,683	43625,803	49175,306

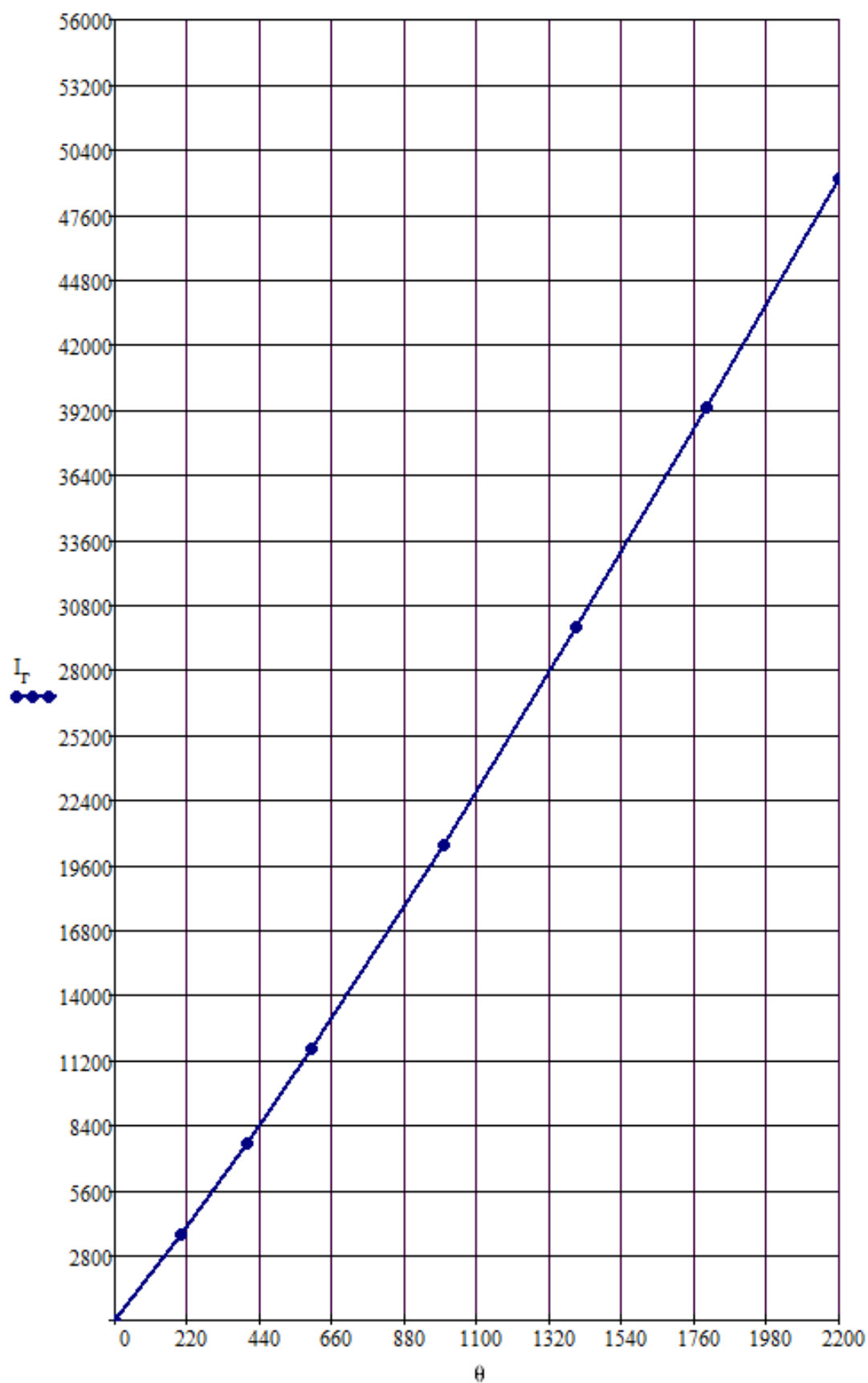


Рис.4.3. I-t діаграма продуктів згоряння

4.4 Тепловий баланс котла

Таблиця 4.4 Попередній тепловий баланс котла та визначення витрати палива

№	Параметр	Позначення	Одиниця виміру	Формула або джерело	Результат
1	Температура холодного повітря	$t_{х.пов}$	°C	Приймаємо	45
2	Теплоємність холодного вологого повітря	$c_{с.пов}$	кДж/(м ³ ·K)	приймається [13]	1,3
3	Теплоємність водяної пари	c_{H_2O}	кДж/(м ³ ·K)	приймається [13]	1,5
4	Ентальпія холодного повітря	$I_{х.пов}$	кДж/кг	$I_{х.пов} = \alpha V_o (c_{с.пов} + 1.6 c_{H_2O} d_{пов}) t_{х.пов}$	743,373
5	Температура підігрівання палива	$t_{пал}$	°C	Приймаємо	98
6	Фізична теплота палива	$i_{пал}$	кДж/кг	$i_{пал} = t_{пал} (1.74 + 0.0025 t_{пал})$	194,53
7	Наявна теплота	$Q_{наяв}$	кДж/кг	$Q_{наяв} = Q_n + i_{пал}$	41394,53
8	Відносна втрата теплоти від хімічної неповноти згоряння палива	q_3	%	приймається [13]	0,5
9	Відносна втрата теплоти від зовнішнього охолодження	q_5	%	приймається [13]	1,5
10	Відносна втрата теплоти з відхідними газами	q_2	%	$q_2 = 100 - \eta - q_3 - q_5$	9
11	Втрата теплоти з відхідними газами	Q_2	кДж/кг	$Q_2 = 0.01 q_2 Q_{наяв}$	3725,508
12	Ентальпія відхідних газів	$I_{від}$	кДж/кг	$I_{від} = Q_2 + I_{х.пов}$	4468,881
13	Температура відхідних газів	$\theta_{від}$	°C	З I-t діаграми	240,432
14	Коефіцієнт збереження теплоти	ϕ	-	$\phi = 1 - \left(\frac{q_5}{\eta + q_5} \right)$	0,983
15	Витрата палива з рівняння прямого теплового балансу	B	кг/с	$B = \frac{D(i_{н.п} - i_{ж.в})}{\frac{\eta}{100} \cdot Q_{наяв}}$	0,075

4.5 Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь

Таблиця 4.5 Компонувальний розрахунок топки

№	Параметр	Позначення	Одиниця виміру	Формула або джерело	Результат
1	Теплове напруження топкового об'єму	q_T	кВт/м ³	[13]	800
2	Об'єм топки	V_T	м ³	$V_t := \frac{B \cdot Q_{\text{наяв}}}{q_t}$	3,876
3	Кількість форсунок	$N_{\text{форс}}$	-	[5]	1
4	Розрахункова продуктивність однієї форсунки	$B_{\text{форс}}$	кг/с	$B_{\text{форс}} := \frac{B}{N_{\text{форс}}}$	0.075
5	Діаметр котла	d	м	[12]	1,97
6	Внутрішній діаметр топки	d_T	м	$d_T = d - 0,3$	1,67
7	Висота топки	h_T	м	$h_T := \frac{V_T}{0,25 \cdot \pi \cdot d_T^2}$	1,77
8	Швидкість повітря у отворі фурми на номінальному навантаженні	$w_{\text{пв}}$	м/с	приймається [13]	20
9	Діаметр фурми	$d_{\text{фур}}$	м	$\left[4 \cdot \alpha \cdot V_o \cdot B \cdot \frac{t_{\text{х.пов}} + 273}{273 \cdot \pi \cdot w_{\text{пв}}} \right]^{0,5}$	0,263
10	Відстань від поду топки до центру фурменого отвору	$h_{\text{фур}}$	м	$h_{\text{фур}} = \frac{h_T}{3}$	0,59
11	Повна площа поверхні топки	$F_{\text{п}}$	м ²	$F_{\text{п}} = \pi \cdot d_T \left(h_T + \frac{d_T}{2} \right)$	13,666
12	Площа променесприймальної поверхні топки	$H_{\text{пр}}$	м ²	$H_{\text{пр}} = F_{\text{п}} - 0,25(\pi d_{\text{фур}}^2)$	13,611
13	Ступінь екранування топки	χ	-	$\chi = \frac{H_{\text{пр}}}{F_{\text{п}}}$	0,996
14	Ефективна товщина випромінюючого шару топки	s_T	м	$s_T := 3,6 \cdot \frac{V_T}{F_{\text{п}}}$	1,021

Таблиця 4.6 Тепловий розрахунок топки

№	Параметр	Позначення	Одиниця виміру	Формула або джерело	Результат
1	Ентальпія газів при адіабатній температурі	I_a	кДж/кг	$I_a = Q_{\text{наяв}} \cdot (1 - 0,01 \cdot q_3) + I_{\text{х.пов}}$	41930,93
2	Адiabатна температура газів	θ_a	°C	З I-t діаграми	1909,436
3	Адiabатна температура газів	T_a	К	$T_a := \theta_a + 273$	2182,436
4	Температура газів на виході з топки	θ_T	°C	[13]	1095
5	Температура газів на виході з топки	T_T	К	$T_T := \theta_T + 273$	1368
6	Ентальпія газів на виході з топки	I_T	кДж/кг	З I-t діаграми	22680,094
7	Середня сумарна теплоємність продуктів згоряння	$V_{\text{ср}}$	кДж/(кг·К)	$\frac{I_a - I_T}{T_a - T_T}$	23,637
8	Тиск у топці для котлів з вентиляторним дуттям	p_T	МПа	приймається [13]	0,1
9	Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами	k_T	1/(м·МПа)	$\left[\frac{2,47 + 5,06 \cdot \text{H}_2\text{O}}{(p_T \cdot r_T \cdot s_T)^{0,5}} - 1 \right] \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_T}{1000} \right)$	9,211
10	Коефіцієнт ослаблення променів не світлою частиною топкового середовища	k_{HC}	1/(м·МПа)	$k_{\text{HC}} := r_{\text{П}} \cdot k_T$	2,173
11	Коефіцієнт ослаблення променів сажистими частинками	$k_{\text{саж}}$	1/(м·МПа)	$0,3 \cdot (2 - \alpha) \cdot \left(1,6 \cdot \frac{T_T}{1000} - 0,5 \right) \cdot \left(\frac{C_P}{H_P} \right)$	3,122
12	Коефіцієнт ослаблення променів світлою частиною топкового середовища	k_{CB}	1/(м·МПа)	$k_{\text{CB}} := k_{\text{HC}} + k_{\text{саж}}$	5,295
13	Ступінь чорноти світної частини мазутного факела	a_{CB}	-	$a_{\text{CB}} = 1 - e^{-k_{\text{CB}} \cdot p_T \cdot s_T}$	0,418

