

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 танкеру продуктовозу/хімовозу AQUAS MERALDA
Power plant of the product/chemical tanker AQUAS MERALDA

Виконав: студент 421 групи

Разгулін Д.А.

(підпис)

Разгулін Д.А.

(прізвище ініціали)

Керівник роботи:

К.Т.Н., доцент

(посада, науковий ступень вчене звання)

Кісетов Ю.В.

(підпис)

Кісетов Ю.В.

(прізвище ініціали)

Миколаїв – 2026 р.

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

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми
С.А. Кузнецова
(підпис) Кузнецова С.А.
«__» _____ 2026 р.

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

Студенту Разгуліну Даніілу Артемовичу
(Прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Енергетична установка танкеру продуктовозу/хімовозу
AQUAS MERALDA

Керівник роботи канд. техн. наук, доцент кафедри ЕСЕУ та ТЕ Кісетов Ю.В.

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

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

3. Вихідні дані по роботі: данні по танкеру продуктовозу/хімовозу. Головні розміри:
L 182,55 м, B 32,20 м, T 19,10 м; дедвейт 50295 т; швидкість ходу 14,5 вуз,
склад СЕУ:

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) 6G50ME-C9.6

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 OL

4.1 Загальний устрій котла

4.2 Вибір компоновальної схеми котла

4.3 Розрахунок процесу горіння

4.4 Тепловий баланс котла

4.5 Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь

Розділ 5 Визначення характеристик загальносуднової системи – підігріву

5.1 Розробка розгорнутої принципової схеми

5.2 Гідравлічний розрахунок системи

5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на 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 ефективності – 1 лист.
3. Поперечний розріз двигуна (ДВЗ) або проточна частина (ГТД) – 1 лист.
4. Компоновальне креслення суднового котла – 1 лист.
5. Схема загальносуднової системи – 1 лист.

6. Консультанти розділів роботи

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

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Завдання прийняв до виконання студент _____

Керівник роботи _____

Підпис

Підпис

Разгукін

Підпис

Кісстов

Підпис

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі виконано розрахунок енергетичної установки танкера продуктовозу/хімовозу AQUAS MERALDA, визначено ефективність її роботи на різних режимах, визначено основні параметри головного двигуна MAN B&W 6G50ME-C9.5, розраховано характеристики допоміжного котла Alfa Laval Aalborg OL, спроектована система підігріву вантажу, визначено характеристики потенційних небезпек і шкідливостей у машинному відділенні, розроблено рекомендації щодо засобів гасіння пожеж та дій екіпажу у разі їх виникнення.

Графічна частина роботи складається з 5 креслень: структурні схеми СЕУ, діаграми потоків теплоти, двигун MAN B&W 6G50ME-C9.5, котел Aalborg OL, система підігріву вантажу танкера AQUAS MERALDA. Кваліфікаційна робота бакалавра викладена на 78 сторінках, 16 рисунків, 94 таблиць. Список використаної літератури становить 17 джерел.

Ключеві слова: танкер-хімовоз, танкер-продуктовоз, система підігріву вантажу, допоміжний котел.

ABSTRACT

In the bachelor's qualification thesis, the ship power plant of the product/chemical tanker AQUAS MERALDA was analyzed and calculated. The efficiency of its operation under various operating conditions was determined, and the main parameters of the MAN B&W 6G50ME-C9.5 main engine were evaluated. The performance characteristics of the Alfa Laval Aalborg OL auxiliary boiler were calculated, and a cargo heating system was designed. In addition, the characteristics of potential hazards and harmful factors in the engine room were identified, and recommendations regarding fire-fighting equipment and crew actions in the event of a fire were developed.

The graphical part of the thesis consists of five drawings: structural diagrams of the ship power plant, heat flow diagrams, the MAN B&W 6G50ME-C9.5 engine, the Aalborg OL auxiliary boiler, and the cargo heating system of the tanker AQUAS MERALDA.

The bachelor's qualification thesis comprises 78 pages, 16 figures, and 9 tables. The bibliography includes 17 references.

Keywords: chemical tanker, product tanker, cargo heating system, auxiliary boiler.

					КРБ.6.135.4211.06.А.ПЗ	Арк.
						3
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ПРИЙНЯТІ СКОРОЧЕННЯ

АДГ – аварійний дизель-генератор;
ГД – головний двигун;
ГРК – гвинт регульованого кроку;
ГФК – гвинт фіксованого кроку;
ДГ – дизель-генератор;
ДК – допоміжний котел;
ДАУ – дистанційно автоматичне керування;
ЕУ – енергетична установка;
КВЛ – конструктивна ватерлінія;
ККД – коефіцієнт корисної дії;
МВ – машинне відділення;
МОД – малообертовий двигун;
ОУ – опріснювальна установка;
ПНВТ – паливний насос високого тиску;
СЕС – суднова електростанція;
СЕУ – суднова енергетична установка;
УК – утилізаційний котел;
ЦПУ – центральний пост управління;
ФТО – фільтр тонкого очищення

					КРБ.6.135.4211.06.С.ПЗ	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

	Стор.
Вступ	6
Розділ 1. Загальна характеристика судна та енергетичної установки	7
1.1. Загальні відомості про судно	8
1.2. Основні характеристики	9
1.3. Морехідні якості судна	10
1.4. Загальна характеристика СЕУ	11
Розділ 2. Визначення ефективності суднової енергетичної установки	12
2.1. Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки	13
2.2. Розробка структурної схеми енергетичної установки	16
2.3. Режими роботи судна та суднової енергетичної установки	16
2.4. Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи ...	17
Розділ 3. Визначення параметрів суднового двигуна MAN B&W 6G50ME-C9.5	23
3.1. Загальний устрій та характеристики двигуна	24
3.2. Системи головного двигуна	27
3.3. Розрахунок робочого циклу двигуна	28
3.4. Побудова індикаторної діаграми	32
Розділ 4. Розрахунок характеристик суднового допоміжного котла Aalborg OL	35
4.1. Загальний устрій котла	36
4.2. Вибір компоновальної схеми котла	37
4.3. Розрахунок процесу горіння	39
4.4. Тепловий баланс котла	42
4.5. Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь	43
Розділ 5. Визначення характеристик загальносуднової системи – підігріву вантажу	53
5.1. Розробка розгорнутої принципової схеми	54
5.2. Гідравлічний розрахунок системи	55
5.3. Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на міцність трубопроводу	60
Розділ 6. Охорона праці у машинному відділенні судна	68
6.1. Джерела шуму і вібрації на судні та засоби їх зниження.....	69
6.2. Засоби гасіння пожежі та дії екіпажу у разі її виникнення.....	70
Висновки	76
Список використаних джерел	77
Додатки	

ВСТУП

Танкер - морське або річкове вантажне судно, призначене для перевезення наливних вантажів.

Танкери відносяться до числа найбільш поширених суден морського транспортного флоту. Особливо останнім часом, коли перевезення нафти і нафтопродуктів морським шляхом є найбільш вигідними і зручними. У даний час одним із шляхів розвитку світового суднобудування є створення середніх танкерів, обладнаних дизельної енергетичної установкою.

Це обумовлюється хорошими показниками дизельних двигунів в порівнянні з іншими типами енергетичних установок. До таких показників відносяться: більш економічний витрата палива, зручність при обслуговуванні, ремонті, застосування дешевих сортів палива.

У цій роботі проведено аналіз судової енергетичної установки, який показує наскільки ефективно використовується основне суднове обладнання, і т.д. На цей час це є дуже актуальним, бо ціни на паливо стають все вищими, а вимоги до екологічності все суворіше.

Завдяки повному аналізу СЕУ судна, ми можемо сказати про його ефективність в цілому, зробити висновки щодо його систем, запобігти аваріям та планувати його майбутнє покращення.

У даній роботі розглянута енергетична установка танкеру продуктовозу/хімовозу AQUAS MERALDA.

Танкер AQUAS MERALDA оснащено одновальною дизельною енергетичною установкою. Головний двигун – MAN B&W 6G50ME-C9.5, потужністю 7240 кВт.

					КРБ.6.135.4211.06.В.ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4211.06.01.ПЗ				
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Студент		Разгулін Д.А.			Загальна характеристика судна та його енергетичної установки	Літ.	Арк.	Аркушів	
Керівник		Кісстов Ю.В.						7	5
						НУК ім. адм. Макарова			

РОЗДІЛ 1 Загальна характеристика судна та енергетичної установки

1.1 Загальні відомості про судно [1]

Суднобудівна компанія: Jiangsu New Yangzi Shipbuilding Co., Ltd.

Назва судна: AQUASMERALDA

Власник / оператор: Chandris

Країна: Греція

Проектант: Shanghai Merchant Ship Design & Research Institute, CSSC (SDARI)

Країна проєктанта: Китай

Установа, що проводила модельні випробування: China Ship Scientific Research Centre

Прапор судна: Ліберія

Номер ІМО: 9884801

Загальна кількість однотипних суден, уже побудованих (без урахування представленого судна): 4

Загальна кількість однотипних суден, що залишаються в замовленні: немає.

AQUASMERALDA, побудований компанією New Yangzi Shipbuilding Group і переданий грецькому оператору Chandris, є танкером-хімовозом/продуктовозом класу MR, спроектованим Shanghai Merchant Ship Design & Research Institute (SDARI). Судно має довжину 182,55 м, ширину 32,20 м та дедвейт 50295 т. Воно є першим із двох суден, побудованих для грецького судновласника, а вже через кілька тижнів після його передачі було поставлено однотипне судно Aliai. Ще два судна цього ж проєкту були передані компанії Celsius Shipping.

Судно обладнане 12 вантажними танками та двома слоп-танками і призначене для одночасного перевезення до шести сортів світлих і темних нафтопродуктів, а також рідких хімічних вантажів типів ІМО 2 та ІМО 3. Вантажні танки розділені гофрованими перебірками. Вантажне обладнання включає електричний глибинний насос Marflex у кожному танку. Продуктивність насосів становить 550 м³/год для основних вантажних танків і 300 м³/год для слоп-танків.

Головна енергетична установка AQUASMERALDA складається з шестициліндрового малообертового ультрадовгохідного двигуна MAN B&W

					КРБ.6.135.4211.06.01.ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

G50ME-C9.6 потужністю 7240 кВт, який через гребний вал приводить у дію гребний гвинт фіксованого кроку діаметром 6,9 м. Номінальна частота обертання при максимальній тривалій потужності (MCR) становить 84,1 об/хв. Експлуатаційна швидкість судна при 75 % MCR дорівнює 14,5 вузла.

Судно не обладнане системою очищення вихлопних газів (scrubber), тому для виконання екологічних вимог використовує паливо з низьким вмістом сірки. Разом з тим проєкт SDARI може бути адаптований для використання інших видів палива та різних типів головних двигунів.

Оптимізована форма корпусу дозволяє судну з великим запасом відповідати вимогам Індексу енергоефективності проєкту судна (EEDI). Досягнуте значення EEDI становить 4,03 при нормативно необхідному значенні 6,23.

На судні встановлена система очищення баластних вод SunRui, яка має схвалення як Міжнародної морської організації (IMO), так і Берегової охорони США (US Coast Guard), що забезпечує можливість експлуатації судна на міжнародних маршрутах по всьому світу.

Класифікаційне товариство та класові позначення: Bureau Veritas (BV), ✱HULL ✱MACH, Oil and Chemical Tanker ESP, CSR, CPS (WBT), Unrestricted Navigation, SPM, ✱AUT-UMS, BWT, CLEANSHIP, INWATERSURVEY, MON-SHAFT, LI-HG-S3, VCS.

1.2 Основні характеристики

Табл. 1.1 Основні характеристики танкера AQUAS MERALDA. [1]

Назва характеристики	Значення, примітки
Найбільша довжина, м	182,55
Довжина між перпендикулярами, м	174,00
Максимальна ширина судна, м	32,20
Висота судна:	
- до головної палуби, м	19,10
Товщина подвійного дна	
- днище, м	2,02
- борта, м	2,15
Осадка:	
- повна, м	13,30

					КРБ.6.135.4211.06.01.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

- конструктивна, м	11,00
Вантажопідйомність, м ³	29725
Дедвейт:	
- проектний, dwt	38289
- конструктивний, dwt	50295
Швидкість, вуз	14,5
Об'єм вантажу, м ³	55183
Паливні цистерни:	
- мазут, м ³	1326
- дизельне паливо, м ³	340
Водний баласт, м ³ :	21500

1.3 Морехідні якості судна

Форма корпусу й співвідношення головних розмірів забезпечують судну відповідні ходові й морехідні якості, як у повному вантажу так і в баласті.

Швидкість судна при тихій погоді, при хвилюванні не більше 2 балів і вітрі не більше 3 балів за шкалою Бофорта, глибині не менше 40 метрів складає 15 вузла. Швидкість повинна бути досягнута при потужності двигуна 75% MCR, при використанні важкого палива з в'язкістю 180 сСт при 50 °С.

Добова витрата пального на головний двигун $G_{HFO}^{ГД} = 29,3 \text{ т/добу}$

Добова витрата пального на допоміжний двигун $G_{HFO}^{ДГ} = 0,18 \text{ т/добу}$

Об'єм паливних цистерн для здійснення рейсу становить $\sum V_{HFO}^{XP} = 1326 \text{ м}^3$

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

$$T_a = \frac{\sum V_{HFO}}{k_3 \cdot (G_{HFO}^{ГД} + G_{HFO}^{ДГ} + G^{ДК}) \cdot \rho} = \frac{1326}{1,15 \cdot (29,3 + 0,18) \cdot 0,960} = 41,$$

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

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

$$S = v \cdot T_a = 14,5 \cdot 41 = 14268$$

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

					КРБ.6.135.4211.06.01.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

1.4 Загальна характеристика СЕУ

Судно оснащено головним двигуном Hyundai – MAN B&W типу 6G50ME-S9.6 потужністю 7240 кВт з частотою обертання 84,1 об/хв., що дозволяє розвинути специфікаційну швидкість 14,5 вузла.

Електрична установка складається з 3 дизель-генераторів фірми Zhen Jiang China Marine-Xian Dai Generating Co., Ltd потужність генератора 3х1000 кВт.

В склад котельної установки входить один допоміжний котел фірми Alfa Laval, паропродуктивністю 18 т/год з тиском насиченої пари 1,8 МПа та комбінований котел, паропродуктивністю 1500/550 кг/год.

Судно має кормове розташування машинного відділення. У машинному відділенні розташовується головний двигун і інші елементи енергетичної установки, крім аварійного дизель-генератора, що встановлений в окремому приміщенні на верхній палубі.

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

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

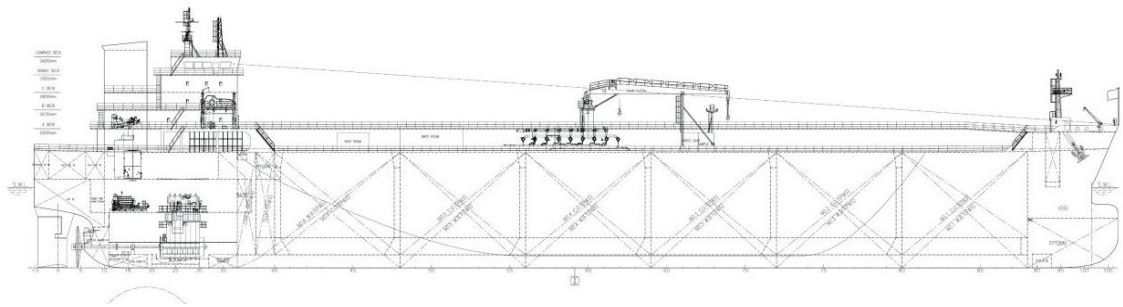


Рис.1.1. Розташування машинного відділення
на танкері AQUASMERALDA

Висновок. Як невизначений фактор за запасами пального танкер/хімовоз має дальність ходу до 14286 морських міль при швидкості 14,5 вузлів та автономності 21 доби.

					КРБ.6.135.4211.06.01.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

					КРБ.6.135.4211.06.02.ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Визначення ефективності суднової енергетичної установки	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент		Разгулін Д.А.						
Керівник		Кісстов Ю.В.					12	11
						НУК ім. адм. Макарова		

РОЗДІЛ 2 Визначення ефективності суднової енергетичної установки

2.1 Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки.

2.1.1 Головний двигун [1, 3, 4]

Головний двигун MAN B&W 6G50ME-C9.6 виробництва HSD Engine Co., Ltd потужністю 7240 кВт. Це шестициліндровий, реверсивний, двотактний, супердовгоходовий, рядний, з наддувом, з водяним охолодженням, з турбокомпресором та електронним керування. Хід поршня 2500 мм, діаметр циліндра 500 мм

У додатку 2 представлені технічні дані по даному двигуну.

2.1.2 Головні судові передачі, муфти, валопровід та рушій

Валопровід включає: гребний гвинт, гребний вал, дейдвудний пристрій, два опорних підшипника, мастильну систему змащення та охолодження, стопорний пристрій.

Гребний та проміжний вали виконані кованими з конструктивної сталі. Гребний вал – безфланцевий з насадженою на нього муфту для з'єднання з проміжним валом.

Головний упорний підшипник вмонтовано в дизель.

Гребний гвинт фіксованого кроку виконано з нікель – алюміній – бронзи, діаметром 6900 мм, фірмою CSSRC/Shanghai Marine Propeller Design Co., Ltd. Частота обертання $84,1 \text{ хв}^{-1}$. Його характеристики розраховані на роботу при 86% номінальної потужності і номінальних оборотах головного двигуна.[1]

Потужність головного двигуна передається на гвинт безпосередньо.

Діаметри валів визначимо згідно методики, наведеній у Регістрі судноплавства України том 3 [5]. Приймаємо, що гребний вал зроблено зі сталі категорії міцності КМ-25, а проміжний вал – КМ-23 ($R_{гв} = 480 \text{ МПа}$ та $R_{пв} = 440 \text{ МПа}$ відповідно) розрахунок на міцність доцільно проводити на номінальну потужність при 100% навантаженні ГД $N_e = 8600 \text{ кВт}$ при відповідній частоті обертання $n = 84 \text{ хв}^{-1}$. Приймаємо коефіцієнти, що враховують особливості пропульсивноно комплексу: $F = 100$ для дизельних установок з прямою передачею; $k =$

					КРБ.6.135.4211.06.02.ПЗ	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1,22 – коефіцієнт, що враховує конструкцію з'єднання валу та гребного гвинта.

Отже найменший припустимий діаметр обчислюється таким чином, мм:

$$d_{np} \geq F \sqrt[3]{\frac{N_e}{n_{BP}}} \geq 100 \sqrt[3]{\frac{8600}{84}} \geq 468$$

Мінімальний розрахунковий діаметр гребного валу, мм:

$$d_{min} \geq F \cdot k \cdot \sqrt[3]{\frac{N_e}{n_{BP}}} \geq 100 \cdot 1,22 \cdot \sqrt[3]{\frac{8600}{84}} \geq 571$$

Розрахункові діаметри валів, мм:

$$d_p^{zp} = d_{min} \sqrt[3]{560 / (R_{TB} + 160)} = 571 \cdot \sqrt[3]{560 / (480 + 160)} = 546$$

$$d_p^{np} = d_{np} \sqrt[3]{560 / (R_{TB} + 160)} = 468 \cdot \sqrt[3]{560 / (440 + 160)} = 457$$

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

Приймаємо найближче більше значення згідно таблиці номральних діаметрів для валів [5]: діаметр гребного валу $d_{gp} = 460$ мм; · діаметр проміжного валу $d_{np} = 550$ мм. До допоміжного обладнання валопроводу належать: валоповоротний пристрій з електричним приводом, що використовується для прокручування вала після зупинки двигуна задля уникнення прикипання масляної плівки в підшипниках, і гальмівний пристрій, призначений для фіксації валопроводу при аварійних ситуаціях або в період ремонту

2.1.3 Суднова електростанція [1,6]

До складу суднової електростанції входять 3 синхронні електричні генератори потужністю по 1000 кВт кожен частотою обертання 900 об/хв.

Основні характеристики приводних двигунів наведені у додатку 3

Привідні теплові двигуни виготовлені фірмою Zhen Jiang China Marine-Xian Dai Generating Co., Ltd. Це чотирьохтактні, рядні, нереверсивні прості дії дизельні двигуни, що змонтовані на одній фундаментній рамі з генератором, установленій на амортизаторах. Хід поршня 320 мм, діаметр циліндра 210 мм. Всі обслуговуючі насоси і теплообмінні апарати навішені на двигуни, що мають наступні характеристики.

В якості аварійного дизель-генератора встановлен дизель типа D2842LE по-

					КРБ.6.135.4211.06.02.ПЗ	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тужністю 360 кВт при частоті обертання 1500 хв⁻¹ та питомою витратою палива 198 г/(кВт год).

2.1.4 Допоміжна котельна установка [1,7]

На судні встановлені два водотрубних, вертикальних котла, типу Alfa Laval Aalborg, що працюють на рідкому паливі з природною циркуляцією.

Паропродуктивність, кг/год	18000
Тиск, МПа	1,8
Температура живильної води, °С	70
ККД котла η	84

2.1.5 Опріснювальна установка

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

$$D_s^{oy} = (10^{-3} \cdot 24 \cdot \alpha \cdot [\sum D_{\Pi}^{DK}] + 10^{-3} \cdot w \cdot n_e) \cdot 2 =$$

$$= (10^{-3} \cdot 24 \cdot 0,005 \cdot [18000 + 1500 + 550] + 31 \cdot 250 \cdot 10^{-3}) \cdot 2 = 20,3 \text{ т/добу}$$

де 24 – враховує кількість годин на добу; $\alpha = 0,005-0,01$ – коефіцієнт продукції ДК [4]; $w = 240 \dots 300$ – норма води на 1 члена екіпажу на добу, кг/добу; n_e – кількість постійно перебуваючих на судні членів екіпажу включає ремонтну бригаду, чол.; 2 – враховує необхідність поповнення добових витрат води при 12 годинному режимі роботи ОУ [8].

Як опріснювачі морської води на судах широко використовуються водоопріснювальні установки випарного типу. На даному судні знайшла своє застосування вакуумна водоопріснювальна утилізаційна установка Aalborg AQUA Blue freshwater C125 [9], що має продуктивність 25 т/добу, в якій використовується теплота системи охолодження головного двигуна.

2.2. Розробка структурної схеми енергетичної установки

Структурна схема енергетичної установки представлена на рис. 2.1

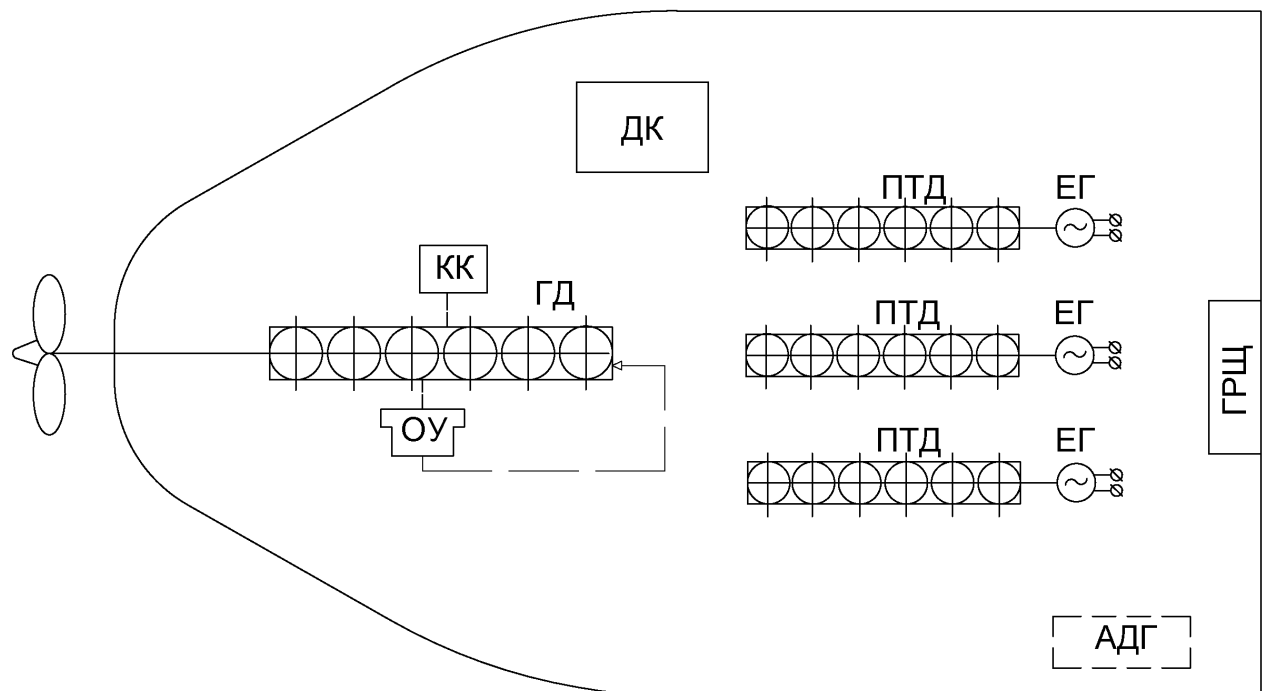


Рис. 2.1 Структурно-функціональна схема суднової енергетичної установки

ГД- головний двигун, ОУ – опріснювальна установка, КК – комбінований котел, ПТД – первинний тепловий двигун, ЕГ – електрогенератор, ДК – допоміжний котел, АДГ – аварійний дизель-генератор, ГРЩ – головний розподільний щит.

2.3. Режими роботи судна та суднової енергетичної установки

Режими роботи суднової енергетичної установки наведені в табл. 2.5

Таблиця 2.1 Режими роботи елементів СЕУ

Оснащення (кількість)	Ходовий режим з вантажем	Стоянка з ван- тажними опе- раціями	Стоянка без вантажних операцій	Аварійний
ГД (1)	+	--	--	--
ОУ (1)	+	--	--	--
КК (1)	+(УК)	--	+(ДК)	--
ДГ (3)	+(1)	+(2)	+(1)	--
ДК (1)	+	+	--	--
АДГ	--	--	--	+

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

2.4.1 Розрахуємо потоки теплоти в головному двигуні

Розрахуємо потоки теплоти в головному двигуні:

Теплота, яка виділилася при спалюванні палива, кВт

$$Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ГД}} = g_e N_e Q_i^r = 0,169 \cdot 7240 \cdot 42700/3600 = 14512 \text{ кВт};$$

$$G_{\text{ПАЛ}}^{\text{ЕД}} = g_e N_e = 0,169 \cdot 7240/3600 = 0,3399 \text{ кг/с}.$$

Теплота, яка втрачається з відпрацьованими газами:

$$\begin{aligned} Q_{\text{Г}}^{\text{ГД}} &= G_{\text{Г}} c_{\text{РГ}} T_{\text{Г}} - G_{\text{ПОВ}} c_{\text{РПОВ}} T_{\text{ПОВ}} = \\ &= 12,73 \cdot 1,13 \cdot 483 - 12,39 \cdot 1,01 \cdot 310 = 3068 \text{ кВт} \end{aligned}$$

де $G_{\text{Г}}$, $G_{\text{ПОВ}}$ – кількість відпрацьованих газів і повітря двигуна.

$$G_{\text{ПОВ}} = \alpha_{\Sigma} L_0 g_e N_e = 2,55 \cdot 14,3 \cdot 0,169 \cdot 7240/3600 = 12,39 \text{ кг/с};$$

$$\begin{aligned} G_{\text{Г}} &= G_{\text{ПОВ}} + G_{\text{ПАЛ}} = g_e N_e (1 + \alpha_{\Sigma} L_0) = \\ &= 0,171 \cdot 8400 (1 + 2,55 \cdot 14,3)/3600 = 12,73 \text{ кг/с}. \end{aligned}$$

Теплота, яка відбирається від наддувного повітря:

$$Q_{\text{Н.ПОВ.}}^{\text{ГД}} = G_{\text{ПОВ}} c_{\text{РПОВ}} (T_{\text{К}} - T_{\text{ПОВ}}) = 12,39 \cdot 1,01 (488 - 310) = 2227 \text{ кВт}$$

де $T_{\text{К}}$ – температура повітря після наддувочного компресора.

$$\begin{aligned} T_{\text{К}} &= T_{\text{ПОВ}} + \Delta T = T_{\text{ПОВ}} \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{\text{К}}} \right] = \\ &= 310 \left[1 + (4,062^{0,286} - 1) \frac{1}{0,80} \right] = 488 \text{ К}; \end{aligned}$$

Втрати теплоти від розсіювання в навколишнє середовище є залишковим членом балансу і складають 1,5...2,0 % від:

$$Q_{\text{ЗАЛ}}^{\text{ГД}} = 0,015 Q_{\text{ПАЛ}} = 0,015 \cdot 14512 = 217 \text{ кВт}.$$

Для визначення $Q_{\text{пр.в.}}$ і $Q_{\text{м}}$ у разі відсутності результатів теплотехнічних випробувань конкретного двигуна використовують статистичні дані, згідно яких втрати теплоти з прісною водою складають 8..14 %, з маслом – 3,5...7,0 % від кількості теплоти, яка виділиться при спалюванні палива в теплових двигунах. В даному випадку для МОД приймемо 8% втрат теплоти з прісною водою і 4,1% - з маслом. Тобто:

$$Q_{\text{пр.в.}} = 0,08 \cdot Q_{\text{ПАЛ}} = 0,08 \cdot 14512 = 1363 \text{ кВт};$$

$$Q_{\text{м}} = 0,041 \cdot Q_{\text{ПАЛ}} = 0,041 \cdot 14512 = 757 \text{ кВт}.$$

					КРБ.6.135.4211.06.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Зробимо перевірку рівняння теплового балансу для головного двигуна:

$$Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ГД}} = N_e + Q_{\text{Г}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{Н.ПОВ.}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{ПР.В.}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{М}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{ЗАЛ}}^{\text{ГД}},$$

$$14512 = 7240 + 3068 + 2227 + 1160 + 595 + 217$$

$$14512 = 14507$$

Нев'язка балансу складає 0,003 %, допустимий небаланс – 0,5 %.

2.4.2 Опріснювальна установка

З попередніх розрахунків визначено, що від прісної води системи охолодження ГД для отримання дистилату ОУ надходить $Q_{\text{пр.в.}} = 1160$ кВт. Перепад температур гарячої прісної води і заборотної води у випарнику прийнятий 20°C , забортна вода кипітиме при 60°C . За таблицями водяної пари визначаємо відповідний тиск цієї вторинної пари і далі ентальпії сухої насиченої пари та морської води, з якої утворюється дистилат:

$$i'' = 2609 \text{ кДж/кг}; i_{3.в.} = 251,1 \text{ кДж/кг}$$

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

$$Q_{\text{ОУ}} = D_{\text{ОУ}} (i'' - i_{3.в.}) = 25 \cdot 10^3 (2609 - 251,1) / 24 / 3600 = 546 \text{ кВт.}$$

$$\text{Отже, } \eta_{\text{в.т.}}^{\text{ОУ}} = \frac{Q_{\text{ОУ}}}{Q_{\text{ПР.В.}}^{\text{ГД}}} = \frac{546}{1160} = 0,47$$

2.4.3. Комбінований котел в режимі утилізації

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

$$Q_e^{\text{УК}} = G_r^{\text{ГД}} \cdot c_{p2} \cdot (T_e - T_{\text{ух}}^{\text{УК}}) = 12,73 \cdot 1,13 \cdot (483 - 453) = 432 \text{ кВт.}$$

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

$$Q_s^{\text{УК}} = D_s^{\text{УК}} (i'' - i_{\text{ж.в.}}) = 550 \cdot (2760,1 - 251,1) / 3600 = 383 \text{ кВт.}$$

Коефіцієнт використання тепла в УК:

$$\eta_{\text{УК}} = \frac{Q_s^{\text{УК}}}{Q_r^{\text{УК}}} = \frac{383}{432} = 0,89.$$

					КРБ.6.135.4211.06.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

2.4.4. Комбінований котел в режимі спалювання палива.