Продовження таблиці 4.6

14	Ступінь чорноти не світної частини мазутного факела	a_{nc}	-	$a_{nc}=1-e^{-k_{nc} \cdot \rho_T \cdot s_T}=0,199$	0,199
15	Коефіцієнт заповнення топки світним факелом	m	-	$0,308 + 0,595 \cdot q_T \cdot 10^{-3}$	0,784
16	Ефективний ступінь чорноти мазутного факела	a_ϕ	-	$m \cdot a_{CB} + (1-m) \cdot a_{nc}$	0,37
17	Коефіцієнт забруднення екранних труб	ξ	-	приймається [13]	0,7
18	Ступінь чорноти топки	a_T	-	$\frac{a_\phi}{a_\phi + (1-a_\phi) \cdot \chi \cdot \xi}$	0,458
19	Коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла	σ	кВт/(м ² ·К ⁴)	приймається [13]	$5,67 \cdot 10^{-11}$
20	Критерій Больцмана	Bo	-	$\phi \cdot B \cdot \frac{V_{ссп}}{\sigma \cdot \xi \cdot \chi \cdot F_\pi \cdot T_a^3}$	0,31
21	Відносний рівень розміщення пальників у топці	x_T	-	$\frac{h_{Фур}}{h_T}$	0,333
22	Параметр М	M	-	$0,54-0,2 \cdot x_T$	0,473
23	Розрахункова температура газів на виході з топки	$\theta_{T,p}$	°С	$\frac{B_o^{0,6} \cdot T_a}{M \cdot a_T^{0,6} + B_o^{0,6}} - 273$	1092,8493
24	Розрахункова ентальпія газів на виході з топки	$I_{T,p}$	кДж/кг	3 I-t діаграми	22630,225
25	Теплова потужність топки	Q_T	кВт	$\phi \cdot B \cdot (I_a - I_{T,p})$	1421,994

Таблиця 4.7 Тепловий розрахунок конвективного паротвірного пучка

№	Параметр	Позначення	Одиниця виміру	Формула або джерело	Результат
1	Теплова потужність пучка	$Q_{пуч}$	кВт	$D \cdot (i_{н.п} - i_{ж.в}) - Q_T$	1338,051
2	Зовнішній діаметр труб	$d_{зв}$	м	[13]	0,032
3	Товщина труб	$\delta_{тр}$	м	[13]	0,004
4	Внутрішній діаметр труб	$d_{вн}$	м	$d_{зв} - 2 \cdot \delta_{тр}$	0,024
5	Крок труб	s	м	$d_{зв} + 0,02$	0,052
6	Кількість труб у пучку	z	шт.	$0,75 \cdot \left(\frac{d_T - 0,1}{s} \right)^2$	684

					КРБ.6.135.4211.07.04.ПЗ	Арк.
						56
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовження таблиці 4.7

7	Площа перерізу для проходу газів	F	м ²	$0,25 \cdot \pi \cdot d_{\text{ВН}}^2 \cdot z$	0,309
8	Середня температура газів	$\theta_{\text{ср}}$	°C	$0,5 \cdot (\theta_{\text{Т.р}} + \theta_{\text{від}})$	666,64
9	Середня температура газів	T _Г	K	$\theta_{\text{ср}} + 273$	939,64
10	Швидкість газів	w _Г	м/с	$B \cdot V_{\text{Г}} \cdot \frac{(\theta_{\text{ср}} + 273)}{273 \cdot F}$	11,128
11	Коефіцієнт теплопровідності газів	$\lambda_{\text{Г}}$	Вт/(м·K)	приймається [13]	0,0799
12	Коефіцієнт кінематичної в'язкості газів	$\nu_{\text{Г}}$	м ² /с	приймається [13]	$101,1 \cdot 10^{-6}$
13	Критерій Прандтля газів	Pr	-	приймається [13]	0,6033
14	Поправка на відносну довжину	C ₁	-	приймається [13]	1
15	Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією	a _к	Вт/(м ² ·K)	$0,023 \cdot \left(\frac{\lambda_{\text{Г}}}{d_{\text{ЗВ}}} \right) \cdot \left(\frac{w_{\text{Г}} \cdot d_{\text{ЗВ}}}{\nu_{\text{Г}}} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot C_1$	32,261
16	Температура зовнішньої поверхні забруднюючого шару	T _з	K	$t_{\text{с}} + 80 + 273$	511,5
17	Ефективна товщина випромінюючого шару пучка	S _{пуч}	м	$0,9 \cdot d_{\text{ВН}}$	0,022
18	Коефіцієнт ослаблення променів несутінними триатомними газами	k _{нс}	1/(м·МПа)	$\left[\frac{2,47 + 5,06 \cdot \text{H}_2\text{O}}{(\rho_{\text{Г}} \cdot r_{\text{н}} \cdot S_{\text{пуч}})^{0,5}} - 1 \right] \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{\text{Г}}}{1000} \right) \cdot r_{\text{н}}$	20,639
19	Ступінь чорноти несутінних триатомних газів	a _{нс}	-	$1 - e^{-k_{\text{нс}} \cdot \rho_{\text{Г}} \cdot S_{\text{пуч}}}$	0,044
20	Ступінь чорноти забруднених стінок труб	a _з	-	приймається [13]	0,8
21	Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газів до труб	a _в	Вт/(м ² ·K)	$5,67 \cdot 10^{-8} \cdot a_{\text{нс}} \cdot T_{\text{Г}}^3 \cdot \frac{a_3 + 1}{2} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_3}{T_{\text{Г}}} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_3}{T_{\text{Г}}}}$	3,598

22	Коефіцієнт теплової ефективності пучка	Ψ	-	приймається [13]	0,85
23	Коефіцієнт теплопередачі	k	$\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$\Psi \cdot (a_K + a_B)$	30,48
24	Температурний напір	Δt	$^{\circ}\text{C}$	$\frac{\theta_{\tau.p} - \theta_{\text{від}}}{\ln \left(\frac{\theta_{\tau.p} - t_s}{\theta_{\text{від}} - t_s} \right)}$	350,218
25	Площа поверхні нагріву пучка	H_p	м^2	$\frac{Q_{\text{пуч}} \cdot 10^3}{k \cdot \Delta t}$	125,349
26	Активна довжина труб	$l_{\text{акт}}$	м	$\frac{H_p}{\pi \cdot d_{\text{ВН}} \cdot Z}$	2,432
27	Висота парового простору	$h_{\text{п.пр}}$	м	приймається[13]	0,4
28	Повна довжина труб	$l_{\text{пов}}$	м	$l_{\text{акт}} + h_{\text{п.пр}}$	2,832
29	Нев'язка теплового балансу	ΔQ	кДж/кг	$0,01 \cdot Q_{\text{наяв}} \cdot \eta - \frac{Q_T + Q_{\text{пуч}}}{B}$	0

Висновки до розділу 4:

На основі заданої паропроодуктивності 4000 кг/год і тиску насиченої пари 0,6 МПа було виконано розрахунок процесу горіння для палива LFO (RMD80), визначено теоретичну кількість повітря, об'єми продуктів згоряння та побудовано I–t діаграму. Розрахунки показали, що для забезпечення необхідної паропроодуктивності витрата палива становить 0,075 кг/с, а температура відхідних газів дорівнює 240 °С.

					КРБ.6.135.4211.07.05.ПЗ			
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата				
					Визначення характеристик загальносуднової системи - баластної			
Студент	Сарабун А.А.							
Викладач	Коробко В.В.							
					Літ	Аркуш	Аркушів	
							59	18
					НУК			
					ім. адмірала Макарова			

Розділ 5. Визначення характеристик загальносуднової системи баластної

5.1. Розробка розгорнутої принципової схеми

Вимоги основних нормативних документів, що пред'являються до системи. Опис системи, її розміщення на судні.

Вимоги до баластної системи регулюються Регістром судноплавства України, частина VIII «Системи і трубопроводи», глава 8 «Баластна, кренова і диферентна системи». [15]

Опис системи, її розміщення на судні.

До основного складу баластної системи входять цистерни, насоси, арматура, трубопроводи, обладнання очистки баластних вод.

На балкерах баластні цистерни розташовані в носу від таранної переборки, в кормі за машинним відділенням, по бортах вздовж вантажних трюмів та під ними.

Унікальна риса балкерів – наявність верхніх бортових танків (під головною палубою).

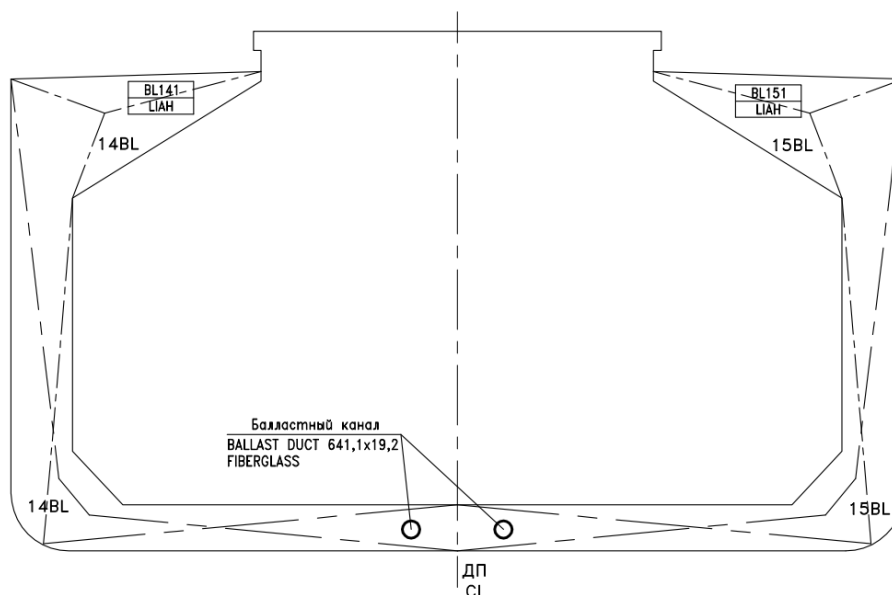


Рис 5.1. Поперечний розріз балкера 175000 дедвейтом.

Верхні підпалубні цистерни є частиною бортових баластних цистерн, перетікання води зазвичай здійснюється міжбортним простором – зовнішнім бортом та обшивкою вантажного трюма.

					КРБ.6.135.4211.07.05.ПЗ	Арк.
						60
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Прокладка основних магістралей під вантажними трюмами виконується безпосередньо через баластні цистерни або в тунелі труб міждонного простору, якщо він передбачений проектом.

При прокладанні магістралей за лінійною схемою в тунелі труб або через баластні цистерни керування встановленими на відростках клапанами має бути дистанційним, а конструкція дистанційно-керованих клапанів повинна забезпечувати їх придатність роботи у затопленому стані.

У якості основних баластних насосів використовують відцентрові насоси. На балкерах подібного розміру зазвичай встановлюють два баластних насоса з подачею 1500-3000 м³/год кожний.

Приймання заборотної води насосами виконується з кінгстоної перемички або кінгстонно-розподільчого каналу через фільтр.

У якості системи очистки баластних вод використовують різні за принципом дії сертифіковані системи.

Насоси та обладнання очистки баластних вод розміщено в машинному відділенні.

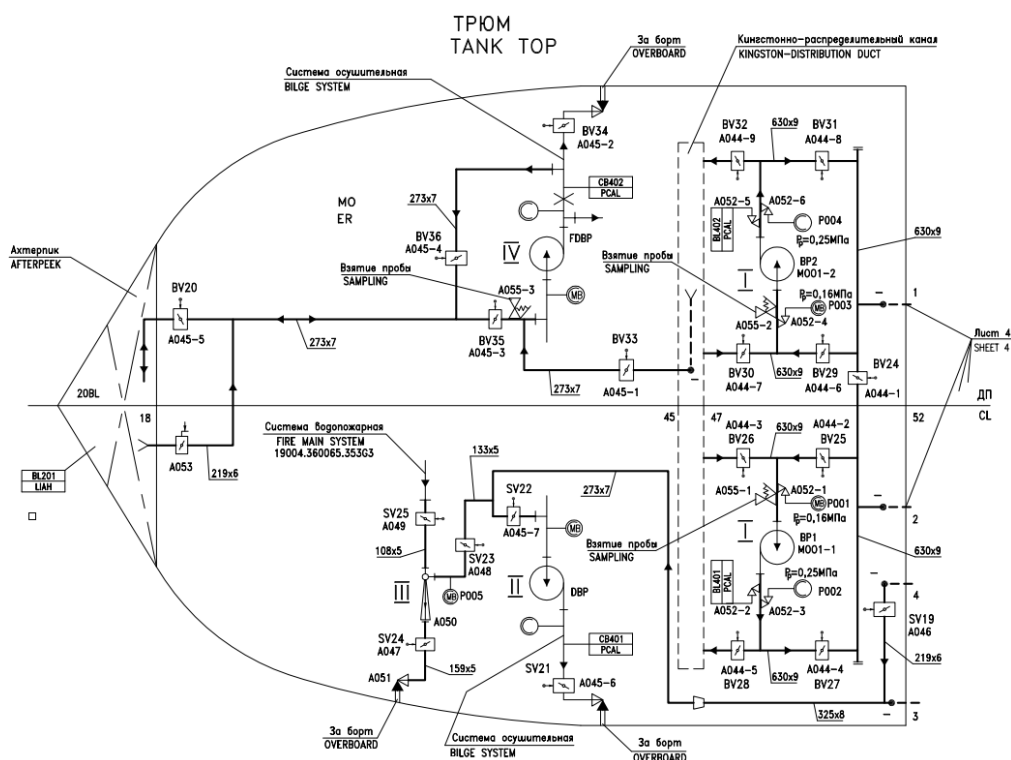


Рис 5.2. Схема баластної системи в машинному відділенні балкера 17500 дедвейтом.

									Арк.
									61
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата					

КРБ.6.135.4211.07.05.ПЗ

Ахтерпікова баластна цистерна зазвичай має неосушувальний рівень води вище дейдвудного пристрою, так як вода в цій цистерні додатково виконує роль охолодження.

Баластні операції з цистернами які розташовані в кормі за машинними відділенням виконуються іншими судновими насосами з меншою подачею.

Зачистка баластних цистерн виконується за допомогою ежектора.

5.2 Гідравлічний розрахунок системи

Метою розрахунку є вибір насосів та діаметрів магістральних трубопроводів, розрахунок та вибір діаметра відростка для найвіддаленішої форпікової баластної цистерни.

Крім того, гідравлічним розрахунком має бути підтверджено правильність вибору діаметрів трубопроводів на всмоктуванні баластного насоса при роботі його в зоні робочої характеристики.

Прийняті параметри забортної води:

$T = 305 \text{ K}$ (32°C) – температура;

$\rho = 1025 \text{ кг/м}^3$ – густина;

$\nu = 1,1 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості;

$P_s = 4758 \text{ Па}$ – тиск насиченої пари води.

Внутрішній діаметр відростка баластної цистерни визначено за формулою

$$d_B = 18\sqrt[3]{V}, \text{ мм}$$

де V - ємність баластної цистерни в м^3

Для форпікової цистерни ємність взята з аналогічного проекту і складає 8163 м^3 . За результати розрахунку розрахунковий діаметр відростка складає $363,3 \text{ мм}$.

З умови допустимих швидкостей та втрат тиску діаметр магістралі та відростка прийнято 600 мм .

Враховуючи вимогу про проведення баластування-дебаластування протягом вантажних операцій, та типову швидкість погрузки $5000\text{-}6000 \text{ т/год}$,

					КРБ.6.135.4211.07.05.ПЗ	Арк.
						62
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

ємність всіх балластних цистерн 79162,6 м³, дедвейт судна 179070 т, то сумарна подача балластних насосів повинна становити не менше 2652 м³/год.

До установки на судні приймаємо в розрахунку два баластні відцентрові електронасоси з характеристиками:

подача - 0,5556 м³/с (2000 м³/год);

тиск – 0,30 МПа;

допустимий кавітаційний запас – 5 м.

Розрахунок гідравлічного опору приймального трубопроводу виконано для найбільш віддаленого від насоса приймального відростка з форпіка, розрахункова схема наведена на рис. 5.3, результати розрахунків зведено в табл. 5.1 та табл. 5.2.

Таблиця 5.1. Коефіцієнти місцевих опорів розрахункової ділянки

Ділянка	Місцеві опори	Кількість	Коефіцієнти	Сумарні коефіцієнти місцевих опорів
I-II	вхід до труби	1	0,50	1,40
	коліно під кутом 90°	1	0,54	
	поворотний дисковий затвор	2	0,18	
II-III	трійник на прохід	7	0,12	0,84
III-IV	коліно під кутом 90°	1	0,54	4,79
	трійник на поворот	3	1,20	
	поворотний дисковий затвор	2	0,18	
	звуження трубопроводу	1	0,29	

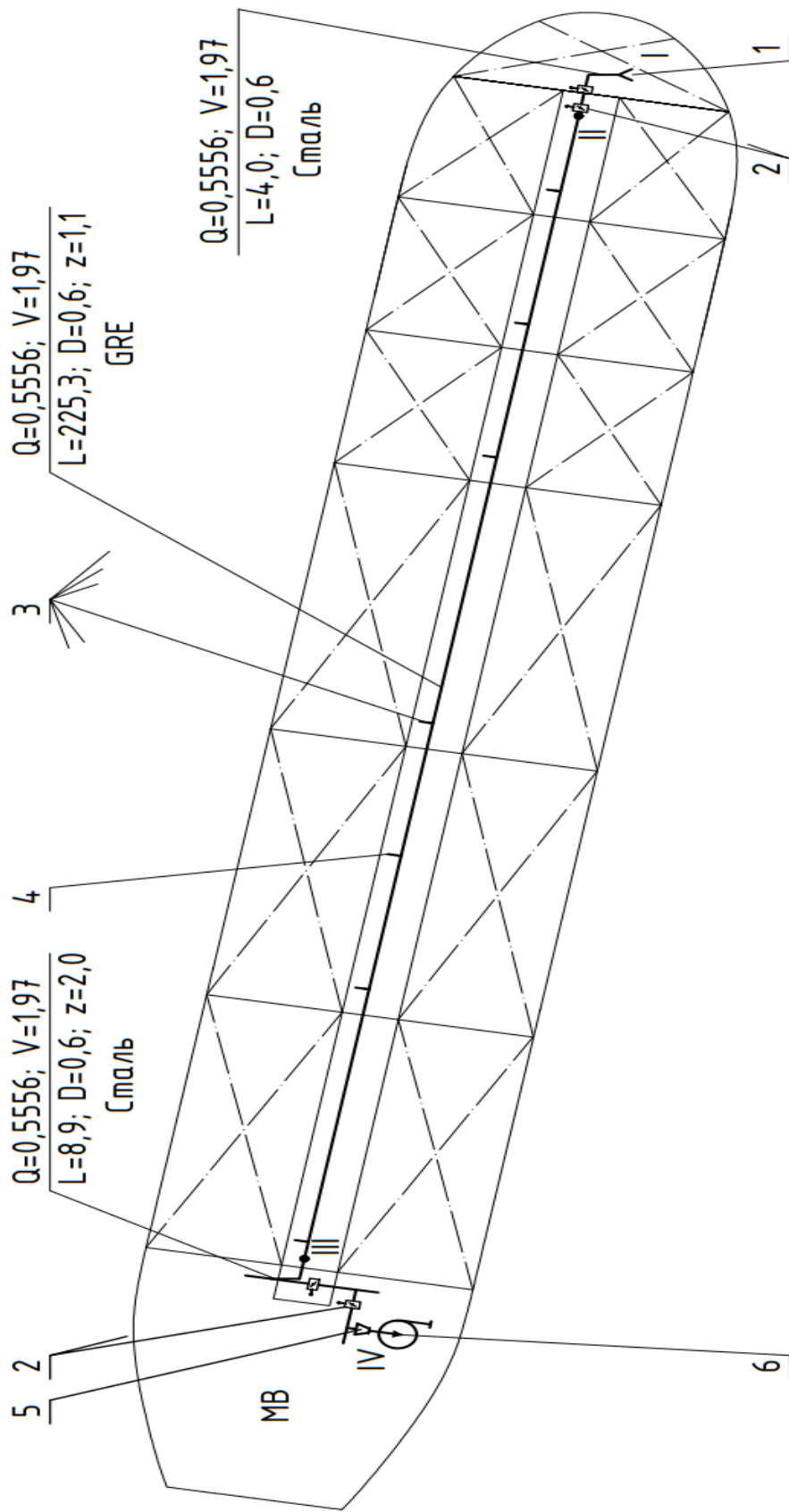


Рис. 5.3. Схема розрахункової ділянки баластної системи:

1. Вхід в трубопровід; 2. Поворотний дисковий затвор; 3. Відросток в баластну цистерну; 4. Відросток в вантажний трюм номер 6; 5. Звуження трубопровода; 6. Баластний насос.