Кількість теплоти, яка витрачена для одержання насиченої пари, кВт

$$Q_S^{DK} = D_S^{DK} \cdot (i'' - i_{пв}) = \frac{1500 \cdot (2760,1 - 251,1)}{3600} = 1045$$

Кількість теплоти, що виділилася при спалюванні палива у котлі

$$Q_{П}^{DK} = \frac{Q_S^{DK}}{\eta_{ИТ}^{DK}} = \frac{1045}{0,84} = 1244$$

2.4.5 Потоки теплоти в дизель-генераторі

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

Теплота, яка виділилася при спалюванні палива, кВт:

$$Q_{П\text{АЛ}}^{ДГ} = g_e N_e Q_i^r = 0,175 \cdot 1045 \cdot 42700/3600 = 2169 \text{ кВт};$$

$$G_{П\text{АЛ}}^{ГД} = g_e N_e = 0,175 \cdot 1045/3600 = 0,051 \text{ кг/с}.$$

Теплота, яка втрачається з відпрацьованими газами:

$$\begin{aligned} Q_{Г}^{ДГ} &= G_{Г} c_{pГ} T_{Г} - G_{п\text{ов}} c_{pп\text{ов}} T_{п\text{ов}} = \\ &= 1,8 \cdot 1,13 \cdot 553 - 1,75 \cdot 1,01 \cdot 310 = 576 \text{ кВт} \end{aligned}$$

де $G_{Г}$, $G_{п\text{ов}}$ – кількість відпрацьованих газів і повітря двигуна.

$$G_{п\text{ов}} = \alpha_{\Sigma} L_0 g_e N_e = 2,41 \cdot 14,3 \cdot 0,175 \cdot 1045/3600 = 1,75 \text{ кг/с};$$

$$\begin{aligned} G_{Г} &= G_{п\text{ов}} + G_{П\text{АЛ}} = g_e N_e (1 + \alpha_{\Sigma} L_0) = \\ &= 0,175 \cdot 1045 (1 + 2,41 \cdot 14,3)/3600 = 1,8 \text{ кг/с}. \end{aligned}$$

Теплота, яка відбирається від наддувочного повітря:

$$Q_{н.п\text{ов.}}^{ГД} = G_{п\text{ов}} c_{pп\text{ов}} (T_{К} - T_{п\text{ов}}) = 1,75 \cdot 1,01 \cdot (436 - 310) = 222 \text{ кВт}$$

де $T_{К}$ – температура повітря після наддувочного компресора:

$$\begin{aligned} T_{К} &= T_{п\text{ов}} + \Delta T = T_{п\text{ов}} \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{К}} \right] = \\ &= 310 \left[1 + (2,7^{0,286} - 1) \frac{1}{0,81} \right] = 436 \text{ К}; \end{aligned}$$

Втрати теплоти від розсіювання в навколишнє середовище є залишковим членом балансу і складають 1,5...2,0 % від:

$$Q_{ЗАЛ}^{ДГ} = 0,015 Q_{П\text{АЛ}}^{ДГ} = 0,015 \cdot 2169 = 32 \text{ кВт}.$$

					КРБ.6.135.4211.06.02.ПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У разі відсутності результатів теплотехнічних випробувань конкретного двигуна використовують статистичні дані, згідно яких втрати теплоти з прісною водою складають 8...14 %, з маслом – 3,5...7,0 % від кількості теплоти, яка виділиться при спалюванні палива в теплових двигунах. В даному випадку для ВОД приймемо 9 % втрат теплоти з прісною водою і 4,5 % - з маслом. Тобто:

$$Q_{\text{пр.в}} = 0,09 \cdot Q_{\text{ПАЛ}} = 0,09 \cdot 2169 = 195 \text{ кВт.}$$

$$Q_{\text{м}} = 0,045 \cdot Q_{\text{ПАЛ}} = 0,045 \cdot 2169 = 98 \text{ кВт.}$$

Зробимо перевірку рівняння теплового балансу для ДВС, який приводить електрогенератор (верхні індекси «ДГ» опущені):

$$Q_{\text{ПАЛ}} = N_e + Q_{\text{Г}} + Q_{\text{н.пов.}} + Q_{\text{пр.в.}} + Q_{\text{м}} + Q_{\text{зал}},$$

$$2169 = 1045 + 576 + 222 + 195 + 98 + 32$$

$$2169 = 2168$$

Нев'язка балансу складає 0,005%, допустимий небаланс –0.5 %.

Потужність електрогенератора

$$P_{\text{е}}^{\text{ДГ}} = N_e \cdot \eta_{\text{е}} = 1045 \cdot 0,96 = 1000 \text{ кВт.}$$

2.4.6. Допоміжний котел.

Кількість теплоти, яка витрачена для одержання насиченої пари, кВт

$$Q_{\text{S}}^{\text{ДК}} = D_{\text{S}}^{\text{ДК}} \cdot (i'' - i_{\text{пв}}) = \frac{18000 \cdot (2796 - 295,5)}{3600} = 12545$$

Кількість теплоти, що виділилася при спалюванні палива у котлі

$$Q_{\text{П}}^{\text{ДК}} = \frac{Q_{\text{S}}^{\text{ДК}}}{\eta_{\text{ит}}^{\text{ДК}}} = \frac{12545}{0,84} = 14935$$

2.4.7. Ходовий режим

З таблиці режимів роботи бачимо, що на ходовому режимі з вантажем працює ГД, ОУ, КК(УК), ДГ та ДК.

До рушія підводиться потужність $N_{\text{вп}}$ (втрати потужності в підшипниках валопровода складають 1%):

$$Q_{\text{вп}} = N \cdot (1 - \eta_{\text{вп}}) = 7240 \cdot 0,01 = 72 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{вп}} = N - Q_{\text{вп}} = 7240 - 72 = 7168 \text{ кВт.}$$

					КРБ.6.135.4211.06.02.ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Втрати енергії на рушієві Q_p визначаються величиною пропульсивного коефіцієнта: ($\eta_p = 0,70$)

$$Q_p = 0,3 \cdot 7168 = 2150 \text{ кВт.}$$

Потужність, яка перетвориться на упор, є тим самим корисним ефектом ПК, який має місце в результаті спалювання палива в головному двигуні:

$$N_R = N_{BP} - Q_p = 7168 - 2150 = 5018 \text{ кВт.}$$

Інакше можна записати:

$$N_R = N_e^{ГД} \eta_{BP} \eta = 7240 \cdot 0,99 \cdot 0,7 = 5018 \text{ кВт,}$$

де η_p , η_{BP} – коефіцієнти корисної дії передачі, валопроводу.

Втратами енергії у муфтах враховуються тільки при використанні муфт ковзання, для муфт усіх інших типів утратами енергії нехтуємо.

ККД пропульсивного комплексу визначимо формулою

$$\eta_e^{ПК} = \frac{N_R}{Q_{ПАЛ}^{ГД}} = \frac{5017}{14512} = 0,35$$

Використовуючи результати розрахунків потоків енергії в окремих елементах СЕУ, розроблюємо теплову діаграму розподілу теплової енергії, що виділилася при спалюванні його у названих вище елементах, під час роботи СЕУ на ходовому режимі.

Коефіцієнт використання теплоти в СЕУ на ходовому режимі:

$$\left(\eta_{B.T.}^{СЭУ} \right)_{Х.Р.} = \frac{N_R + Q_S^{VK} + Q_S^{VK} + P_{EG}^{ДГ} + Q_S^{ДК}}{Q_{ПАЛ}^{ГД} + Q_{ПАЛ}^{ДГ} + Q_{нал}^{ДК}} = \frac{5018 + 383 + 546 + 1000 + 12545}{14512 + 2169 + 14935} = 0,62$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на ходовому режимі:

$$\left(\eta_e^{СЭУ} \right)_{Х.Р.} = \frac{N_R + Q_S^{VK} + Q_S^{VK} + P_{EG}^{ДГ} + Q_S^{ДК}}{Q_{ПАЛ}^{ГД} + Q_{ПАЛ}^{ДГ} + Q_{нал}^{ДК}} = \frac{5018 + 1000}{14512 + 2169 + 14935} = 0,19$$

					КРБ.6.135.4211.06.02.ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4.8 Режим стоянки

На режимі стоянки з вантажними операціями працюють два дизель-генератори та один допоміжний котел.

Коефіцієнт використання теплоти в СЕУ:

$$(\eta_{KBT}^{CEY})_{CT.з. BO.} = \frac{2P_{EG}^{ДГ} + Q_S^{ДК}}{2Q_{ПАЛ}^{ДГ} + Q_{пал}^{ДК}} = \frac{2 \cdot 1000 + 12545}{2 \cdot 2169 + 14935} = 0,75$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ:

$$(\eta_e^{CEY})_{CT.з. BO.} = \frac{2P_{EG}^{ДГ} + Q_S^{ДК}}{2Q_{ПАЛ}^{ДГ} + Q_{пал}^{ДК}} = \frac{2 \cdot 1000}{2 \cdot 2169 + 14935} = 0,10$$

Висновок.

В розділі були отримані розрахунковим шляхом додаткових невизначених моментів для вирішення комплексної задачі :

- діаметри валів: гребний – $d_{гр} = 460$ мм; проміжний – $d_{пр} = 550$ мм;
- продуктивність опріснювальної установки 20-25 т/добу;
- ефективність СЕУ за рахунок ККД/ КВТ: ходовий режим – 0,19/0,62 та стоянковий з вантажними операціями 0,1/0,75.

.

					КРБ.6.135.4211.06.02.ПЗ	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ								
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата									
Студент		Разгулін Д.А.			Визначення параметрів суднового двигуна MAN B&W 6G50ME-C9.5			Літ.		Арк.	Аркушів		
Керівник		Кісстов Ю.В.								23	12		
								НУК ім. адм. Макарова					

РОЗДІЛ 3 Визначення параметрів суднового двигуна MAN B&W 6G50ME-C9.6

3.1 Загальний устрій та характеристики двигуна

Це головний двигун виготовлено фірмою Hyundai-B&W за ліцензією MAN B&W. Ці двигуни мають наступні особливості – систему упорскування про що свідчать ME та GI у марці двигуна. Робота на двох видах палива вимагає упорскування першого пілотного палива (для початку згоряння), а потім друге паливо чи паливний газ у камеру для згоряння. Для упорскування паливного газу та пілотного палива використовуються різні типи клапанів. Основні підсистеми, необхідні як для роботи на рідкому паливі, так і для роботи на двох видах палива: компоненти паливного газу у двигуні; мазут (пілотний мазут, що подається з існуючої системи рідкого палива ME); контрольна олія для спрацьовування клапанів упорскування газу (GIV - gas injection valves); ущільнювальна олія для відділення газу та контролю олії. [4].

Двотактний, простої дії, кривошипний з надувом при постійному тиску і прямоточно-щілинним продуванням

Сама марка може розповісти про дуже важливі особливості цього двигуна: перша цифра 6 вказує кількість циліндрів; G – «Green» ультра довгоходовий; наступна цифра нам надає значення діаметру поршня (D) – 50см; ME – вказує на використання програми електронного контролю за впорскуванням пального; C – вказує на компактну модель двигуна особливо по довжині; 9 чи 9.6 – це номер модифікації; хід поршня (S) – 2500 мм, тоді відношення $S/D = 3,432$. Потужність у точці L_1 8600 кВт при 92 об/хв. Може працювати на дуже різних паливах – Gas, LFO (light fuel oil) – продукти із вмістом сірки вище 0,10%, але відповідні межі вмісту сірки 0,50%, ULSFO (ultra low sulfur fuel oil) – продукт із максимальним вмістом сірки 0,10%; MGO (marine gas oil) – газоль або MDO (marine diesel oil) [4]. Максимальний тиск: 210 бар.

Витрати пального враховують склад палив на нижні теплоти згорання. Так при використанні рідкого пального обирають нижню теплоту згорання – 42700 кДж/кг що відповідає дизельному пальному при питомій витраті пального 0,169

					КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

гр/кВт·год але без використання селективно-каталітичних фільтрів. При їх наявності витрата зазвичай збільшується на 2-3 гр/кВт·год..

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

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

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

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

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

					КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

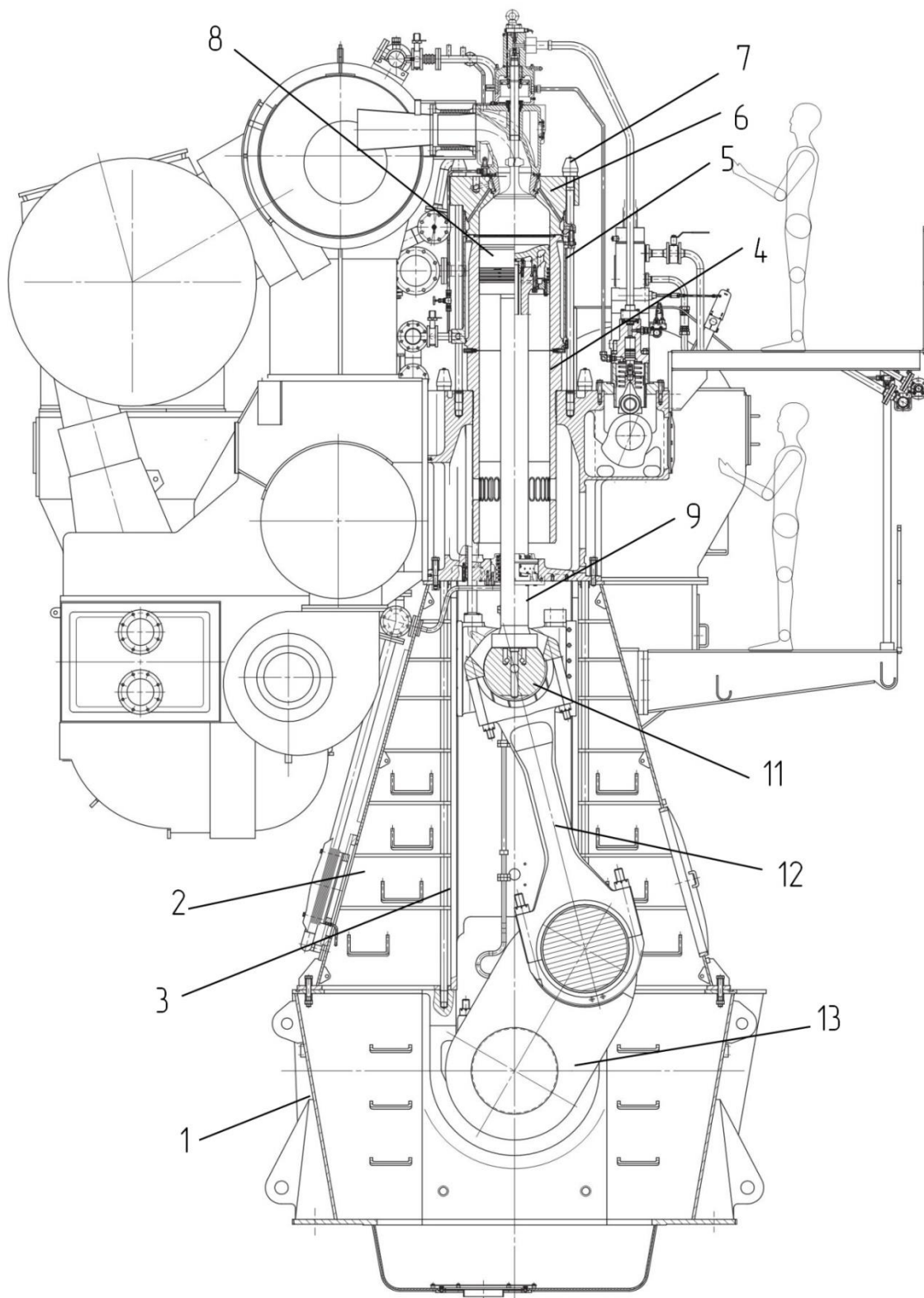


Рис.3.1 двигун MAN B&W 6G50ME-C9.5

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

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ

Арк.

26

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

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

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

3.2 Системи головного двигуна

Судновий двигун MAN B&W 6G50ME-C9.6 має загальноприйняту систему пуску, що включає головний пусковий клапан, пускові клапани циліндрів і золотникового розподільника повітря. При реверсі двигуна реверсують лише розподільник повітря і штовхальники ПНВТ. [4]

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

Системи циркуляційного мастила колінчастого валу і розподільного валу розділені. Насоси мастила колінчастого валу (дві одиниці) - відцентрового типу, з електроприводом. Мастило подається до двигуна по двох трубах: від нижньої труби - на мастило рамових і упорних підшипників і на відсік приводів, від верхньої - до телескопів на мастило головних, крейцкопфів і мотильових підшипників і на охолодження поршнів. Мастило підшипників розподільного валу і

					КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

живлення гідравлічної системи відкриття вихлопних клапанів забезпечується автономною системою з двома гвинтовими насосами з електроприводом.