Таблиця 5.2. Гідравлічний розрахунок лінії всмоктування

№	Параметр	Розрахункова формула	Ділянка		
			I-II	II-III	III-IV
1	Подача, м ³ /с	Q	0,5556	0,5556	0,5556
2	Температура води, °С	T	32	32	32
3	Густина води, кг/м ³	ρ	1025		
4	Кінематична в'язкість, м ² /с	ν	0,0000011		
5	Діаметр труби, м	d	0,6	0,6	0,6
6	Абсолютна шорсткість, м	Δ	0,0005	0,00005	0,0005
7	Довжина ділянки, м	l	4,0	225,3	8,9
8	Уточнення швидкості, м/с	V	1,97	1,97	1,97
9	Число Рейнольдса	Re=V×d/ν	1,07×10 ⁶	1,07×10 ⁶	1,07×10 ⁶
10	Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,0190	0,0121	0,0190
11	Втрати напору від тертя, Па	$P_T = \frac{\lambda l}{d} \cdot \frac{\rho V^2}{2}$	251,39	9005,68	559,34
12	Коефіцієнти місцевих опорів	Σζ	1,40	0,84	4,79
13	Місцеві втрати напору, Па	$P_M = \Sigma \zeta \cdot \frac{\rho V^2}{2}$	2773,33	1664,4	9488,76
14	Геометрична висота всмоктування, м	z	2,0		
15	Прискорення сили тяжіння, м/с ²	g	9,81		
16	Гідростатичний тиск (геометрична висота всмоктування), Па	ρ×g×z	20110,50		
17	Сумарна втрата тиску, Па	P=P _T +P _M +ρ×g×z	43853		

З наведеного гідравлічного розрахунку видно, що за прийнятих діаметрах магістралі і відводів, надлишковий тиск у трубопроводі на всмоктуванні, з урахуванням тиску насичених парів, більше величини кавітаційного запасу тобто

$$P_{\text{атм}} - P_s - P > \rho \times g \times h_{\text{доп}},$$

					КРБ.6.135.4211.07.05.ПЗ	Арк.
						65
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

де: $P_{\text{атм}} = 101300$ Па – тиск на поверхні рідини;

$h_{\text{доп}} = 5$ м - кавітаційний запас насоса;

P (з таблиці 5.2) - сумарна втрата тиску.

$$101300 - 4758 - 43853 > 1025 \times 9,81 \times 5$$

$$52689 > 50276$$

$$(5,24 > 5,00 \text{ м.вод.ст})$$

Ця умова забезпечує надійну (без зриву) роботу вибраних насосів.

За результатами розрахунку на веб порталі виробника насосного обладнання DESMI виконано підбір насоса. [24]

До установки на судні в якості баластних приймаємо 2 відцентрових електронасоса DESMI DSL400-460. Характеристики баластних насосів з діаметром робочого колеса 465мм наведені на рис. 5.4 та на рис. 5.5.

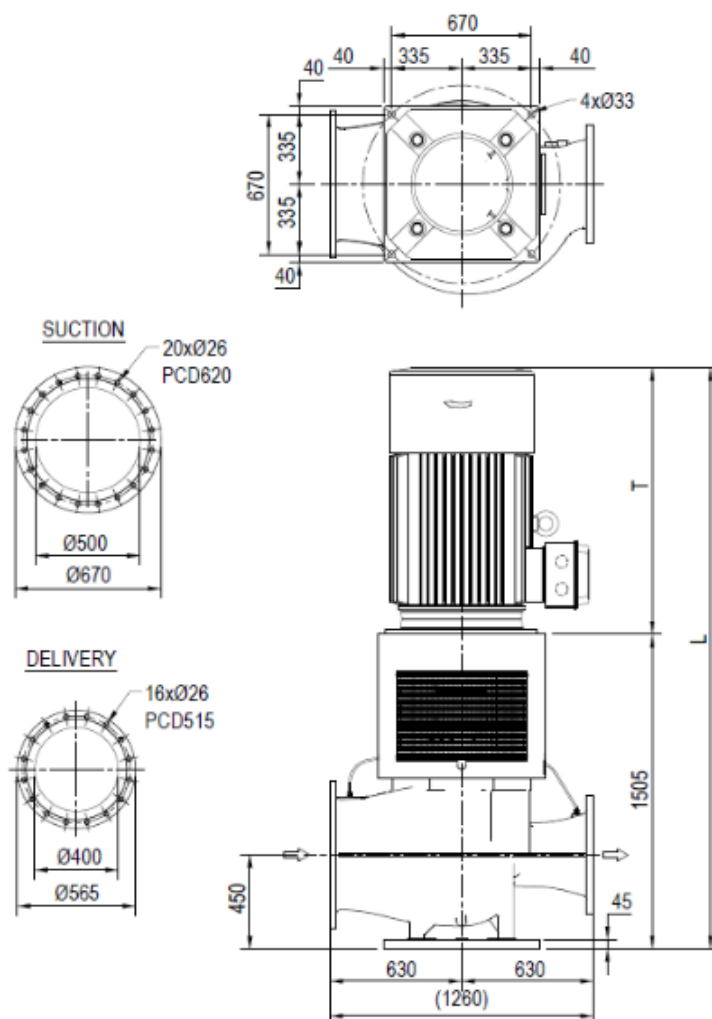


Рис 5.4. Габаритне креслення електронасоса DESMI DSL400-460

					КРБ.6.135.4211.07.05.ПЗ	Арк.
						66
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Pump Data Sheet - Desmi

Company: NOUS
Name: CP
Date: 06/06/2026

DESMI

Pump:

Size: DSL400-460
Type: DSL
Synch Speed: 1200 rpm
Dia: 465 mm
Curve: ---
Impeller: Double Suction

Dimensions:

Suction: 500 mm
Discharge: 400 mm

Fluid:

Name: Sea water
SG: 1.02
Density: 1018 kg/m³
Viscosity: 0.765 cP
Temperature: 32 °C
Vapor Pressure: 0.0476 bar a
Atm Pressure: 1.01 bar a
NPSHa: 5.24 m
Margin Ratio: 1

Pump Limits:

Temperature: 80 °C
Wkg Pressure: 0.05 bar g
Sphere Size: 38 mm

Motor:

Standard: IEC
Enclosure: TEFC
Frame: 355L
Sizing Criteria: Max Power on Design Curve
Size: 260 kW
Speed: 1200 rpm

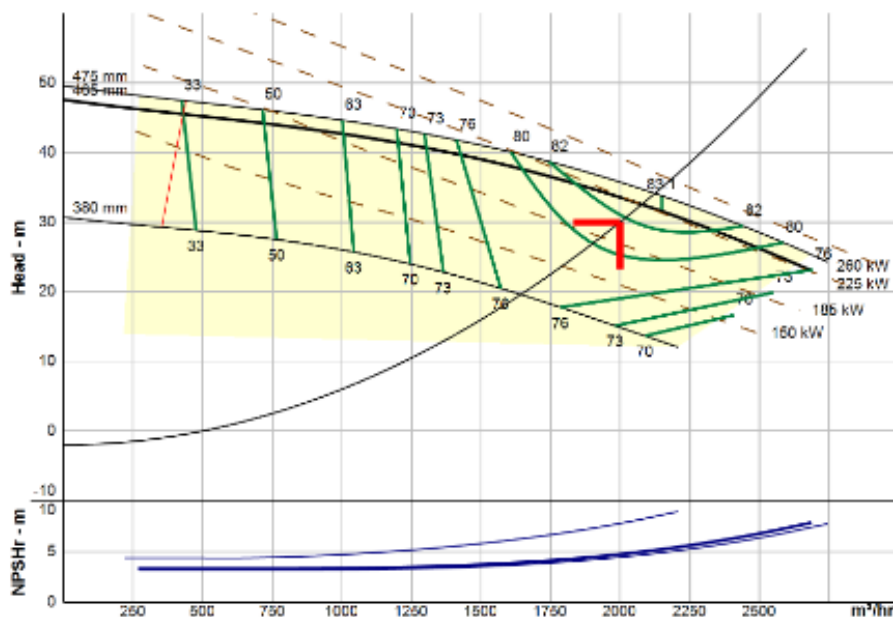
Search Criteria:

Flow: 2000 m³/hr
Head: 30 m
Left of Near Miss: 10% of Head
BEP on Static Head: -2 m

Pump Selection Warnings:

Pump shutoff dP exceeds limit for the pump.

--- Duty Point ---	
Flow:	2076 m³/hr
Head:	32.5 m
Eff:	82.9%
Power:	225 kW
NPSHr:	5 m
Speed:	1187 rpm
--- Design Curve ---	
Shutoff Head:	47.6 m
Shutoff dP:	4.75 bar
Min Flow:	430 m³/hr
BEP:	83.1% @ 2150 m³/hr
NOL Power:	229 kW @ 2419 m³/hr
--- Max Curve ---	
Max Power:	243 kW @ 2469 m³/hr



Performance Evaluation:

Flow m³/hr	Speed rpm	Head m	Efficiency %	Power kW	NPSHr m
2400	1187	27.8	81	228	6.26
2000	1187	33.5	82.7	223	4.77
1600	1187	38.1	79.5	212	3.88
1200	1187	41.4	69.9	197	3.43
800	1187	43.8	53.8	180	3.31

Selected from catalog: DESMI NSL, Vers .1

Рис 5.4. Характеристики электронасоса DESMI DSL400-460

					Арк.
					67
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата	

КРБ.6.135.4211.07.05.ПЗ

Для обробки баластних вод на судні приймаємо до установки 2 системи ALFA LAVAL PureBallast 3.1. 2000. Кожна з них здатна обробляти до 2000 м³/год баластних вод та відноситься до установок які використовують ультрафіолетове випромінювання для біологічного знезараження. Склад установки наведено на рис. 5.6. Треба зазначити, що кожна установка ALFA LAVAL PureBallast 3.1. 2000 має в складі 2 реактори, так як продуктивність одного складає 1000 м³/год.



Рис 5.6. Склад установки ALFA LAVAL PureBallast 3.1:

1 – вхідний клапан на фільтрі; 2 – автоматизований фільтр зі зворотною промивкою, 3 – байпасний клапан фільтра; 4, 5 – щити живлення та керування, 6 – реактор з ультрафіолетовими лампами; 7 – клапан керування подачею; 8 – модуль очистки ламп реактора; 9 – витратомір, 10 – вихідний клапан на фільтрі; 11 – клапан фільтра з сторони промивки; 12 – пристрій для взяття зразків.

Суміщення характеристик вибраного за результатом розрахунку насоса та характеристики ситеми не потрібно, так як в складі установки обробки встановлен витратомір і автоматизований регулючий клапан. Система керування автоматично керує продуктивністю в залежності від умов і харатеристик забортної води та не може перевищити специфікаційну. Треба зазначити, що вимоги Міжнародної Морської Організації та американської берегової охорони до рівня випромінювання ультрафіолета в установках обробки

					КРБ.6.135.4211.07.05.ПЗ	Арк.
						68
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

баластних вод різні. Так при роботі установки за вимогами берегової охорони подача води через реактор знижується до 50 % від номінальної.

5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на міцність трубопроводу

Найбільшого застосування в трубопроводах великих діаметрів баластних систем здобули сталеві безшовні труби з вуглецевої сталі та композитні GRE (Glassfiber Reinforced Epoxy).

Сталеві труби для захисту від корозії додатко піддають процедурі горячого цинкування для захисту від корозії.

Композитні GRE труби виготовляються з композитного матеріала, що поєднує скловолокно з епоксидною смолою та не потребують додаткового захисту від корозії.

Для шляхових з'єднань трубопроводів використовують зварні, фланцеві та механічні типи з з'єднань.

Зокрема для сталевих труб - зварні, фланцеві, для композитних GRE - фланцеві та ковзні.

Ковзні типи з'єднань композитних труб GRE мають додаткову перевагу, так як можуть компенсувати до 10 мм осьового переміщення труб в наслідок теплових розширень. [17]

Зварні типи з'єднань сталевих оцинкованих труб виконують за допомогою подвійних муфт які складаються з двох внутрішніх та однієї зовнішньої. Також подвійні муфти можуть застосовуватись в якості елемента прохода сталевих палуб та переборок.

					КРБ.6.135.4211.07.05.ПЗ	Арк.
						69
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

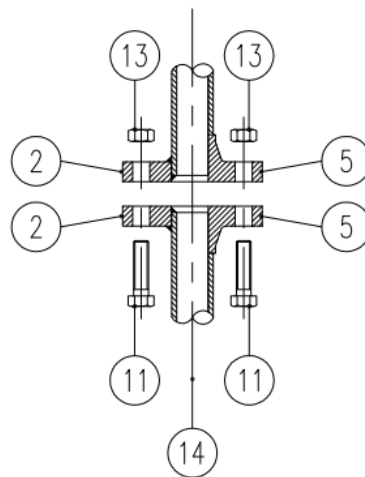


Рис 5.7. Приклад фланцевого з'єднання.

2, 5 – різні типи фланців, 11 – болт, 13 – гайка, 14 – труба, прокладка між фланцями не показана

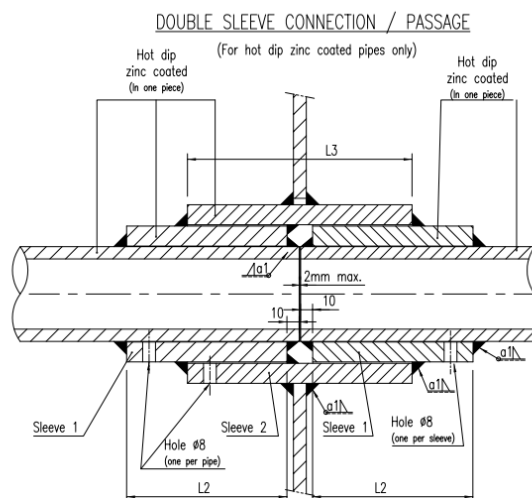


Рис 5.8. Приклад зварного з'єднання сталевих оцинкованих труб за допомогою подвійних муфт.

Всі труби системи мають бути надійно закріплені. Для сталевих труб найбільше поширення здобули підвіски з використанням Ю-образного болта. В якості хвистовика підвіски використовуються угловий сталевий профіль який приварюється до корпусних конструкторів.

					КРБ.6.135.4211.07.05.ПЗ	Арк.
						70
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

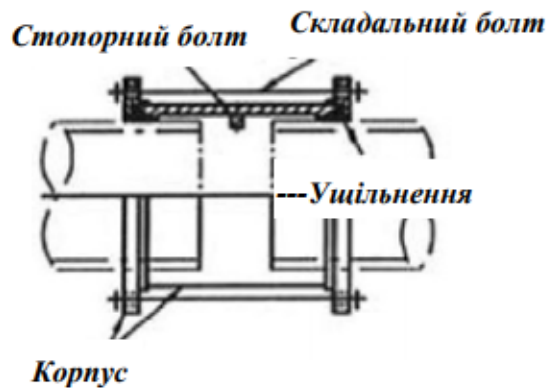


Рис 5.9. Приклад ковзного з'єднання труб.

ANGLE BAR END-CUT DETAIL

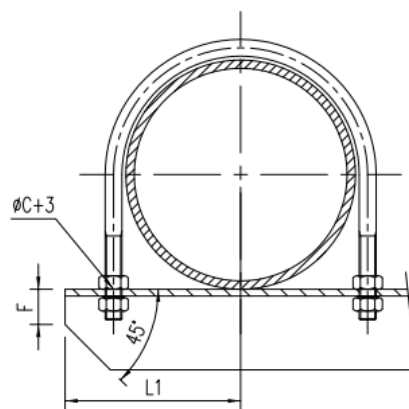


Рис 5.10. Приклад опори труб з використанням Ю-образного болта.

Для композитних GRE труб використовують сталеві опори з плоского листового профіля.

При необхідності отримання ковзкого типу опори до стандартної конструкції додають прокладки з поліаміда або поліпропілена між трубами та елементами опори.

Відстань між опорами для сталевих труб приймається в залежності від їх діаметра. Для труб з діаметром більше 100 мм до 426 мм рекомендована відстань між опорами складає 2-3 метра.

Для композитних GRE труб відстань між опорами приймається згідно вимог виробника труб.

					КРБ.6.135.4211.07.05.ПЗ	Арк.
						71
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

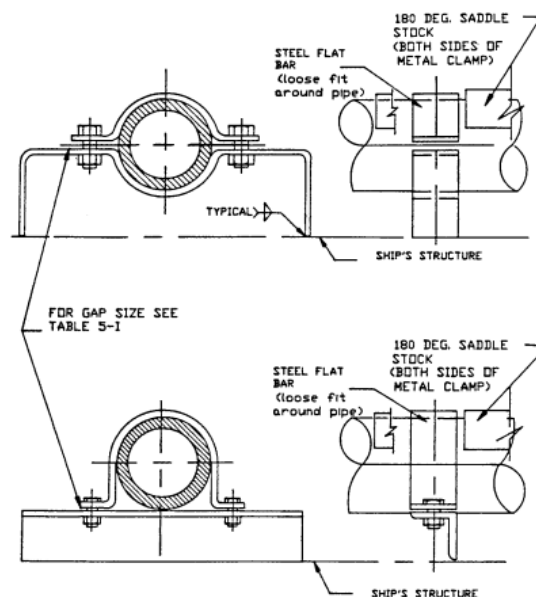


Рис 5.11. Приклад опори композитних GRE труб.

В баластній системі використовують декілька типів арматури.

В якості запірної арматури здебільше використовують поворотні дискові затвори. При встановленні на таранній переборці та забортних патрубках в комбінації з незворотним клапаном – фланцеві. В інших випадках – міжфланцеві та lug type які мають отвори з різьбою в корпусі для кріплення к фланцям з обох боків за допомогою болтів.



Рис 5.12. Фланцевий поворотний дисковий затвор

					КРБ.6.135.4211.07.05.ПЗ	Арк.
						72
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Матеріал корпусу поворотних дискових затворів – чугун, при встановленні на таранній переборці та забортних патрубках – сталь або чугун з шароподібним графітом.

На верхній частині корпусу поворотні дискові затвори мають стандартизований фланець для встановлення засобів керування – ручних або дистанційних.

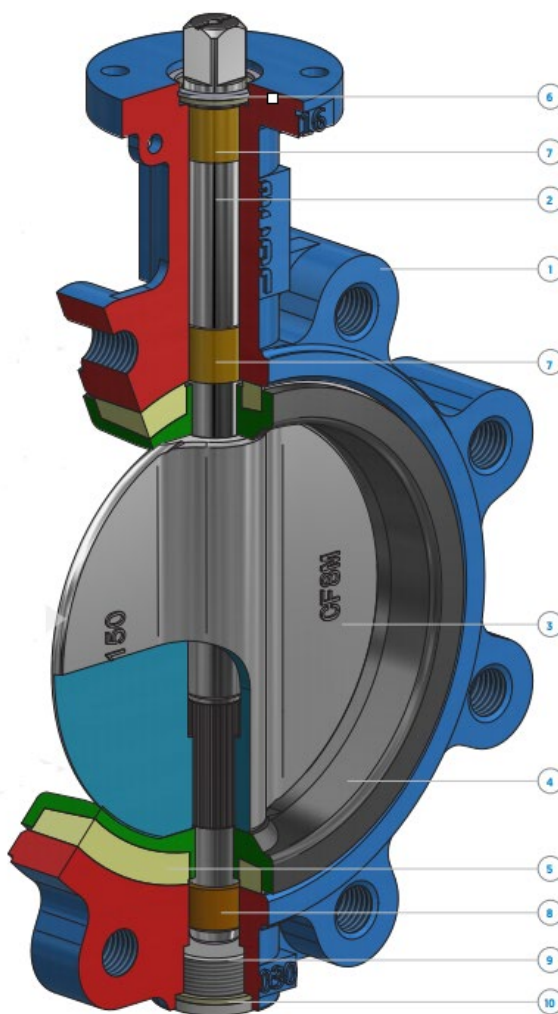


Рис 5.13. Конструкція поворотного дискового затвора.

1 – корпус, 2 – шток, 3 – диск, 4 – ущільнення, 5 – зворотне кільце ущільнення, 6 – стопірне кільце, 7 – верхній підшипник ковзання, 8 – нижній підшипник ковзання, 9 – різьбова пробка, 10 – прокладка

Зворотний клапан встановлюється для запобігання зміни напрямку потоку середовища. Найпоширеніше використовують міжфланцеві завдяки простоті встановлення та масогабаритним показникам.

					КРБ.6.135.4211.07.05.ПЗ	Арк.
						73
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Матеріал корпусу – чугун або сталь.

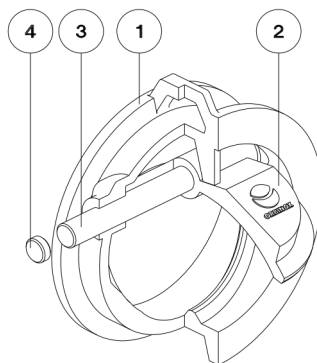


Рис 5.14. Конструкція зворотного міжфланцевого клапана.