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

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

3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна [11]

Початкові дані для розрахунку наведені в додатку 4

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К:

$$T_k = T_0 \left(1 + \frac{\frac{P_k^{0,286}}{P_0} - 1}{\eta_{ад}} \right) = 443,673$$

Температура повітря перед двигуном, К:

$$T_s = T_k - \eta_o(T_k - T_0) = 308,067$$

Температура заряду в кінці процесу наповнення, К:

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = 325,556$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа:

$$P_s = P_k - \Delta P_{охол} = 0,378$$

Тиск заряду в кінці процесу наповнення, МПа:

$$P_a = 0,97 \cdot P_s = 0,368$$

Коефіцієнт наповнення:

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_s}{P_a} \frac{T_s}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r} (1 - \varphi_n) = 0,887$$

					КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок процесу стискування

Середній показник політропи стискування:

$$n_1 = \frac{8,314}{a_{v_c} + b_c N (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})} + 1 = 1,365$$

Тиск в кінці стискування, МПа:

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1} = 14,814$$

Температура в кінці процесу стискання, К:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1} = 874,57$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг:

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = 1,286$$

Хімічний коефіцієнт молярної зміни:

$$\beta_0 = 1 + \frac{8H + O}{32L} = 1,0246$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = 1,0241$$

Частина палива, що згоріла у точці z:

$$x_z = \xi_z / \xi_b = 0,959$$

Коефіцієнт молекулярної зміни у точці z:

$$\beta_z = 1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} x_z = 1,023$$

Максимальна температура згоряння, К:

$$T_z = \frac{\frac{\xi_z Q_H}{\alpha L_0} + [C'_v + 8,314\lambda + \gamma_r (C''_v + 8,314)] T_c}{\beta_z (1 + \gamma_r) C_{pz} T_z} = 1703$$

Максимальний тиск згоряння, МПа:

$$P_z = \lambda \cdot P_c = 16,592$$

					КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення:

$$\rho = \frac{\beta_z T_z}{\lambda T_c} = 1,779$$

Ступінь подальшого розширення:

$$\delta = \varepsilon / \rho = 8,434$$

Середній показник політропи розширення:

$$n_2 = 1 + \frac{8,314 \left(\frac{\beta_z}{\beta} T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H(\xi_b - \xi_z)}{L(1 + \gamma_r)\beta} + \frac{\beta_z}{\beta} (a_{v_z} + b_z T_z) T_z - (a_{v_b} + b_b T_b) T_b} = 1,287$$

Температура в кінці процесу розширення, К:

$$T_b = T_z \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} = 924,143$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа:

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = 1,068$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа:

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] = 2,465$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа:

$$P_i = P'_i \zeta (1 - \varphi_{\Pi}) = 2,245$$

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

$$b_i = 433 \frac{P_z \eta_H}{\alpha L_0 T_z P_i} = 0,172$$

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H} = 0,516$$

					КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа:

$$P_e = P_i \cdot \eta_m = 2,155$$

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

$$b_e = b_i / \eta_k = 0,1699$$

Ефективний ККД двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = 0,4949$$

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e = 13,1 D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i = 7267$$

Порівняння заданої та отриманої ефективної потужності двигуна, %

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \cdot 100\% = 0,37$$

Похибка не перевищує допустимі 0,5 %.

Визначення дійсного π_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_n \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a = 127,514$$

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

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + g_e \cdot \frac{N_e}{3600} = 130,773$$

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_t = 0,94 \cdot P_k = 0,339$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_t}{P_b} \right)^{\frac{n2-1}{n2}} = 715,563$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12}\right) + \left(\frac{H}{2}\right) + [0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0,79 \cdot \alpha \cdot L_0) = 1,319$$

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

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461,6} + \frac{0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259,8} + \frac{0,79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296,8}} = 287,522$$

Показник адіабаты розширення газу у турбіні:

$$k_t = \frac{(a_{gb} + b_b \cdot T_t) + 8,314}{a_{gb} + b_b + T_t} = 1,381$$

Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\pi_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,9 \cdot P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_b}{k_b - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{t.ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 4,062$$

Дійсний тиск наддуву, МПа

$$P_{kd} = \pi_k \cdot P_0 = 0,4115$$

Порівняння заданого та отриманого тиску наддуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} = 6,923$$

Похибка не перевищує допустимі 0,5%.

3.4. Побудова індикаторної діаграми

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

					КРБ.6.135.4211.06.03.ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

Дані для розрахунку та побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,365
Показник політропи розширення n_2	1,287
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	14,814
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	16,592
Ступінь попереднього розширення ρ	1,779
Ступінь стиснення ε	15

Таблиця 3.1 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$	V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	16,59		8,37	0,81	2,26
1,00	14,81	16,59	9,03	0,73	2,05
1,74	6,96	16,59	9,69	0,67	1,87
2,40	4,48	11,29	10,36	0,61	1,72
3,06	3,22	8,26	11,02	0,56	1,59
3,72	2,47	6,42	11,68	0,52	1,47
4,39	1,97	5,19	12,35	0,48	1,37
5,05	1,62	4,33	13,01	0,45	1,28
5,71	1,37	3,70	13,67	0,42	1,20
6,38	1,18	3,21	14,34	0,39	1,13
7,04	1,03	2,83	15,00	0,37	1,07
7,70	0,91	2,52	15,00		0,37

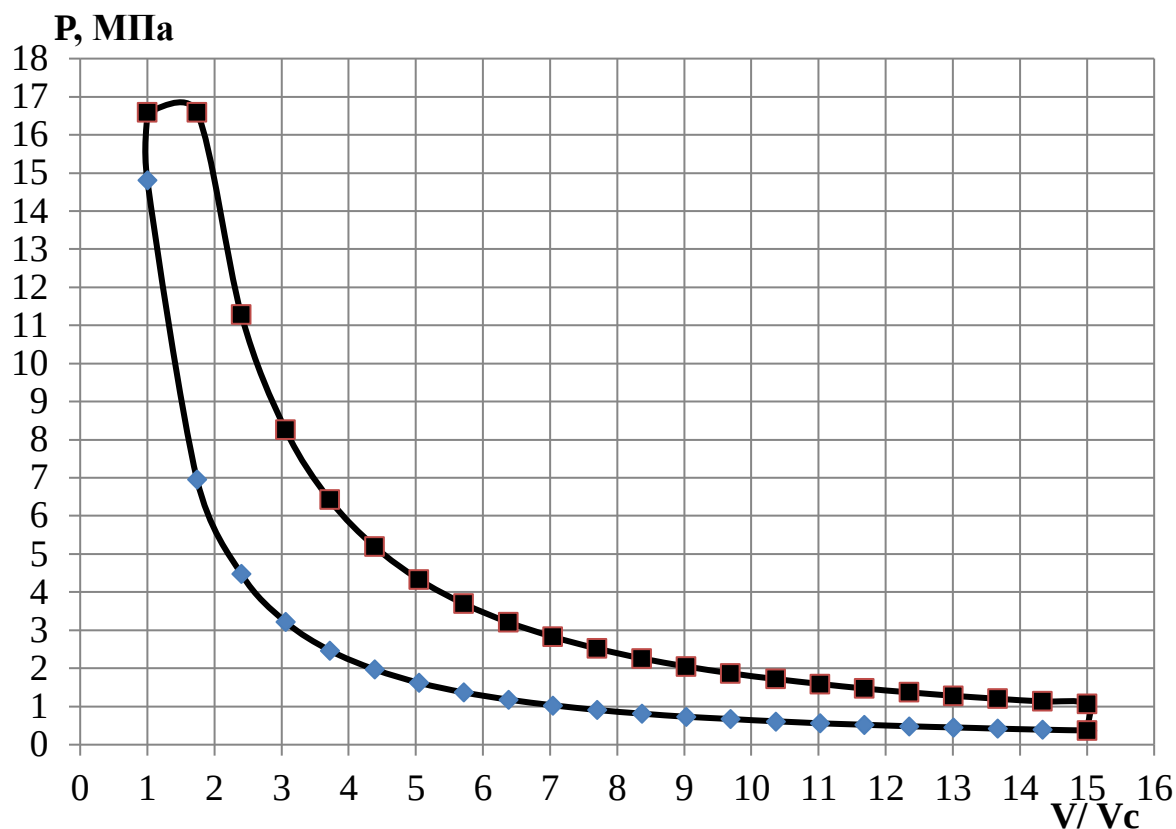


Рис. 3.2. Індикаторна діаграма

Висновок: Як один з недостатньо визначених елементів пропульсивної установки, потужність якого спрямовано на отримання букирувальної потужності на гвинт, досліджені процеси та побудовано індикаторну діаграму які підтвердили, що двигун потужний але можливо поліпшити викиди SO_x або NO_x за рахунок встановлення скрубера чи селективно каталітичного фільтру. Для зниження NO_x доцільне ще рециркуляція газів.

					КРБ.6.135.4211.06.04.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розрахунок характеристик суднового допоміжного котла Aalborg OL		
Студент		Разгулін Д.А.					
Керівник		Кісстов Ю.В.					
					Літ.	Арк.	Аркушів
						35	18
					НУК ім. адм. Макарова		

РОЗДІЛ 4.Розрахунок характеристик суднового допоміжного котла

4.1 Загальний устрій котла

Ольборг OL (попередня назва MISSION™ OL) – допоміжний водотрубний вертикально-циліндричний двоколекторний паровий котел зі стельовим розміщенням топкового пристрою, природною циркуляцією та розвиненим конвективним паротвірним пучком (КПП).

Паропроодуктивність котлів становить 12,5...55 т/год. Робочий тиск насиченої пари 0,7 МПа при паропроодуктивності до 20 т/год та 1,8 МПа при більшій паропроодуктивності. Коефіцієнт корисної дії котлів 83...85 %. Котли призначені для вироблення пари у складі суднових допоміжних котельних установок танкерів та можуть працювати як генератори інертних газів. Характеристики котлів наведені у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1. Характеристики котлів типу Ольборг OL

Паропродук- тивність	Тиск пари	Діаметр	Висота	Маса котла без води	Маса котла з водою
т/год	МПа	мм	мм	т	т
12,5	0,7	2670	6310	16,4	23,3
16,0	0,7	3070	6310	20,5	29,6
20,0	0,7/1,8	3220	6460	24,5/28,5	35,5/39,2
25,0	1,8	3320	7310	30,3	41,5
30,0	1,8	3570	7510	35,1	48,2
35,0	1,8	3870	7360	40,4	55,8
40,0	1,8	3870	7760	42,6	58,4
45,0	1,8	4270	7710	49,3	68,6
55,0	1,8	4520	7760	56,6	78,5

Примітка. Діаметр котла вказано разом з тепловою ізоляцією.

4.2 Вибір конструювальної схеми котла

Конструктивна схема котла показана на рис. 4.1.

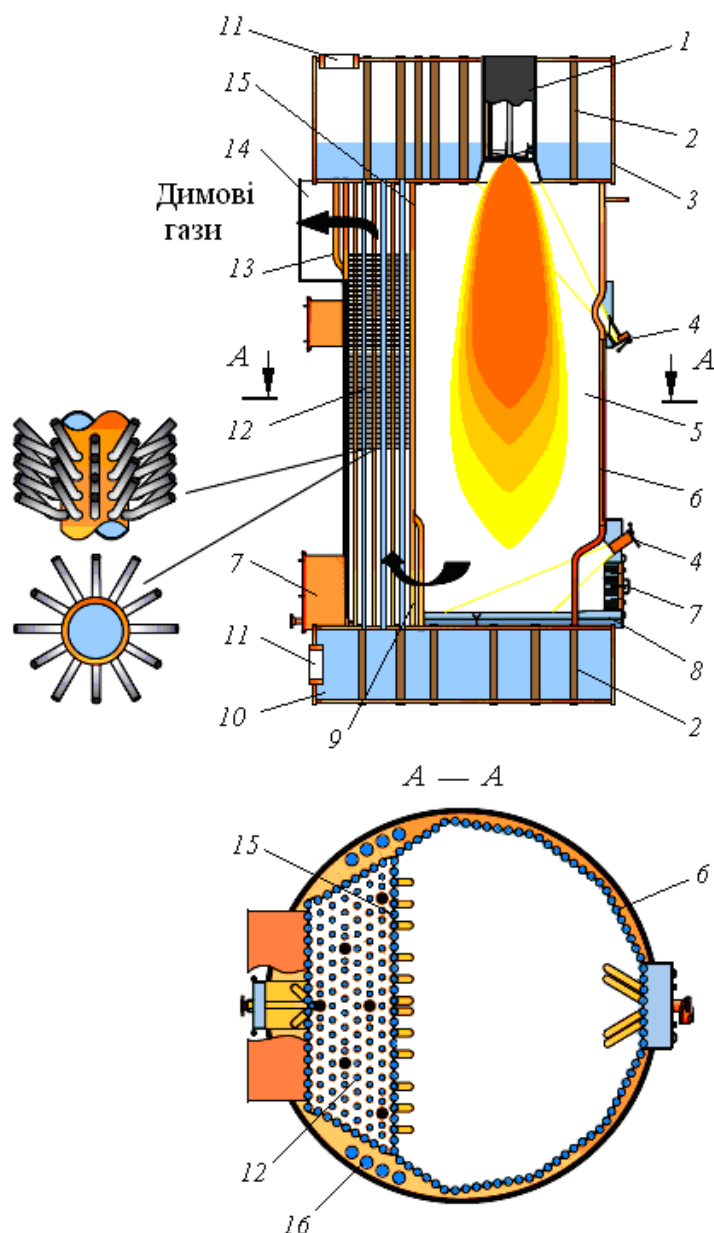


Рис. 4.1. Котел Ольборг OL (без арматури та теплової ізоляції)

Котел має тільки паротвірні поверхні нагріву – топкові екрани, КПП, нижній та верхній фестони. Огороджуючі стіни котла утворені вертикальними мембранними панелями 6, розміщеними за сторонами неправильного багатокутника, вписаного в циліндричний кожух. Мембранний екран 15 відділяє топку 5 від КПП 12. Топка майже повністю екранована. Тільки під топки має футеровку 8 вогнетривкою цеглою, що захищає водяний колектор від випромінювання факела. Труби панелей та КПП приєднані до водяного 10 та парового 3 колекторів циліндричної форми, утворюючи з ними та опускними

трубами 16 великого діаметра контур природної циркуляції. Опускні труби розміщені за межами стін котла.

Для виходу димових газів з топки труби екрана 15 в нижній частині розведені у дворядний фестон 9. Вихід димових газів з КПП до димової коробки 14 здійснюється через верхній дворядний фестон 13. Для обслуговування топки та КПП котел обладнаний оглядовими пристроями 4 та вікнами з кришками 7. Труби КПП розміщені за вершинами рівнобічного трикутника. Омивання труб – поздовжнє. Для інтенсифікації теплообміну у пучку застосоване штиркове оребрення труб (можливе застосування і гладких труб). Труби пучка прямі, що спрощує їх виготовлення.

Використання мембранних панелей виключає необхідність додаткового газощільного кожуха. Ззовні панелі вкриті шаром теплової ізоляції, для захисту якої передбачається легкий кожух. Пароводяний та водяний колектори також вкриті тепловою ізоляцією та обладнані лазами 11 для обслуговування. Котел спирається на нижній водяний колектор. Якісна сепарація пари у паровому колекторі забезпечується за рахунок його великих розмірів – значної висоти парового простору біля 800 мм та низького парового навантаження дзеркала випаровування. Плоскі днища колекторів підкріплені зв'язками 2.

Стельове розміщення топкових пристроїв 1, форма та великі розміри топкової камери забезпечують якісне протікання процесу згоряння палива при значенні коефіцієнта надлишку повітря не більше 1,15. Котли обладнують паромеханічними форсунками типу Ольборг KBSD для спалювання дизельного та важкого палива, які спеціально розроблені для стельового розміщення у топці. Кількість форсунок – одна. Для контролю й регулювання процесів, що відбуваються у пароводяному тракті, котел обладнують арматурою: стопорним, запобіжним та живильним клапанами та ін.

4.3 Розрахунок процесу горіння

Вихідні дані:

Завдання на проектування					
№	Величина	Позначення	Одиниця виміру	Формула або джерело	Величина
1	Паропроductивність котла	$D_{н.п}$	кг/с	задано	5,00 (18,0 т/год)
2	Тиск насиченої пари	P_s	МПа	задано	0,7
3	Температура насиченої пари	t_s	°C	табл. «Властивості води на лінві насичення»	207,4
4	ККД котла	η	%	задано	84
5	Температура живильної води	$t_{п.в}$	°C	задано	60
6	Температура повітря на вході до топки	$t_{х.в}$	°C	задано	30
7	Коефіцієнт надлишку повітря	α	-	приймаємо	1,15
8	Кількість форсунок	$N_{форс}$	шт.	задано	1
9	Марка палива		-	задано	M40C
10	Нижча теплота згоряння палива	$Q_{н.р.}$	кДж/кг	табл. «Характеристики палива»	$39,4 \times 10^3$
11	Витрата розпилуючої пари на форсунку	$G_{ф}$	кг/кг	приймаємо	0,0
12	Ступінь сухості пари на виході з пароводяного колектора	x		приймаємо	0,99

					КРБ.6.135.4211.06.04.ПЗ	Лист
						39
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

13	Вологовміст атмосферного повітря	d	кг/кг	приймаємо	0,01
----	----------------------------------	---	-------	-----------	------

Розрахунок кількості повітря та продуктів згоряння

1	Склад палива на робочу масу	C_p	%	табл. «Характеристики палива»	84,64
		H_p	%		10,57
		S_p	%		1,96
		O_p	%		0,68
		A_p	%		0,12
		W_p	%		2,0
2	Теоретична кількість сухого повітря	V_o	м ³ /кг	$V_o = 0,0889 \cdot (C_p + 0,375 \cdot S_p) + 0,267 \cdot H_p - 0,0333 \cdot O_p$	10,39
3	Об'єм триатомних газів	V_{RO2}	м ³ /кг	$V_{RO2} = 0,0187 \cdot (C_p + 0,375 \cdot S_p)$	1,596
4	Теоретичний об'єм водяної пари	V_{OH_2O}	м ³ /кг	$0,111 \cdot H_p + 0,0124 \cdot W_p + 1,6 \cdot d \cdot V_o + 1,24 \cdot G_\phi$	1,364
5	Теоретичний об'єм водяної пари при $\alpha = 1$	V_{H_2O}	м ³ /кг	$0,111 \cdot H_p + 0,0124 \cdot W_p + 1,6 \cdot d \cdot \alpha \cdot V_o + 1,24 \cdot G_\phi$	1,389
6	Теоретичний об'єм азоту при $\alpha = 1$	V_{o,N_2}	м ³ /кг	$0,79 \cdot V_o$	8,21
7	Дійсний об'єм продуктів згоряння	V_Γ	м ³ /кг	$V_{RO2} + V_{o,N_2} + V_{o,H_2O} + (1 + 1,6 \cdot d) \cdot (\alpha - 1) \cdot V_o$	12,75
10	Об'ємні частки триатомних газів:	Γ_{RO2}	-	$\frac{V_{RO2}}{V_\Gamma}$	0,125
11	Об'ємні частка водяної пари	Γ_{H_2O}	-	$\frac{V_{H_2O}}{V_\Gamma}$	0,109
12	Об'ємна частка суми триатомних газів	Γ_Π	-	$\Gamma_{RO2} + \Gamma_{H_2O}$	0,234

Результати розрахунків наведено у таблиці 4.2.

I-t діаграму продуктів згоряння дивись на рис.4.2

Таблиця 4.2. Розрахунок для побудови I-t діаграми

					КРБ.6.135.4211.06.04.ПЗ	Лист
						40
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

$t, ^\circ\text{C}$	V_{RO_2}		$V_{\text{N}_2}^0$		$V_{\text{H}_2\text{O}}^0$		$I_{\text{пов}}^0$	$I_{\text{г}}^0$	$I_{\text{г}}$
	c_{RO_2}	$V_{\text{RO}_2} c_{\text{RO}_2}$	c_{N_2}	$V_{\text{N}_2}^0 c_{\text{N}_2}$	$c_{\text{H}_2\text{O}}$	$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 c_{\text{H}_2\text{O}}$			
200	1,787	2,854	1,3	10,657	1,52	2,157	2794	3286	3702
400	1,93	3,08	1,31	10,79	1,56	2,22	5680	6742	7594
600	2,04	3,26	1,34	10,99	1,62	2,28	8685	10388	11690
1000	2,2	3,52	1,4	11,4	1,72	2,44	15102	18527	20507
1400	2,31	3,69	1,44	11,76	1,83	2,59	22317	26507	29854
1800	2,39	3,82	1,47	12,04	1,92	2,72	28694	35029	39333
2200	2,45	3,91	1,5	12,26	2,0	2,83	35762	43867	49231

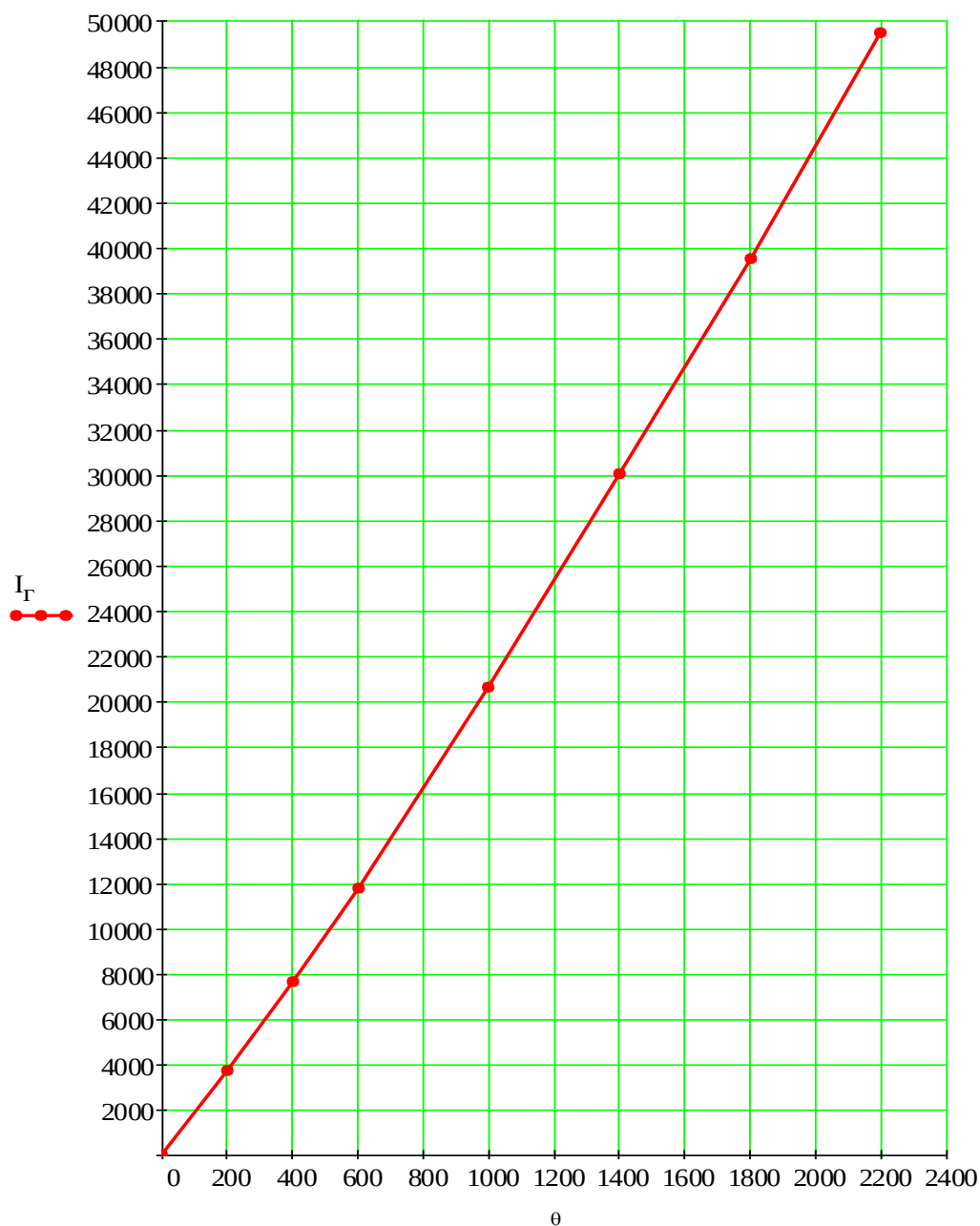


Рис.4.2 I - t діаграма продуктів згоряння

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

КРБ.6.135.4211.06.04.ПЗ

Лист

41

4.4 Тепловий баланс котла

Складання попереднього теплового балансу котла

1	Температура підігріву палива	$t_{т.л}$	°C	приймаємо	100
2	Теплоємності при температурі повітря на вході в топку: сухого повітря: водяної пари:	$C_{с.пов}$ C_{H_2O}	кДж/м ³	[12]	1,3 1,5,
3	Теплоємність палива	$C_{пал}$	кДж/м ³ К	$C_{пал} = 1,74 + 0,0025t_{т.л} =$	1,99
4	Ентальпії: холодного повітря розпилюючої пари фізична теплота палива насиченої пари живильної води	$I_{х.пов}$ $i_{ф}$ $i_{пал}$ $i_{н.п}$ $i_{ж.в}$	кДж/кг	$j_{х.п} = \alpha V^0 (C_{с.в} + 1,6dC_{H_2O}) t_{х.в}$ [12] $C_{пал} \times t_{т.л}$ табл. «Властивості води і водяної пари» табл. «Властивості води і водяної пари»	474,5 2777 199 2796 295,5
5	Теплота, що вноситься розпилюючим паром:	$Q_{ф}$	кДж/кг	$G_{ф}(i_{ф} - 2500)$	0
6	Наявна теплота	$Q_{р.р}$	кДж/кг	$Q_H^p + i_{пал} + Q_{ф}$	39599
7	Відносні втрати тепла: від хімічної неповноти згоряння: від зовнішнього охолодження: з відхідними газами:	q_3 q_5 q_2	кДж/кг	приймаємо приймаємо $q_2 = 1 - (\eta + q_3 + q_5)$	0,005 1,049 14,45
8	Теплові втрати з відхідними газами	Q_2	кДж/кг	$\left(\frac{q_2}{100}\right) Q_p^p$	5722
9	Ентальпія відхідних газів:	$I_{відх}$	кДж/кг	$Q_2 + I_{х.пов}$	6197
10	Температура відхідних газів:	$t_{відх}$	°C	апроксимуємо	343,1
11	Розрахункова витрата палива	$B_{розр}$	кг/с	$\frac{D_{н.п}(i_{н.п} - i_{ж.в})}{Q_{р.р}\left(\frac{\eta}{100}\right)}$	0,518
12	Коефіцієнт збереження теплоти	ϕ		$1 - \frac{q_s}{\eta + q_5}$	0,988

					КРБ.6.135.4211.06.04.ПЗ	Лист
						42
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

4.5 Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь

Дані для розрахунку теплообміну в топці та побудови компоновального ескізу

1	Теплонапруга топкового простору	$q_{\text{топки.квт}}$	кВт/м ³	приймаємо	900
2	Об'єм топки	V_T	м ³	$\frac{B \cdot Q_{\text{на яв}}}{q_T}$	22,79
3	Розрахункова продуктивність однієї форсунки	$B_{\text{форс}}$	кг/с	$B = \frac{B}{N}$	0,518
	Площа горизонтального перерізу топки	$F_{\text{гор.т}}$	м ²	$\frac{V_T}{h_T}$	4,559
4	Діаметр кола, в який вписаний правильний шестикутник, за вершинами якого розміщені мембранні панелі топки	D_K	м	$\sqrt{\frac{F_{\text{гор.т}}}{2 \cdot \sin(\alpha_{\text{рад}}) \cdot \cos(\alpha_{\text{рад}})}}$, де $\alpha_{\text{град}} := 15^\circ$, $\alpha_{\text{рад}} := \frac{\alpha_{\text{град}} \cdot 2\pi}{360} = 0.2618$	3,0195
5	Швидкість повітря у отворі фурми на номінальному навантаженні	$\omega_{\text{пов.ф}}$	м/с	Приймаємо	35
6	Діаметр фурми	$d_{\text{ф}}$	м	$\sqrt{\frac{\alpha \cdot V_o \cdot B_{\text{фор}} \cdot (t_{\text{х.пов}} + 273)}{0.785 \cdot w_{\text{пов.фур}} \cdot 273}}$	0,5
7	Відстань від центру фурменного отвору до труб екранів	$l_{\text{фур}}$	м	$0.5 \cdot d_{\text{фур}} + 0.4$	0,65
8	Довжина труб нижнього фєстона	$l_{\text{н.фєс}}$	м	Приймаємо	0,9
9	Внутрішній діаметр пароводяного колектора приймається рівним діаметру кола котла	$d_{\text{п.к}}$	м	$d_{\text{п.к}} := d_K$	3,0195
10	Внутрішній діаметр водяного колектора	$d_{\text{в.к}}$	м	$d_{\text{в.к}} := d_{\text{п.к}} = 3.0195$	3,0195

	приймається рівним діаметру пароводяного колектора				
11	Площа дзеркала випаровування з урахуванням діаметра фурменного отвору	$f_{\text{дз.в}}$	м^2	$0.25 \cdot \pi \cdot (d_{\text{п.к}}^2 - d_{\text{фур}}^2)$	6,964
12	Парове навантаження дзеркала випаровування	$R_{\text{дз.в}}$		$\frac{D}{f_{\text{дз.в}}}$	0,997
13	Висота пароводяного колектора	$h_{\text{п.к}}$	м	Приймаємо	1,4
14	Висота водяного колектора	$h_{\text{в.к}}$	м	Приймаємо	0,7
15	Ширина мембранної панелі стін котла	$b_{\text{м.п.ст}}$	м	$d_{\text{к}} \cdot \sin(\alpha_{\text{рад}})$	0,7815
16	Ширина мембранної панелі центрального екрана	$b_{\text{м.п.ц}}$	м	$d_{\text{к}} \cdot \cos(\alpha_{\text{рад}})$	2,917
17	Повна площа поверхні стін топки	$F_{\text{ст.т}}$	м^2	$h_{\text{т}} \cdot (7 \cdot b_{\text{м.п.ст}} + b_{\text{м.п.ц.ек}}) + 2 \cdot F_{\text{гор.т}}$	51,05
18	Площа променесприймаль ної поверхні відкритих екранів	$H_{\text{пр.відкр}}$	м^2	$h_{\text{т}} \cdot (7 \cdot b_{\text{м.п.ст}} + b_{\text{м.п.ц.ек}}) + F_{\text{гор.т}} - \frac{\pi \cdot d_{\text{фур}}^2}{4}$	46,3
19	Площа променесприймаль ної поверхні закритих екранів	$H_{\text{пр.закр}}$	м^2	$H_{\text{пр.закр}} := F_{\text{гор.т}}$	4,559
20	Сумарна площа променесприймаль ної поверхні нагріву топки	$H_{\text{пр.т}}$	м^2	$H_{\text{пр.відкр}} + H_{\text{пр.закр}}$	50,86
21	Ступінь екранування топки	ψ		$\frac{H_{\text{пр.т}}}{F_{\text{ст.т}}}$	0,996