1 – корпус, 2 – диск, 3 – вісь, 4 – пробка

Безповоротно-запірний клапан зазвичай встановлюється на відливних забортних патрубках баластної системи. Матеріал корпусу – сталь, чугун з шароподібним графітом, бронза.

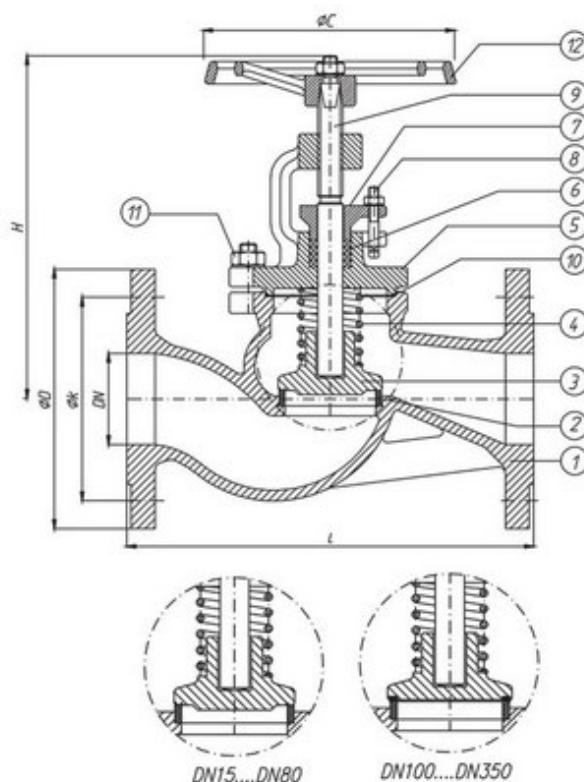


Рис 5.15. Конструкція безповоротно-запорного клапана.

1 – корпус, 2 – сідло, 3 – диск, 4 – пружина, 5 – кришка, 6 – ущільнення, 7 – нажимна кришка, 8 – Т-образна шпилька з гайкою, 9 – вісь, 10 – прокладка, 11 – шпилька з гайкою, 12 – маховик

					КРБ.6.135.4211.07.05.ПЗ	Арк.
						74
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок трубопроводу на міцність.

Розрахунок виконано для безшовної сталеві труби Ду600 (Ø610x10) по стандарту EN10216-2, матеріал сталь P235GH.

Допустима товщина стінок металевих труб, які працюють під тиском, повинна відповідати більшому зі значень, отриманих за формулою, мм:

$$S = \frac{S_0 + b + c}{1 - \left(\frac{a}{100}\right)} = \frac{1,75 + 0 + 3}{1 - \frac{0,125}{100}} = 4,756 \text{ мм}$$

де S_0 – теоретична товщина стінки, мм:

$$S_0 = \frac{d \cdot p}{2\sigma \cdot \varphi + p} = \frac{610 \cdot 0,5}{2 \cdot 87,037 \cdot 1 + 0,5} = 1,75 \text{ мм}$$

де σ – допустиме нормальне навантаження:

$$\sigma = \frac{R_{m20}}{2,7} = \frac{235}{2,7} = 87,037 \text{ МПа}$$

$d = 610$ мм – зовнішній діаметр труби; $p = 0,5$ МПа – максимальний тиск у системі; $R_{m20} = 235$ МПа – при товщині стінки труби < 16 мм, температурі середовища менше 100°C ; $a = 12,5$ % – мінусовий виробничий допуск на товщину стінки труби; $\varphi = 1$ – коефіцієнт надійності (для безшовних труб $= 1$); $b = 0$ – прибавка, яка враховує фактичне зменшення товщини труби при згинанні, мм (приймаємо 0, тому що труби великих діаметрів не гнуться, використовують фасонні елементи); $c = 3$ мм прибавка на корозію для морської води.

Треба зазначити, що мінімальна товщина стінок труб діаметром більше 450мм повинна вибиратися відповідно до погоджених Регістром стандартів, при цьому її величина не повинна прийматися менша, ніж зазначена для труб діаметром 450мм за правилами РСУ. [15]

					КРБ.6.135.4211.07.05.ПЗ	Арк.
						75
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок компенсації теплових деформацій.

Розрахунок теплових розширень виконано для ділянки GRE труб так, як вони мають більший коефіцієнт розширення, а ніж у сталевих:

$$\Delta L = \alpha \cdot L \cdot \Delta T = 18 \cdot 10^{-6} \cdot 51600 \cdot 32 = 29,7 \text{ мм};$$

де α – коефіцієнт лінійного розширення композитних GRE труб; L – довжина прямого відрізка трубопроводу під вантажними трюмами № 6 и 7; ΔT – діапазон змін температур морської заборотної води.

Враховуючи, що при збірці трубопроводу будуть використовуватись труби довжиною 6 метрів, необхідна кількість ковзних з'єднань складе $L/6 = 51,6/6 = 9$ шт. Як було зазначено вище кожне ковзне з'єднання здатне компенсувати до 10 мм осевого подовження труби, в нашому випадку це складе 90 мм. Додаткові засоби для компенсації теплових деформацій не потрібні.

ВИСНОВКИ

На підставі гідравлічного розрахунку обрано діаметри основних магістралей та відростків в баластні цистерни.

Визначені основні параметри для вибору баластних насосів та установки обробки баластних вод.

Визначено склад та кількість основного комплектуючого устаткування системи.

					КРБ.6.135.4211.07.05.ПЗ	Арк.
						76
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4211.07.06.ПЗ			
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата				
					Охорона праці у машинному відділенні (МВ) судна	Літ	Аркуш	Аркушів
Студент	Сарабун А.А.						77	6
						НУК ім. адмірала Макарова		
Викладач	Коробко В.В.							

Розділ 6. Охорона праці у машинному відділенні (МВ) судна

Охорона праці у машинному відділенні судна це комплекс нормативно-правових, організаційно-технічних та санітарно-гігієнічних заходів, спрямованих на збереження життя і здоров'я суднової команди. Вона передбачає нейтралізацію небезпечних і шкідливих виробничих факторів (високі температури, токсичні гази, теплове випромінювання, шум та вібрація, тощо) у специфічних умовах судна.

Джерела високої температури засоби зниження її впливу.

Параметри повітря у відділенні 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 надійної роботи установки

Висока температура повітря викликає швидку втому робітника, перегрів організму, тепловий удар та велике потовиділення. Це призводить до зниження уваги, млявості та може стати приводом виникнення нещасного випадку.

Для суден необмеженого району плавання температура повітря в машинному відділенні не повина перевищувати 45 °С, різниця температур повітря між температурою у машинному відділенні та навколишнього середовища не повина перевищувати 10 °С. Необхідні параметри мікроклімата в МВ забезпечуються системою вентиляції.

Приточна штучна вентиляція МВ повинна забезпечувати необхідну кількість повітря для згорання, асиміляції тепловиділення від механізмів, трубопроводів, цистерн, кабелів, з урахуванням максимальної температури та допустимої різниці температур в МВ.

Витяжна штучна вентиляція МВ повинна забезпечувати видалення парів палива з місць можливого скупчення, ремонту та випробування паливної апаратури, очистки та сепарації палива.

					КРБ.6.135.4211.07.06.ПЗ	Арк.
						78
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Для швидкого видалення диму з МВ під час можливого задимлення, пожежі та використання системи об'ємного пожежогасіння на вантажних суднах, один з вентиляторів приточної системи вентиляції може бути передбачений реверсивного типу.

Засоби захисту від теплового випромінювання.

Для захисту екіпажу від несприятливого впливу довгохвильового інфрачервоного випромінювання поверхні обладнання, трубопроводів та огорожень, які є джерелами такого випромінювання, повинні бути заізовані (теплоізоляція, екранування, відведення тепла тощо) для запобігання або обмеження виділення конвекційного та променистого тепла в приміщення.

Фланцеві з'єднання та арматуру трубопроводів рекомендується ізолювати знімною теплоізоляцією.

Трубопроводи, цистерни, теплообмінні апарати, теплі ящики парових котлів які проводять або містять речовини з температурою 60 °C та вище ізолюють постійною теплоізоляцією.

Механізми які підлягають постійному догляду та обслуговуванню в експлуатації та є джерелами теплового випромінювання можуть встановлюватись в спеціальних тепло-шумозахисних кожухах.

Джерела шуму і вібрації на судні та засоби зниження шуму та поглинання вібрації.

Під шумом розуміють сукупність звуків, різних по силі і частоті. Органи слуху здорової людини здатні сприймати звук в діапазоні частот від 16 до 20000 Гц. Шум шкідливо впливає на органи слуху та на весь організм в цілому. Не менш шкідливою є дія вібрації на організм людини. Коливання працюючих машин, апаратів, ручних інструментів, що відбуваються з різними частотою, амплітудою і прискореннями, по-різному сприймаються організмом людини. Коливання, що досягають 15-20 Гц, сприймаються людиною вже не ізолювано у вигляді поштовхів, а разом - як вібрація. Встановлено, що вібрації при частотах: 75-120 Гц з амплітудою 0,01 мм не відчуються; 60-75 Гц з амплітудою 0,01-

					КРБ.6.135.4211.07.06.ПЗ	Арк.
						79
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

0,02 мм відволікають від роботи і дратують; 50-65 Гц з амплітудою 0,02-0,03 мм є сильною перешкодою в роботі; 50-65 Гц з амплітудою більше 0,03 мм створюють неможливі умови для роботи.

Шум від джерел поширюється двома основними шляхами: через повітря – у вигляді звукових хвиль, та через конструкції корпусу судна – у вигляді механічних вібрацій. Відповідно, прийнято розрізняти повітряний шум та структурний шум.

До основних джерел шуму на суднах відносяться головні двигуни, допоміжні дизель-генератори, системи вентиляції машинного відділення та житлових приміщень, холодильні установки, компресори стисненого повітря, гвинтові рушії. Одним із найінтенсивніших джерел низькочастотної вібрації та структурного шуму є гребні гвинти, вплив яких найсильніше відчувається у кормових частинах судна.

Проблема зменшення шуму та вібрації вирішується у двох основних напрямках: перше – це зниження шуму безпосередньо в джерелі його виникнення, друге – обмеження поширення звукової енергії по повітрю та конструкціях за допомогою спеціальних інженерних засобів. До таких засобів належать звукоізоляція, віброізоляція, звукопоглинання та вібропоглинання.

Зменшення шуму в джерелі є найефективнішим, але й найскладнішим завданням, яке передбачає використання малOSHумних машин, балансування деталей, що обертаються, застосування малOSHумних підшипників, гасників шуму у випускних системах тощо. Технічні можливості усунення джерела шуму обмежені, тому актуальним є і другий підхід – впровадження систем пасивного та активного шумозниження.

У машинних відділеннях застосовуються вібропоглинаючі елементи – амортизатори для встановлення неврiвноважених механiзмiв, до яких вiдносять двигуни, насоси, електровентилятори, компресори тощо.

Амортизатори встановлюють між опорною поверхнею механізма та судовим фундаментом. Особливу увагу приділяють конструкції судових фундаментів на які встановлюються головні двигуни та дизель-генератори.

					КРБ.6.135.4211.07.06.ПЗ	Арк.
						80
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Для підключення трубопроводів до неврівноважених механізмів для зниження вібрації, яка може передавись від механізмів на трубопроводи, використовують гнучкі вставки – компенсатори, або гнучкі шланги в залежності від діаметру труб.

В системах газовідведення газів від двигунів внутрішнього згорання використовують декілька елементів для зменшення рівня шуму та вібрації від встановлених двигунів. На газовідвідний патрубок двигуна встановлюється компенсатор який зменшує передачу вібрації на трубопровід. Трубопровід закріплюється к корпусу судна за допомогою спеціальних опор з амортизуючим резиновим елементом, одне з призначень яких зменшення передачі вібрації від трубопровода на корпус судна. Для зменшення рівня шуму в системі встановлюється глушник. В залежності від призначення судна та вимог до нього рівень зменшення шуму глушником складає 15-45 Дб.



Рис.1. Гнучка опора системи газовідведення

В системах вентиляції окрім вже згаданих вище елементів (амортизатори, гнучкі патрубки) для зниження рівнів шуму застосовують додаткові вимоги під час проектування. Так швидкість повітря в трубах та канала вентиляції рекомендується приймати не вище 7 м/с. Площа перетину приймальних та

					КРБ.6.135.4211.07.06.ПЗ	Арк.
						81
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

випускних отворів системи вентиляції повинна забезпечувати швидкість потоку не вище 4 м/с.

При проектуванні судна додатково оцінюють можливі рівні шуму та вібрації в МВ. В сучасних умовах розрахунки проводять в спеціалізованих програмних комплексах або за допомогою метода кінцевих елементів. Результати розрахунку допомагають також оцінити вплив рівнів шуму та вібрації в МВ на житлові та службові приміщення та вжити додаткових конструктивних заходів на стадії проектування за необхідності.

Під час приймально-здавальних випробувань судна рівень вібрації механізмів вимірюють та порівнюють з вимогами Класифікаційного товариства. Випробовування проводять за програмою заздалегідь узгодженою з Класифікаційним товариством.

Висновки до розділу 6:

В даному розділі розглянуто основні шкідливі фактори праці в машинному відділені судна. Розглянуто їх вплив на організм людини та приведено засоби зменшення їх негативного впливу. Треба зазначити, що наведений комплекс заходів має аналізуватись та втілюватись під час проєктування та побудови судна.

					КРБ.6.135.4211.07.06.ПЗ	Арк.
						82
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновки

1. Автономність плавання за запасами зрідженого природного газу складає 25 діб, важкого палива – 17 діб, легкого – 11 діб. Сумарна автономність за всіма видами палива складає біля 51 доби. Дальність плавання при швидкості 14,5 вузлів за всіма наявними запасами різних видів та сортів палива склала 17689 миль.
2. Складена структурна схема енергетичної установки, таблиця режимів та розраховані потоки енергії на основних режимах. Було визначено коефіцієнти корисної дії (ККД) та використання теплоти (КВТ) на ходовому та стоянковому режимі без вантажних операцій для визначення ефективності СЕУ, які складають для ходового режиму 0,304 та 0,386, а для стоянкового режиму 0,174 та 0,652 відповідно.
3. Розраховано робочий цикл суднового двигуна WinGD 6X72DF та складена його індикаторна діаграма.
4. Розроблена компонувальна схема котла Alfa Laval Aalborg OS-TCi, розрахунок процесу горіння, тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь нагріву котла.
5. Розроблена принципова схема баластної системи. Проведено гідравлічний розрахунок системи та розрахунок трубопроводу на міцність. До комплектації системи обрано 2 відцентрових електронасоса DESMI DSL400-460.
6. Розглянуто основні шкідливі фактори праці в машинному відділенні судна, їх вплив на організм людини та приведено засоби зменшення їх негативного впливу.

					КРБ.6.135.4211.07.В.ПЗ	Арк.
						83
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Список використаних джерел

1. Published by: The Royal Institution of Naval Architects "SIGNIFICANT SHIPS OF 2021". Printed by: Stephens and George, Goat Mill Road, Dowlais, Merthyr Tydfil, CF 48 3TD, Wales. 2022. с. 56-57
2. Горбов В.М, Слаутіна Т.Г., Січкарюк О.В. Методичні вказівки до вивчення дисципліни "Суднові енергетичні установки" для студентів заочної форми навчання – Миколаїв: НУК, 2004 – 52 с.
3. WINGD Marine Installation Manual X72DF-2.1 Issue 2025-11 – 273 с.
4. PROJECT GUIDE HiMSEN H22CDF FOR MARINE 2025 2nd EDITION – 195с.
5. Alfa Laval Aalborg OS-TCi. URL: [alfa-laval-aalborg-os-tci-product-leaflet-en.pdf](#)
6. Alfa Laval Desalt DPU-2-36-C Series. URL: [EMD00063EN 0701_DPU2_36C.qxd](#)
7. Димо Б.В. Практикум з тепломасообміну: Навчальний посібник /Б.В. Димо – Миколаїв: УДМТУ, 2003.–136 с
8. RESOLUTION MEPC.281(70) – 12 с.
9. ISO 8217:2017. Petroleum products — Fuels (class F) — Specifications of marine fuels.
10. Doug Woodyard. Pounders Marine Diesel Engines and Gas Turbines Ninth Edition, 2009. – 905 с.
11. В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко СУДНОВІ ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ Підручник. 2015 – 332 с.
12. Єпіфанов, О.А. Конструкції суднових котлів: навчальний посібник. – Миколаїв: НУК, 2016. – 198 с.
13. Єпіфанов О.А. Тепловий розрахунок суднових котлів: Навчальний посібник. Рекомендовано Вченою радою НУК. – Миколаїв: НУК, 2024. – 186 с.
14. KORCZEWSKI, Z. Methodology for determining the elemental composition, as well as energy and ignition properties of the low-sulfur marine fuels. Combustion Engines. 2021, 186(3), 96-102. URL: <https://doi.org/10.19206/CE-141573>
15. Регістр судноплавства України. Правила класифікації та побудови морських суден. Том 3 Київ 2020. – 632 с.

					КРБ.6.135.4211.07.Д.ПЗ	Арк.
						84
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

16. Handbook 53. Piping. Revision 8.0 (2010-04-01). DAMEN. – 90 с.
17. Bondstrand® Design Manual for Marine Piping Systems 2012. – 97 с.
18. Alfa Laval PureBallast 3.1 Design and installation guide — Filtrex filter, System size 1000. – 162 с.
19. Креслення 19004.360060.003. Загальне розташування. Миколаїв БАТ “Чорноморсуднопроект” 2008. – 3 арк.
20. Креслення 19004.360064.301. МВ. Розташування механізмів та обладнання. Миколаїв БАТ “Чорноморсуднопроект” 2008. – 17 арк.
21. Креслення 19004.360065.352G3. Система баластна. Схема гідравлічна принципова. Миколаїв БАТ “Чорноморсуднопроект” 2008. – 10 арк.
22. OPERATION AND MAINTENANCE INSTRUCTION. DESMI “in-line” centrifugal pump Type DSL. DESMI Pumping Technology A/S Tagholm 1 9400 Nørresundby – Denmark 07.2025. – 67 с.
23. Planning Loading-Discharging Sequence (Port Hedland) May 25, 2025. URL: [Planning Loading-Discharging Sequence \(Port Hedland\)](#)
24. Веб-ресурс. URL: <https://desmi.pumpflo.com/app/storefront.aspx?sid=desmi>
25. Основи охорони праці: підручник, 2-е видання, доп. та перероб. / К. Н. Ткачук, М. О. Халімовський, В. В. Зацарний, Д. В. Зеркалов, Р. В. Сабарно, О. І. Полукаров, В. С. Коз’яков, Л. О. Мітюк. – К.: Основа, 2006. – 448 с.

					КРБ.6.135.4211.07.Д.ПЗ	Арк.
						85
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

HL ECO – Bulk carrier



Shipbuilder:Hyundai Samho Heavy Industries Co., Ltd
Vessel's name:HL Eco
Owner/Operator:H-Line
Country:Republic of Korea
Designer: Hyundai Samho Heavy Industries Co., Ltd
Country:Republic of Korea
Flag:Panama
IMO number:9869332
Total number of sister ships already completed (excluding ship presented):2
Total number of sister ships still on order:1

HL Eco is a pioneer of the trend for more vessel types to adopt LNG as a marine fuel. Although dual-fuel and gas powered small vessel types have more than two decades of history, it is only recently that larger vessels have adopted the idea – mostly as a means of meeting increasingly stringent emission regulations.

Delivered by Hyundai Samho to South Korean operator H-Line in December 2020, HL Eco was too late to make the last edition of *Significant Ships*, but as the world's first LNG-fuelled Newcastlemax bulk carrier its significance should not be overlooked. The 179,070dwt ship along with its sister HL Green were built, launched and delivered almost simultaneously. Two further sisters, HL Oceanic and HL Sunny are due for delivery in April and July 2022 respectively.

As well as being the first large bulk carriers to be LNG-fuelled, the ships can also claim to be the first where 9% Nickel steel has been used for the cryogenic fuel tank construction. The ships are fitted with two 1,600m³ tanks for LNG fuel installed at the aft of the vessel behind the superstructure.

With a length of 292m, a breadth of 45m, and a depth of 24.8m, the ships follow typical Newcastlemax construction and have a nine hold configuration with side rolling hatches. Holds 2, 4 and 8 are partially floodable and hold 6 fully floodable for trimming purposes during cargo operations.

The main engine is a WinGD 6X72DF type producing 16,180kW at 76.5rpm. Running on LNG, the ships are designed to achieve a 99% reduction in emissions of SOx and particulate matter, up to an 85% reduction in NOx and a 30% reduction in GHG emissions compared to the levels of existing ships.