	на виході із топки				
6	Ентальпія газів на виході із топки	Γ_T	кДж/кг	$H_0 + H_1 \cdot \theta_{T.пр} + H_2 \cdot \theta_{T.пр}^2 + H_3 \cdot \theta_{T.пр}^3$	22917
7	Середня сумарна теплоємність газів	ΣV_c	кДж/кг К	$\frac{j_a - j_T}{t_a - t_T}$	22,8
8	Коефіцієнт ослаблення променів: сажистими частками: триатомними газами:	κ_c	1/МПа м	$0.3(2 - \alpha) \cdot \left[1.6 \cdot \left(\frac{T_{\delta}}{1000} \right) - 0.5 \right] \cdot \frac{C_{\delta}}{H_{\delta}}$	18,23
		κ		$\left[\left(\frac{2.47 + 5.06 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_i \cdot P_{\delta} \cdot S_{\delta}}} \right) - 1 \right] \cdot \left(1 - 0.37 \cdot \frac{T_{\delta}}{1000} \right) \cdot r_i$	1,71
9	Ступінь чорноти: триатомних газів:	a_T		$1 - e^{-K_T r_{пс}}$	0.24
	випромінюючого полум'я:	$a_{св}$		$1 - e^{-(K_T r_{п} + K_c) p s}$	0,947
10	Коефіцієнт усереднення (приймаємо) >1160кВт/м²: для проміжних значень по формулі:	m		$0.5 + 0.43 \cdot q_T \cdot 10^{-3}$	0,887
11	Ефективність ступеня чорноти факела:	a_{ϕ}		$m a_{св} + (1 - m) a_T$	0,867
12	Коефіцієнт забруднення екранних труб (приймаємо) :	ξ		приймаємо	0,
13	Коефіцієнт закриття екранів вогнетривкою цеглою	$\xi_{закр}$		приймаємо	0,1
14	Середній коефіцієнт теплової ефективності топки	ψ_e		$\frac{\zeta_{відкр} \cdot H_{пр.відкр} + \zeta_{закр} \cdot H_{пр.закр}}{F_{ст.т}}$	0,553
14	Ступінь чорноти топки:	a_T		$\frac{a_{\phi}}{a_{\phi} + \psi_e \cdot (1 - a_{\phi})}$	0,922
15	Критерій Больцмана:	Bo		$\frac{\phi \cdot B \cdot \Sigma V_c}{5.67 \cdot 10^{-11} \cdot \psi_e \cdot F_{ст.т} \cdot T_a^3}$	0,709

					КРБ.6.135.4211.06.04.ПЗ	Лист
						46
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

16	Температура газів на виході з топки	t_T	°C	$\theta T_a - 273$	1156
17	Розрахункова ентальпія газів на виході із топки:	I_T	кДж/кг	Апроксимуємо	22906
18	Теплова потужність променесприймаючої поверхні топки:	$Q_{\text{л}}$	кВт	$\varphi(j_a - j_T)B_{\text{розр}}$	8683
19	Похибка(не повинна перевищувати 10°C)		°C	$t'_T - t_T$	0,586
Розрахунок теплообміну в топці:					
1	Ентальпія газів при адіабатній температурі	I_a	кДж/кг	$Q_p^p(1 - q_3) + j_{\text{х.пов}}$	41805
2	Адiabатна температура газів	t_a	°C	з $I-T$ – діаграми	1895
3	Адiabатна температура газів:	T_a	К	$t_a + 273$	2168
4	Температура газів на виході із топки	t'_T	°C	приймаємо	1067
5	Температура газів на виході із топки	T'_T	К	$T'_T + 273$	1340
6	Тиск в топці	p_T	МПа	приймаємо	0,1
7	Ентальпія газів на виході із топки	I'_T	кДж/кг	з $I-T$ – діаграми	22141
8	Середня сумарна теплоємність газів	ΣV_c	кДж/кг К	$\frac{j_a - j_T}{t_a - t_T}$	23,737
9	Коефіцієнт ослаблення променів: сажистими частками: триатомними газами:	κ_c κ	1/МПа м	$0.3(2 - \alpha) \cdot \left[1.6 \cdot \left(\frac{T_{\delta}}{1000} \right) - 0.5 \right] \cdot \frac{C_{\delta}}{H_{\delta}}$ $\left[\left(\frac{2.47 + 5.06 \cdot \Gamma_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{\Gamma_{\text{I}} \cdot P_{\delta} \cdot S_{\delta}}} \right) - 1 \right] \cdot \left(1 - 0.37 \cdot \frac{T_{\delta}}{1000} \right) \cdot \Gamma_{\text{I}}$	16,76 2,245
10	Ступінь чорноти: триатомних газів:	a_{Γ}		$1 - e^{-K_{\Gamma} r_{\text{пп}} S}$	0,225
	випромінюючого полум'я:	$a_{\text{св}}$		$1 - e^{-(K_{\Gamma} r_{\text{п}} + K_c) p S}$	0,85
11	Ефективність ступеня чорноти факела:	$a_{\text{ф}}$		$m a_{\text{св}} + (1 - m) a_{\Gamma}$	0,749
КРБ.6.135.4211.06.04.ПЗ					Лист
					47
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	

13	Коефіцієнт забруднення екранних труб (приймаємо) :	ξ		приймаємо	0,6
14	Ступінь чорноти топки:	a_T		$\frac{a_\phi}{a_\phi + (1 - a_\phi)\psi\xi}$	0,86
15	Критерій Больцмана:	Bo		$\frac{\phi B \Sigma (V_c) i}{5,67 \times 10^{-11} \xi H_L T_a^3}$	0,498
16	Температура газів на виході з топки:	t_T	°C	$\frac{T_a}{0,445 \cdot \left(\frac{a_T}{Bo}\right)^{0,6} + 1} - 273$	1067
17	Розрахункова ентальпія газів на виході із топки:	I_T	кДж/кг	з $I-T$ – діаграми	22150
18	Теплова потужність променесприймаючої поверхні топки:	Q_L	кВт	$\phi(j_a - j_T)B_{розр}$	11964
19	Похибка(не повинна перевищувати 10°C)		°C	$t'_T - t_T$	0,387

Конструктивний розрахунок паротвірного пучка

Конструктивний розрахунок конвективного притопкового пучка:					
1	Зовнішній діаметр труб	d	м	приймаємо	0,038
2	Крок труб	$S_{тр}$	м	$1,3 \cdot d_{к.п}$	0,0494
3	Кількість труб, яку можна розмістити усередині кола, що оточує топку та пучок, за вершинами рівнобічного трикутника з прийнятим кроком	$Z_{тр.к}$	шт	$\text{ceil} \left[0,75 \cdot \left(\frac{d_k}{S_{тр}} \right)^2 \right]$	2803
4	Довжина більшої основи трапеції (рис. 3)	$l_{б.ос.тр}$	м	$2 \cdot 0,5 \cdot d_k \cdot \sin \left[\frac{2 \cdot \pi \cdot (90 - 15)}{360} \right]$	2,917
5	Довжина бокової сторони трапеції (рис. 3)	$l_{бтр}$	м	$2 \cdot 0,5 \cdot d_k \cdot \sin \left[\frac{2 \cdot \pi \cdot (\alpha_{Г.б} - 15)}{360} \right]$	1,31

6	Висота трапеції (рис. 3)	$h_{\text{тр}}$	м	$h_{\text{тр}} := l_{\text{б.тр}} \cdot \cos(\alpha_{\text{р.б}}) = 0.9034$, де $\alpha_{\text{р.б}} := 37^\circ$ рад, $\alpha_{\text{г.б}} := \frac{\alpha_{\text{р.б}} \cdot 2\pi}{360} = 0.6458$	0,903
7	Довжина меншої основи трапеції (рис. 3)	$l_{\text{м.ос.тр}}$	м	$l_{\text{б.ос.тр}} - 2 \cdot l_{\text{б.тр}} \cdot \sin(\alpha_{\text{р.б}})$	1,555
8	Відношення площі трапеції та кола	Z		$\frac{0.5 \cdot (l_{\text{б.ос.тр}} + l_{\text{м.ос.тр}}) \cdot h_{\text{тр}}}{(0.25 \cdot \pi \cdot d_{\text{к}}^2)}$	0,282
9	Кількість труб у пучку (кількість труб, яку можна розмістити усередині трапеції, рис. 3)	$z_{\text{к.п}}$	шт	$\text{ceil}(z_{\text{тр.к}} \cdot Z)$	791
10	Довжина труб пучка (приймається рівною висоті топки (ескіз топки, рис. 2)	$l_{\text{тр.к.п}}$	м	$l_{\text{тр.к.п}} := h_{\text{т}}$	5
11	Площа поверхні нагріву паротвірного пучка	$H_{\text{к.п}}$	м ²	$\pi \cdot d_{\text{к.п}} \cdot l_{\text{тр.к.п}} \cdot z_{\text{к.п}}$	472,15
12	Площа живого перерізу при поздовжньому омиванні	$F_{\text{г.к.п}}$	м ²	$0.5 \cdot (l_{\text{б.ос.тр}} + l_{\text{м.ос.тр}}) \cdot h_{\text{тр}} - z_{\text{к.п}} \cdot (0.25 \cdot \pi \cdot d_{\text{к.п}}^2)$	1,123
13	Температура газів перед пучком (див. розрахунок топки)	$t_{\text{п.к.п}}$	°C	$t_{\text{п.к.п}} = t_{\text{т}}$	1156
14	Температура газів за пучком (див. розрахунок теплового балансу)	$t_{\text{з.к.п}}$	°C	$t_{\text{з.к.п}} = t_{\text{від}}$	343,1
15	Середня температура газів у пучку	$t_{\text{к.п}}$	°C	$0,5(t_{\text{п.к.п}} + t_{\text{з.к.п}})$	749,8
16	Швидкість газів у пучку	$w_{\text{г.к.п}}$	м/с	$\frac{V_{\text{г}} \cdot B \cdot (t_{\text{к.п}} + 273)}{273 \cdot F_{\text{г.к.п}}}$	22,04
17	Для розрахунку				

					КРБ.6.135.4211.06.04.ПЗ	Лист
						49
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

	фізичних властивостей димових газів використаємо поліноми третього ступеня:				
18	Коефіцієнт теплопровідності газів	$\lambda_{\text{ГКП}}$	Вт/(м·К),	$\lambda_0 + \lambda_1 \cdot t_{\text{К.П}} + \lambda_2 \cdot t_{\text{К.П}}^2 + \lambda_3 \cdot t_{\text{К.П}}^3$	0,087
19	Коефіцієнт кінематичної в'язкості газів	$\nu_{\text{ГКП}}$	м ² /с	$\nu_0 + \nu_1 \cdot t_{\text{К.П}} + \nu_2 \cdot t_{\text{К.П}}^2 + \nu_3 \cdot t_{\text{К.П}}^3$	0,0001
20	Критерій Прандтля газів	$Pr_{\text{ГКП}}$		$Pr_0 + Pr_1 \cdot t_{\text{К.П}} + Pr_2 \cdot t_{\text{К.П}}^2 + Pr_3 \cdot t_{\text{К.П}}^3$	0,595
21	Еквівалентний діаметр каналу,	$d_{\text{екв}}$	м	$: \frac{2 \cdot \left[S_{\text{Тр}}^2 \cdot \sin(\alpha_{\text{р.Тр}}) - 0.25 \cdot (\pi \cdot d_{\text{К.П}}^2) \right]}{3 \cdot (S_{\text{Тр}} - d_{\text{К.П}}) + 0.5 \cdot \pi \cdot d_{\text{К.П}}}$	0,021
22	Поправка на температурний фактор	C_t		приймаємо	1
23	Поправка на ділянку теплової стабілізації	C_1		приймаємо	1
25	Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією, Вт/(м ² ·К):	$\alpha_{\text{ККП}}$	Вт/(м ² ·К)	$0.023 \frac{\lambda_{\text{Г.К.П}}}{d_{\text{екв}}} \left(w_{\text{Г.К.П}} \cdot \frac{d_{\text{екв}}}{\nu_{\text{Г.К.П}}} \right)^{0.8} Pr_{\text{Г.К.П}}^{0.4} C_t \cdot C_1$	58,805
26	Температура зовнішньої поверхні забруднюючого шару стінки труб	t_3 T_3	°С К	$t_s + 80$ $: t_3 + 273 :$	287,1 560,1
27	Ефективна товщина випромінюючого шару	$S_{\text{еф.КП}}$	м	$0.9 \cdot d_{\text{екв}}$	0,019
28	Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами	$K_{\text{Г.К.П}}$	1/(м·МПа)	$\left[\left(\frac{2.5 + 5.06 \cdot r_{\text{H2O}}}{\sqrt{0.1 \cdot r_{\text{П}} \cdot S_{\text{еф.КП}}}} \right) - 1.02 \right] \cdot \left(1 - 0.37 \cdot \frac{\theta_{\text{К.П}} + 273}{1000} \right) \cdot r_{\text{П}}$	21,03
29	Ступінь чорноти триатомних газів	$a_{\text{Г.К.П}}$		$1 - e^{-0.1 \cdot K_{\text{Г.К.П}} \cdot S_{\text{еф.КП}}}$	0,039

30	Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газів до стінки труб	$a_{в.к.п}$	Вт/(м ² ·К),	$5.67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{ст.к.п} + 1}{2} \cdot a_{г.к.п} \cdot (\theta_{к.п} + 273)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_{ст.к.п}}{\theta_{к.п} + 273} \right)^{3.6}}{1 - \frac{T_{ст.к.п}}{\theta_{к.п} + 273}}$	4,184
31	Коефіцієнт теплової ефективності пучка (за відсутністю даних приймається як для паротвірних поверхонь газотрубних котлів)	$\Psi_{кп}$		Приймаємо	0,7
32	Коефіцієнт теплопередачі,	$K_{к.п}$	Вт/(м ² ·К)	$\Psi_{кп} \cdot (\alpha_{к.к.п} + \alpha_{в.к.п})$	44,09
33	Температурний напір	$\Delta t_{к.п}$	°С	$\frac{t_{п.к.п} - t_{з.к.п}}{\ln \left(\frac{t_{п.к.п} - t_s}{t_{з.к.п} - t_s} \right)}$	418,6
34	Тепловий потік у конвективному паротвірному пучку з рівняння теплового балансу з газової сторони	$Q_{кпбг}$	кВт	$B \cdot \phi \cdot (H_T - H_{від})$	8549
35	Тепловий потік з рівняння теплового балансу з пароводяної сторони	$Q_{кпбп}$	кВт	$D \cdot (h_{в.п} - h_{ж.в}) - Q_{пр.т}$	8549
36	Тепловий потік у конвективному паротвірному пучку з рівняння теплопередачі,	$Q_{кпт}$	кВт	$k_{к.п} \cdot 10^{-3} \cdot H_{к.п} \cdot \Delta t_{к.п}$	8715
37	Розбіжність між тепловими потужностями з рівнянь теплового балансу і теплопередачі (не повинна перевищувати 2 %)	$\Delta Q_{к.п}$		$100 \cdot \frac{Q_{к.пт} - Q_{к.пбг}}{Q_{к.пт}}$	1,905

38	Нев'язка теплового балансу (не має перевищувати 0,5 % від наявної теплоти):	ΔQ	кДж %	$Q_{\text{наяв}} \cdot 0.01 \cdot \eta - \frac{Q_{\text{пр.т}} + Q_{\text{к.п.б.г}}}{B}$ $100 \cdot \frac{\Delta Q}{Q_{\text{наяв}}}$	0 0
----	---	------------	----------	--	--------

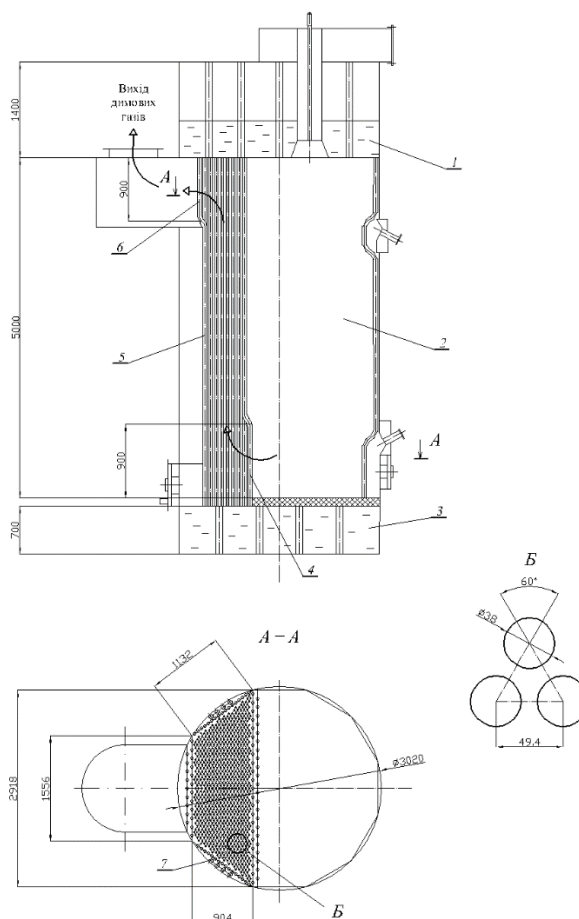


Рис.4.4. Компонувальний ескіз паротвірного пучка котла Ольборг OL:
1 – пароводяной колектор; 2 – топка; 3 – водяний колектор; 4 – нижній фестон; 5 – конвективний паро твірний пучок; 6 – верхній фестон; 7 – опускні труби

Висновок. При проектуванні допоміжного котла Ольборг OL вирішені наступні невизначені задачі:

- обрано компоувальну схему та розраховано процес горіння, тепловий баланс котла, а також виконано тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь
- результати: об'єм попки повинен бути не менш 22,79 м³, а площа теплообмінної поверхні для утворення пари – 472,15 м².

					КРБ.6.135.4211.06.05.ПЗ							
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Визначення характеристик загально суднової системи – підігрів вантажу					Літ.	Арк.	Аркушів
Студент		Разгулін Д.А.										
Керівник		Кісстов Ю.В.									53	15
										НУК ім. адм. Макарова		

Розділ 5. Визначення характеристик загальносуднової системи – підігріву вантажу

5.1 Розробка розгорнутої принципової схеми

Вимоги Регістру Судноплавства України, висунуті до системи підігріву вантажу представлені в частині VIII «Системи і трубопроводи», розділ 20 «Системи з органічними теплоносіями» [5]

Опис системи, її розміщення на судні

Підігрів вантажу застосовується для зниження в'язкісних властивостей рідких вантажів нафтового походження до значень, що дозволяють здійснити їх нормальну перекачку, тобто вантажно -розвантажувальні роботи.

Для танкера проектуємо трубчасту змеевиковую систему підігріву, в якості теплоносія використовується насичений водяний пар з допоміжних котлів тиском 1,2 МПа. Т.к. танкер призначений для перевезення різних типів нафтопродуктів, в т.ч. і високов'язких, розраховуємо систему для режиму підтримки температури вантажу.

Система змєєвидного підігріву складається з дніщевих плоских трубних секцій, розташованих поздовжньо. У кожному вантажному танку розташований окремий змійовик з нержавіючих сталевих труб, в які підводиться насичений пар, а відводиться конденсат. Конструкція змєєвикових підігрівачів, розташованих у днища вантажних танків, забезпечує вільний стік конденсату в процесі підігріву і повне його видалення при непрацюючому підігрівнику.

Принцип дії системи підігріву вантажу наступний. Пар від котлів подається по магістральному трубопроводу до секцій поздовжньо розташованих змійовиків через роздавальні перемички з встановленими на них відсічними клапанами. Перед включенням систему обов'язково перевіряють на герметичність. Для цього на трубопроводі конденсату, що виходить з танка, встановлено спеціальний сигнальний пристрій. Конденсат від секцій парно розташованих танків відводиться по індивідуальних трубопроводах через конденсатовідвідник і збірний колектор на верхню палубу і далі надходить в теплий ящик котельної установки або за борт.

					КРБ.6.135.4211.06.05.ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При непрацюючих підігрівниках трубопроводи повинні бути повністю звільнені від конденсату, тому до магістрального трубопроводу системи підключений трубопровід стисненого повітря. Продування здійснюється окремо по кожній секції, для чого всі змійовики мають роз'єднувальні клапани.[2]

5.2 Гідравлічний розрахунок системи [13]

Вибір і обґрунтування основних розрахункових параметрів

Танкер призначений для перевезення різних видів нафтопродуктів, тому проектуємо систему з умови найбільшої теплового навантаження, тобто в разі перевезення темних нафтопродуктів з високою в'язкістю, які необхідно прогрівати протягом усього рейсу.

Для визначення основних параметрів системи необхідно виконати теплогідравлічний розрахунок. Вихідними даними для гідравлічного розрахунку будуть діаметр і довжина труб змійовиків.

Визначаємо сумарні втрати теплоти в навколишнє середовище, кВт:

$$Q_{pot} = \frac{[k_{nadv} \cdot F_{nadv} \cdot (t_{gruz} - t_{nadvos}) + k_{podv} \cdot F_{podv} \cdot (t_{gruz} - t_{podvoa})]}{1000} = 2,999 \cdot 10^3$$

$$Q_{pot} = Q_{pot} \cdot 3,6 = 10,797 \cdot 10^3$$

де k_{nadv} - коефіцієнт теплопередачі від нафтовантажу в навколишнє середовище для надводної частини танкерів = 3,9 Вт/(м² °С) , для підводної = 2,4 Вт/(м² °С),

F_{nadv} - площа надводної поверхні судна (танків), м²:

$$F_{nadv} = 2[(7,4 \cdot 140) + (7,4 \cdot 40)] + (40 \cdot 140) = 13,86 \cdot 10^3$$

F_{podv} - площа підводної поверхні судна (танків), м²:

$$F_{podv} = 2[(140 \cdot 21) + (40 \cdot 21)] + (140 \cdot 40) = 18,76 \cdot 10^3$$

t_{gruz} - температура підтримки вантажу, °С (приймаємо для мазутів 50 °С);

t_{nadvos} , t_{podvos} - температура навколишнього середовища з боку розглядаємої поверхні (приймаємо для надводної поверхні - 22 °С, для підводного - 17 °С, виходячи з району плавання судна).

					КРБ.6.135.4211.06.05.ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначимо параметри гріючого середовища на вході і виході з системи підігріву вантажу (табл. 5.1).

Таблиця 5.1. Характеристики робочого тіла системи підігріву вантажу.

Стан середовища	Тиск, Мпа	Температура, °С	Єнтальпія, кДж/кг	Щільність, кг/м ³	Кінематична в'язкість, м ² /с
Насичена пара	1,2	188	2783	6,12	$2,5 \cdot 10^{-6}$
Вода (конденсат)	0,07	90	377	965	$3,2 \cdot 10^{-9}$

Визначаємо сумарний витрата пари для підігріву всієї маси вантажу:

$$G_{para} = \frac{Q_{pot} \cdot 1000}{(i_{np} - i_{kv})} = 4,488 \cdot 10^3$$

де $(i_{np} - i_{kv})$ - різниця ентальпій пари і конденсату на вході і виході з танка, кДж/кг.

Визначаємо діаметр труб магістрального паропроводу, м:

$$d_{tr} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{para}}{\pi \cdot v_{st} \cdot \rho_{st} \cdot 3600}} = 0,182$$

де V_{sr} - швидкість пари на вході в змійовик (до 30 м/с, приймаємо для розрахунків 5 м/с). Прийmemo до установки труби безшовні сталеві з внутрішнім діаметром 200 мм і товщиною стінки 9,5 мм.

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі від пари до вантажу :

$$k_p = 0,95 A \cdot \left[\frac{(t_p - t_{gruz})}{d_{tr}} \right]^{0,25} \cdot v_p^{-0,17} = 92,554$$

де A - емпіричний розмірний коефіцієнт, залежить від кінематичної в'язкості і температури нафтопродукту (за графіком дорівнює 2,1) ; v_p - коефіцієнт кінематическої в'язкості пари, м²/с.[3]

Визначаємо довжину труб обігрівача:

$$L_{tr} = \frac{Q_{pot} \cdot 10^6}{k_p \cdot \pi \cdot d_{tr} \cdot (t_p - t_{gruz}) \cdot 3600} = 373,91$$

Т.як гідравлічний розрахунок проводиться для самої віддаленої ділянки системи визначимо діаметр і довжину труб окремого змійовика в танку 1.

					КРБ.6.135.4211.06.05.ПЗ	Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо площу поверхні танку №1, точніше його надводної та підводної частини, м²:

$$F_{nadv} = (7,4 \cdot 23,3) + (7,4 \cdot 18) + (18 \cdot 23,3) = 725,02$$

$$F_{podv} = (23,3 \cdot 21) + (18 \cdot 21) + (23,3 \cdot 18) = 1286,7$$

Визначаємо втрати теплоти в навколишнє середовище від нагрітого вантажу в танку 1, МДж:

$$Q_{pot1} = \frac{[k_{nadv} \cdot F_{nadv} \cdot (t_{gruz} - t_{nadvos}) + k_{podv} \cdot F_{podv} \cdot (t_{gruz} - t_{podvoa})]}{1000} = 181,079$$

$$Q_{pot} = Q_{pot1} \cdot 3,6 = 651,884$$

Визначаємо витрату пари для підігріву вантажу в танку 1:

$$G_{paral} = \frac{Q_{pot} \cdot 1000}{(i_{np} - i_{kv})} = 270,94$$

Визначаємо діаметр труб зміювика :

$$d_{tr1} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{paral}}{\pi \cdot \nu_{st} \cdot \rho_{st} \cdot 3600}} = 0,049$$

Прийmemo до установки труби безшовні сталеві з внутрішнім діаметром 50 мм і товщиною стінки 7 мм.

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі від пари до вантажу :

$$k_p = 0,95 A \cdot \left[\frac{(t_p - t_{gruz})}{d_{tr}} \right]^{0,25} \cdot \nu_p^{-0,17} = 129,575$$

Визначаємо довжину труб обігрівача:

$$L_{tr} = \frac{Q_{pot} \cdot 10^6}{k_p \cdot \pi \cdot d_{tr} \cdot (t_p - t_{gruz}) \cdot 3600} = 64,5$$

Прийmemo до установки в даному трюмі п'ятисекційний змієвиковий обігрівач з довжиною однієї секції - 13 м, відстань між секціями прийmemo 1 м.

Прийmemo внутрішній діаметр труб конденсатовідвідника 40 мм.

Розрахункова схема ділянки представлена на рис.5.1.

Результати гідравлічного розрахунку при витраті Q= 100% наведено в таблиці 5.2.

					КРБ.6.135.4211.06.05.ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

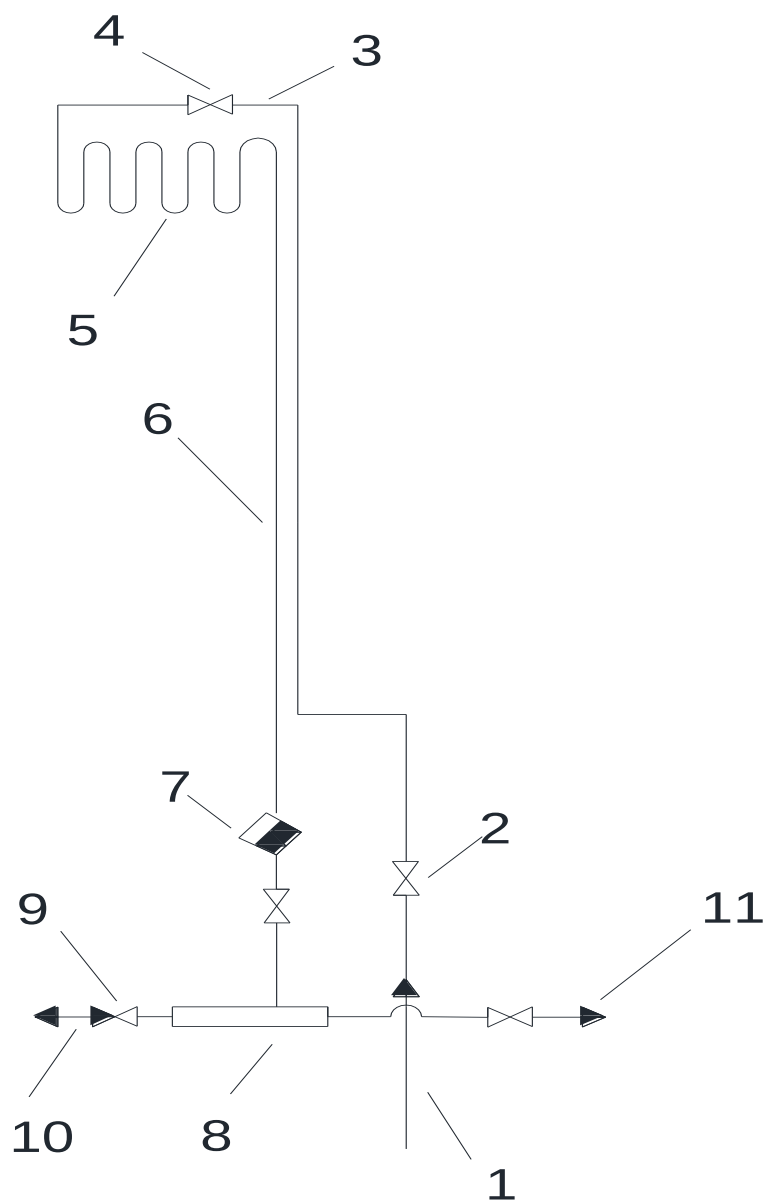


Рис. 5.1. Схема розрахункової ділянки системи підігріву вантажу
 1 – пар від котлів; 2 – запірний клапан; 3 – роздавальна перемичка; 4 –
 відсічний клапан; 5 – змійовик; 6 – конденсатопровід; 7 –
 конденсатовідводчик; 8 – збірний колектор; 9 – не зворотно запірний клапан;
 10 – відвід конденсату в теплий ящик; 11 – відвід конденсату за борт.

Таблиця 5.2. Гідравлічний розрахунок ділянки системи

Параметр	Позначення	Номер участку		
		1-2	2-3	3-4
1. Подача, м ³ /с	Q	0,142	0,0075	0,0019
2. Температура, °C	T	188	139	90
3. Щільність, кг/м ³	ρ	6,12	4,86	965
4. Коэффициент кінематичної в'язкості, м ² /с	ν	$2,5 \cdot 10^{-6}$	$1,4 \cdot 10^{-6}$	$3,2 \cdot 10^{-7}$
5. Діаметр труби, м	d	0,20	0,05	0,04
6. Довжина вертикальних участків, м	$\Delta Z = Z_I - Z_{i-1}$	7	0	5
7. Статична складова втрат, м.вод.ст.	$H_{ст} = z \cdot \rho \cdot g \cdot 10^{-3}$	0,042	0	4,729
8. Довжина участку, м	l	160	65	150
9. Абсолютна шерохватість, мм	Δ	0,1		
10. Швидкість, м/с ⁴	$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$	4,522	3,822	1,513
11. Число Рейнольдса	$Re = vd/\nu$	361760	136500	18913
12. Коэффициент гідравлічного тертя	$\lambda = f(Re)$	0,093	0,131	0,138
13. Сумма коэффициентів місцевих опорів	$\Sigma \xi$	25,52	17,82	25,52
14. Месцеві втрати напору, м.вод.ст.	$H_{місц} = \Sigma \xi \frac{v^2 \rho}{2g} \cdot 10^{-3}$	0,163	0,065	0,287
15. Втрати напору на тертя, м.вод.ст.	$H_{терт} = \lambda \frac{lv^2}{2gd} 10^{-3}$	0,475	0,178	0,058
16. Суммарні втрати напору, м.вод.ст.	$H_{\Sigma} = H_{ст} + H_{місц} + H_{терт}$	0,638	0,243	0,345
17 Втрати напору на розрахунковій ділянці, м.вод.ст. (МПа)		1,226		

Втрати тиску в системі менше, ніж перепад тиску на вході і виході з змієвикових підігрівачів , тобто система спроектована правильно і буде працездатною.

5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на міцність трубопроводу

При гідравлічному розрахунку конденсатовідвідника визначається його пропускна здатність для відкритого клапана. Пропускна здатність конденсатовідвідника залежить від діаметра отвору в клапані і гідравлічного опору випускної частини.

Клапан періодично відкривається і закривається. Періодичність спрацьовування клапана визначається пропускною спроможністю конденсатовідвідника, перепадом тисків до і після клапана, об'ємом поплавця і кількістю що надходить конденсату. При спрацьовуванні клапана конденсатовідвідника можуть виникати гідравлічні удари в системі. Крім того, удари клапана по сідлу прискорюють знос ущільнюючих поверхонь, тому слід вживати заходів для зменшення частоти спрацьовування клапана. З цією метою розміри конденсатовідвідника вибирають таким чином, щоб він мав невеликий запас пропускної здатності.