TECHNICAL PARTICULARS

Length oa:291.90m
Length bp:286.90m

Breadth moulded:45m
Depth moulded
to main deck:24.80m
to upper deck:24.80m
Width of double skin
bottom:2.6m
Draught
scantling:18m(mould)
design:16.50m(mould)

Gross:97,545t
Displacement:207,202t
Lightweight:28,132t
Deadweight
scantling:179,070t
design:159,996t

Block co-efficient:0.8674(at Scantling draft)
Speed, service (~%MCR output):14.5knots at design draught and at NCR of M/E with 15% Sea margin

Cargo capacity (m³)
Bale:199,872.4m³

Bunkers (m³)
Heavy oil:1,328.9m³
Diesel oil:676.8m³
LNG Fuel:3,203.6m³

Water ballast (m³):79,162.6m³ (inc. No.6 floodable hold)
% high-tensile steel used in construction: 80%

Propulsion
Main engine(s)
Design:WinGD
Model:W6X72DF
Manufacturer:Hyundai (HHI-EMD)
Number:1 set
Type of fuel:L.F.O. / M.G.O. / Gas(LNG)
Output of each engine:16,180kW x 76.5rpm
Is this a diesel-electric or hybrid?:N

Propeller(s)
Material:Ni-Al-Bronze
Designer/Manufacturer:Hyundai Heavy Industries
Number:1
Fixed/Controllable pitch:Fixed
Diameter:8,800mm
Speed:76.5rpm at MCR

Diesel-driven alternators
Number:3 sets
Engine make/type:HIMSEN 5H22C DF
Type of fuel:LFO / MGO / GAS
Alternator make/type:HHI-EES
Output/speed of each set:1,010kW x 900rpm

Boilers
Number:One(1) set
Type:DF type
Make:Alfa Laval
Output, each boiler:4,000kg/h X 6K

Stern appendages/special rudders:Hi-PSD and Hi-Rudder with bulb as Energy Saving Device

Other cranes
Number:2 (Port - 1, Stb'd - 1)
Make:Oriental
Type:Electro-hydraulic driven, cylinder luffing type jib crane
Tasks:Handling provision, engine room part
Performance:Port - 7.5t, Stb'd - 2t

Mooring equipment
Number:8
Make:Flutek
Type:Electric

Special lifesaving equipment
Number of each and capacity:Free-fall lifeboat - 1 (25P)
Make:Viking Norsafe
Type:Free-fall type

Cargo/capacity
Hatch covers
Design:SMS-SME
Manufacturer:Hyundai Samho Heavy Industries Co. Ltd
Type (upper deck/other decks):Side rolling type(Upper deck)

Ballast control system
Make:Hanla IMS
Type:Hydraulic valve remote control system

Ballast water treatment system
Make:Techcross
Capacity:2,600m³/h x 2 sets

Complement
Officers:11 persons
Crew:14 persons
Suez/Repair Crew:6 persons

Navigation and other equipment
Bridge control system
Make:Kongsberg
Type:Autochief-600
Is bridge fitted for one-man operation?:N

Integrated bridge system?:N

Radars
Number:2 sets (S-band, X-band)
Make:JRC
Model(s):S-band(JMR-9230-S), X-band(JMR-9225-6X)

Fire detection system
Make:Consilium
Type:SG-42229/30. 42923/24

Fire extinguishing systems
Cargo holds:Sea Water Hydrants
Engine room:High pressure CO₂ / Portable Fire Extinguisher / Local Fire Fighting / Sea Water Hydrants
Make/Type:NK / Fain / Fain / Cabins:Portable Fire Extinguisher / Sea Water Hydrants
Make/Type:Fain
Public spaces:Portable Fire Extinguisher / Sea Water Hydrants
Make/Type:Fain

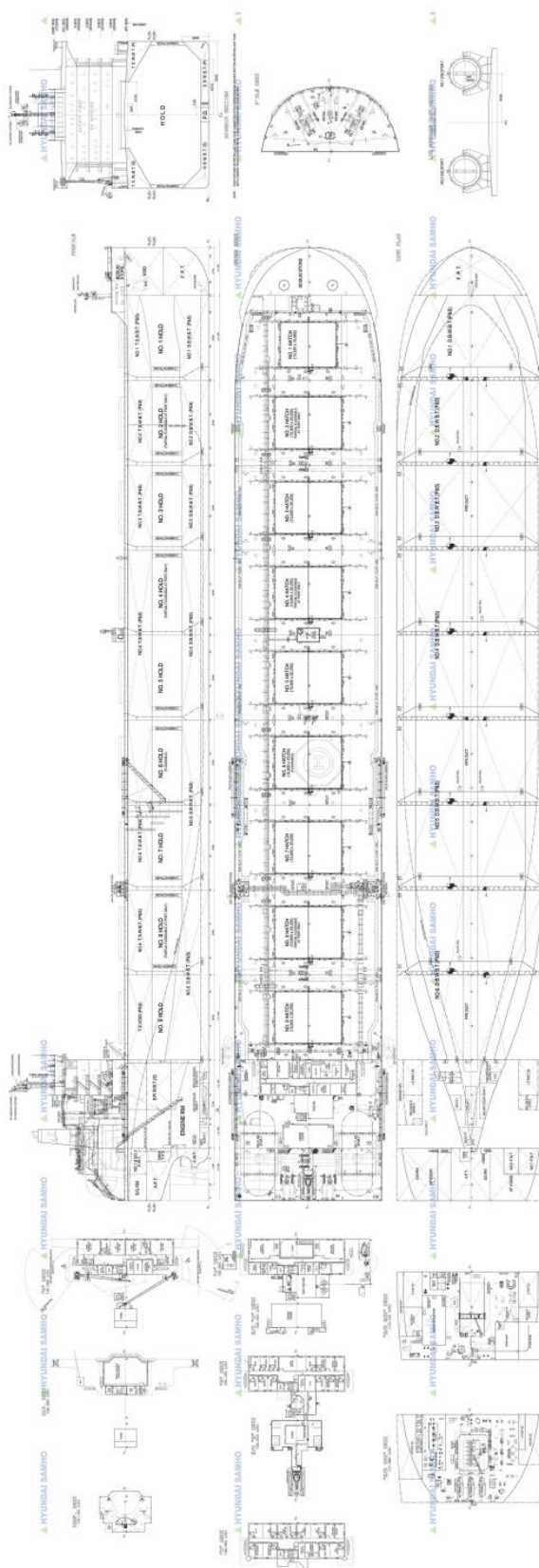
Efficiency
Attained EEDI value:2.51
Required EEDI value:2.70(Phase 1)
Energy Saving Technologies:Hi-PSD and Hi-Rudder with bulb as Energy Saving Device

Contract date:12 October 2018
Launch/float-out date:27 June 2020
Delivery date:16 November 2020





HL ECO



Початкові параметри для розрахунку двигуна WinGD 6X72DF

кількість	$i = 1$
марка	6X72DF
ефективна потужність	$N_e^{\Gamma Д} = 16180 \text{ кВт}$
частота обертання	$n = 76,5 \text{ об/хв}$
питома витрата палива	$g_e^{\Gamma Д} = 0,1795 \text{ кг/(кВт·год)}$
ступінь підвищення тиску повітря в компресорі наддувного агрегату ДВЗ	$\pi_k = 3,667$
коефіцієнт корисної дії наддувного компресора	$\eta_k = 0,77$
сумарний коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha_\Sigma = 2,45$
температура відпрацьованих газів	$T_r = 558 \text{ К}$
температура повітря на вході в надувний компресор	$T_n = 318 \text{ К}$
нижча теплота згоряння палива	$Q_{i}^r = 42700 \text{ кДж/кг}$
коефіцієнт корисної дії валопроводу	$\eta_{вп} = 0,99$
пропульсивний коефіцієнт	$\eta = 0,7$

Початкові параметри для розрахунку двигуна HiMSEN 5H22C DF

кількість	$i = 3$
марка	5H22C DF
ефективна потужність	$N_e^{ДГ} = 1075 \text{ кВт}$
частота обертання	$n = 900 \text{ об/хв}$
питома витрата палива	$g_e^{ДГ} = 0,1995 \text{ кг/(кВт·год)}$
ступінь підвищення тиску повітря в компресорі наддувного агрегату ДВЗ	$\pi_k = 4,05$
коефіцієнт корисної дії наддувного компресора	$\eta_k = 0,79$
сумарний коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha_\Sigma = 2,0$
температура відпрацьованих газів	$T_r = 626 \text{ К}$
температура повітря на вході в надувний компресор	$T_n = 318 \text{ К}$
нижча теплота згоряння палива	$Q_{fi}^r = 42700 \text{ кДж/кг}$
електрична потужність електрогенератора	$P_e^{ДГ} = 1010 \text{ кВт}$
коефіцієнт корисної дії електрогенератора	$\eta_{ег} = 0,94$

Вихідні дані для розрахунку робочого циклу двигуна WinGD 6X72DF

Ефективна потужність	$N'_e = 16180$ кВт
Частота обертання	$n = 76,5$ об/хв
Тиск навколишнього середовища	$P_0 = 0,1013$ МПа
Температура навколишнього середовища	$T_0 = 318$ К
Тиск повітря за компресором	$P_k = 0,37$ МПа
Коефіцієнт продувки	$\phi_a = 1,60$
Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0,08$
Коефіцієнт використання теплоти у точці z	$\xi_z = 0,92$
Коефіцієнт використання теплоти у точці b	$\xi_b = 0,95$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 14,5$
Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1,15$
Підігрів заряду від стінок циліндра	$\Delta T_a = 20$ К
Частка ходу поршня, втрачена на газообмін	$\phi_n = 0,08$
Коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми	$\zeta = 0,96$
Механічний ККД двигуна	$\eta_m = 0,94$
Адіабатний ККД турбокомпресора	$\eta_{k.ad} = 0,77$
Втрата тиску в охолоджувачі повітря	$\Delta P_{ox} = 0,0058$ МПа
ККД системи охолодження повітря	$\eta_o = 0,90$
Температура залишкових газів	$T_r = 558$ К
Масовий склад палива:	
	Вуглець $C = 0,87$ кг
	Водень $H = 0,125$ кг
	Сірка $S = 0,001$ кг
	Кисень $O = 0,004$ кг
Нижча теплота згоряння палива	$Q_H = 42700$ кДж/кг

Кількість циліндрів	$i = 6$
Діаметр циліндра	$D_c = 0,72 \text{ м}$
Хід поршня	$S_c = 3,086 \text{ м}$
Коефіцієнт тактності	$z = 1$
Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні	$\alpha = 2,45$
Показник адіабати для повітря	$k_B = 1,4$
Механічний ККД турбіни турбокомпресора	$\eta_{t.m} = 0,98$
Адiabатний ККД турбіни турбокомпресора	$\eta_{t.ad} = 0,81$
Коефіцієнт втрат тиску на впуску	$\xi_a = 0,97$
Відношення тиску газів перед турбіною до тиску повітря за компресором	$\psi_t = 0,95$

[illegible]

[illegible]

[illegible]