Розрахунок пропускної здатності конденсатовідвідників виконується наближено, без врахування великої кількості складних явищ, які мають місце при русі пари і конденсату. Найбільш часто розрахунок ведуть по холодній воді і з урахуванням отриманих даних оцінюють витрату конденсату при заданих умовах.

Конденсатний потік, що з пари і води, може рухатись в трубопроводі з паровими або водяними «пробками», з розміщенням пари і конденсату шарами, а також у вигляді емульсії пари і води. На різних ділянках створюються різні умови і різні поєднання потоків. В результаті падіння тиску частина конденсату самоіспаряється, завдяки чому утворюється пара вторинного скипання. У зв'язку з цим процеси, що мають місце при виділенні, транспортуванні та відведенні конденсату, набувають складний характер.[13]

Тобто, для підбору конденсатовідвідника від заводу, ми маємо визначитися з перепадом тиску у конденсатовідвіднику.

Максимальний перепад - це різниця між тиском в котлі, або головному паропроводі, або вихідним тиском після дросельно-регулюючого клапана і тиском

					КРБ.6.135.4211.06.05.ПЗ	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

в лінії повернення конденсату. Конденсатоотводчик повинен відкриватися, долаючи цей перепад тиску.

Розрахунковий тиск може ніколи не піддаватися впливу цього тиску, але повинен його витримувати.

Наприклад, максимальне вхідний тиск дорівнює 26 бар, а тиск в лінії повернення одно 11 Бар. В результаті, перепад тиску становить 15 Бар, проте конденсатовідвідник повинен бути розрахований на максимальний тиск 26 Бар.

Для нашої системи маємо максимальний тиск 1,2 МПа, тобто конденсатовідвідник повинен бути розрахований на цей тиск.

Для розрахункової системи виберемо поплавковий конденсатовідвідник «Mankenberg KA3» (Рис.5.2,5.3). Конденсатовідвідник працює з парою тиском до 1,2 МПа та температурою -10...+190 °С. Він зручний у експлуатації та дуже ремонтпригодний, т.к. у ньому діє лише механіка - дуже надійний.[14]



Рис. 5.2. Загальний вигляд конденсатовідвіднику «MANKENBERG KA3»

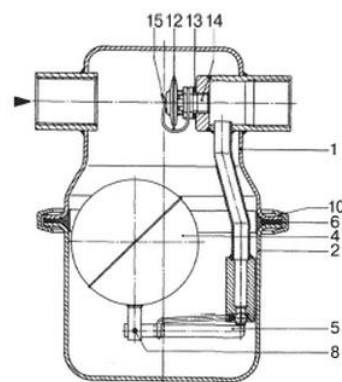


Рис. 5.3. Схема конденсатовідвіднику «MANKENBERG KA3»:

1 – кришка; 2 – корпус; 4 – поплавок; 5 – важіль; 6 – ущільнення корпусу; 8 – вісь; 10 – хомут; 12 – Термостатична капсула; 13 – ущільнення; 14 – сидло термостатичною капсули; 15 – клямпи

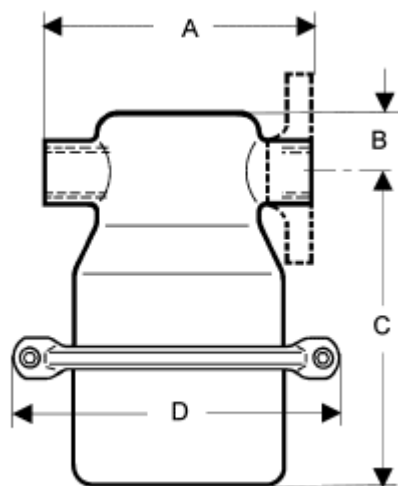


Рис. 5.4. Габаритні розміри конденсатовідвіднику

<i>Позначення</i>	<i>Розміри</i>
<i>A</i>	<i>160</i>
<i>B</i>	<i>35</i>
<i>C</i>	<i>190</i>
<i>D</i>	<i>200</i>

Для трубопроводів з парою згідно з вимогами Регістру застосовуються такі подорожні з'єднання: штуцерні, обтискні, муфтові. Також використовуються редукційні та запобіжні клапани, ущільнення і набивки.

В якості гнучкої ділянки якої частини нафтового трубопроводу з тиском більше або менше атмосферного застосовують гумовотканинні рукава. Рукав складається з внутрішнього та зовнішнього гумових шарів і декількох внутрішніх з прогумованої тканини.

Довжина трубопроводу, вільно лежачого на опорах, змінюється в залежності від температури стінок. Якщо ж кінці його жорстко закріплені, то в матеріалі виникають термічні напруги, здатні викликати загин або руйнування трубопроводів, арматури, опор. Особливо значні термічні напруги у вантажних системах при перекачуванні в'язких нафтопродуктів. Компенсатори призначені для зниження температурних напружень в системах трубопроводів до допустимих норм. На рис. 5.5 представлений лінзовий компенсатор, що складається з патрубків

1, полулінзи 2, склянки 3, призначеного для зниження гідравлічного опору, фланця 4 і болта 5, службовця спуску конденсату.

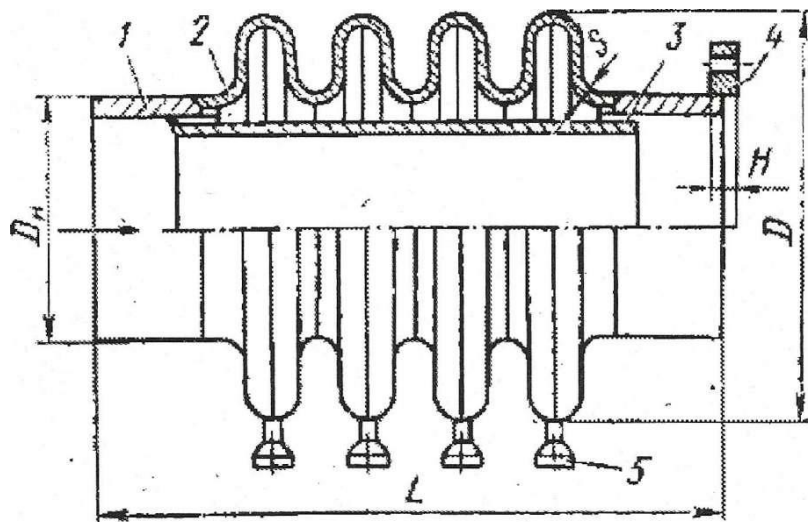


Рис.5.5. Лінзовий компенсатор

Засувки клинові з висувним шпинделем сталеві фланцеві (рис. 5.6) на робочий тиск до 1,6 МПа застосовуються для робочих середовищ з температурою до 510 °С.

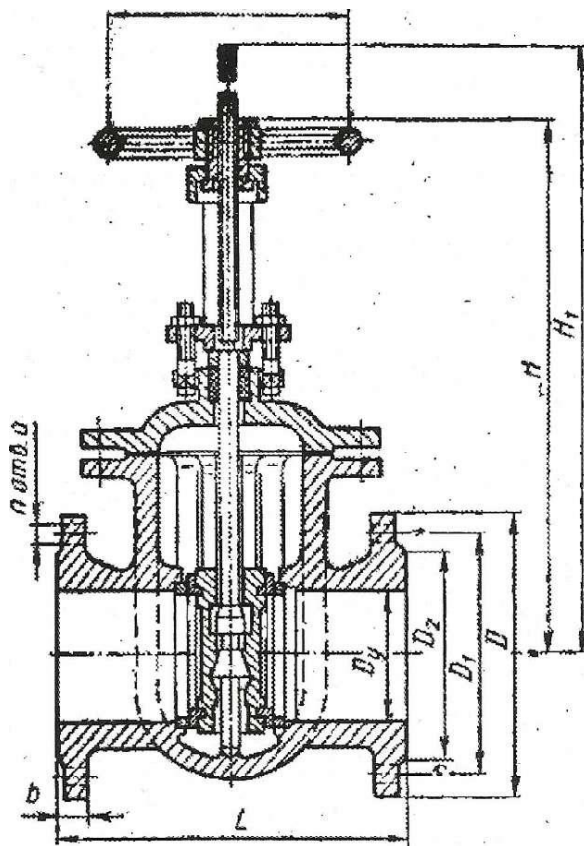


Рис. 5.6. Засувка клинова

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.6.135.4211.06.05.ПЗ

Арк.

63

На трубопроводі їх можна встановлювати в будь-якому положенні. Вони складаються з корпусу, двох шиберних пластин з бронзовим кільцем ущільнювача кришки корпусу з сальниковим ущільненням і натискну втулку з болтами. Для підйому та опускання шиберів служить шток з прямокутною різьбою, що приводиться в рух маховиком. При опусканні шиберів клин щільно притискає їх до посадочних гнізд.

Клапани зворотні поворотні фланцеві (рис.5.7) застосовують для запобігання зворотного потоку, тобто в якості неповоротних клапанів. Вони складаються з корпусу 1, поворотного клапана 2, змонтованого на осях 3, 4 і кришки 5, що служить для огляду і монтажу.

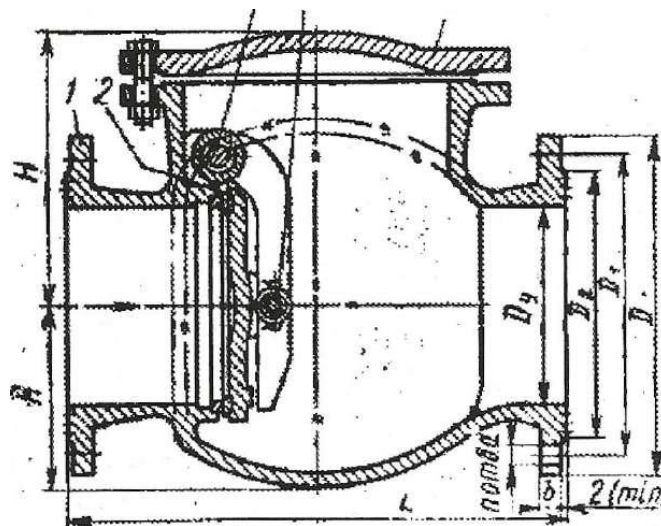


Рис. 5.7. Клапан зворотний поворотний фланцевий

Конденсатовідводчики використовують для відведення конденсату з паропроводів. Вони виконують роль гідрозатворів і сприяють більш повній конденсації пари, не допускаючи його викиду в атмосферу. Конденсатовідводчики поплавкового типу (рис. 5.8) складаються з корпусу 2 з кришкою 5, поплавка 4. При надходженні пари в конденсатовідвідник він виштовхує конденсат з поплавця і останній спливає, закриваючи гніздо 6 і перешкоджаючи відведенню пари. Пробка 1 служить для спуску конденсату, вентиль 3 - для регулювання режиму роботи котла змієвидного підігрівача (трюм 1).

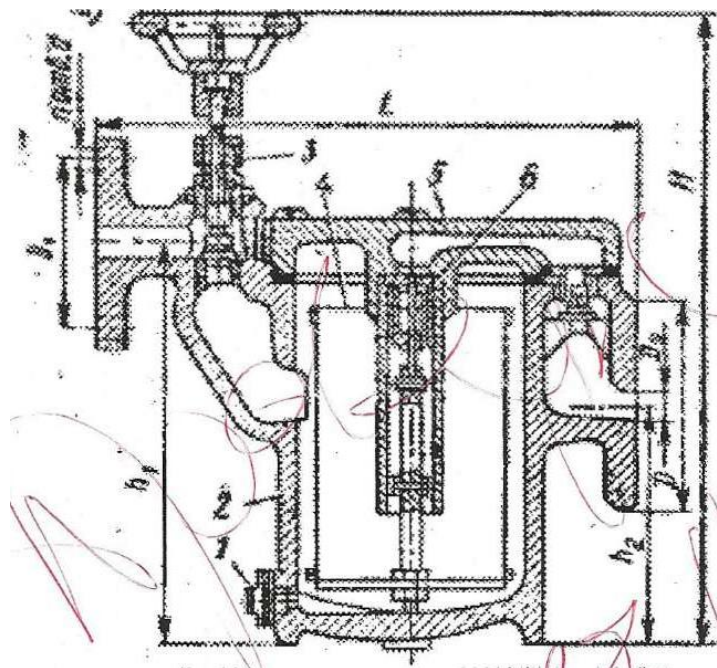


Рис.5.8. Конденсатовідводчик поплавкового типу

Розрахунок трубопроводів на міцність

Перевіримо на міцність ділянку труби, на якій створюється тиск 1,2 МПа, згідно вимогам і рекомендаціям Регістру .

Визначимо необхідну згідно умов міцності товщину стінки :

$$\delta = \frac{\delta_0 + b + c}{1 - \left(\frac{a}{100} \right)} = 1,65$$

де δ_0 - теоретична товщина стінки, мм:

$$\delta_0 = \frac{d \cdot P}{2 \cdot \sigma \cdot \phi + p} = 0,136$$

де Р - зовнішній тиск, приймаємо 0,1 МПа; р - розрахунковий тиск в системі, приймаємо 1,2 МПа; d -зовнішній діаметр труби, дорівнює 219 мм; σ - допустима напруга для даного матеріалу, МПа (для вибраної сталі 15ХМ = 80 МПа); ϕ - коефіцієнт міцності (для безшовних труб приймаємо рівним 1); b - прибавка на утонення труби при згинанні:

$$b = 0,4 \cdot \delta_0 \cdot \frac{d}{R} = 0,0135$$

					КРБ.6.135.4211.06.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

де R - середній радіус погибу труби, для труб діаметром 219 мм приймаємо $4d$; $c = 1,5$ мм - надбавка на корозію (для робочого середовища - насичена пара) a - мінусовий виробничий допуск на товщину стінки труби, % (якщо використовуються труби без мінусового допуску, ($a = 0$)).

Згідно з вимогами Регістру для паропроводів товщина стінки труб повинна бути не менше 4 мм.[5]

Паропроводи із зовнішнім діаметром 219 мм і більше для перегрітої пари температурою $350\text{ }^{\circ}\text{C}$ і вище повинні бути розраховані на міцність від теплового подовження. Т.к. по паропроводу транспортується насичена пара з температурою $188\text{ }^{\circ}\text{C}$, розрахунок на компенсацію теплових деформацій проводити не будемо. У системі передбачені лінзові компенсатори, які компенсують теплові подовження, крім того, ділянка з найбільшими перепадами температури, виконана криволінійно, що також компенсує теплові деформації у змійовиках.

Розрахунок теплової ізоляції трубопроводів

Температура робочого середовища в паропроводі (t_1) перевищує $60\text{ }^{\circ}\text{C}$, тому необхідно провести розрахунок теплової ізоляції трубопроводу. Розрахуємо товщину ізоляції відкритих ділянку паропроводу, тобто тих які знаходяться за межами вантажних танків.

Попередньо приймаємо коефіцієнт тепловіддачі трубопроводу від зовнішньої поверхні до навколишнього повітря $a_2 = 2,6\text{ Вт}/(\text{м}^2\text{ }^{\circ}\text{C})$. В якості ізоляційного матеріалу вибираємо асбестовий шнур з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda = 0,123\text{ Вт}/(\text{м }^{\circ}\text{C})$.

Призначаємо температуру зовнішнього шару ізоляції:

$$t_n = t_2 + t = 40$$

де t_2 - температура навколишнього повітря; t - різниця температур зовнішнього шару ізоляції і температури навколишнього повітря.[5]

При умовному діаметрі паропроводу 219 мм приймаємо попередньо товщину ізоляції трубопроводу зі - 100 мм. Знаходимо діаметр ізоляції паропроводу в першому наближенні з виразу, м:

					КРБ.6.135.4211.06.05.ПЗ	Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_{iz} = \frac{(2 \cdot 40 + 219)}{1000} = 0,299$$

Уточнюємо коефіцієнт тепловіддачі:

$$a_2 = a_s + a_k = 2,599$$

де a_k , a_s - тепловіддача конвекцією і випромінюванням:

$$a_s = 4,9 \cdot 10^{-8} \cdot (t_n + t_2) \cdot (t_n^2 - t_2^2) = 0,01$$

$$a_k = 1,28 \cdot \left(\frac{t_n - t_2}{d_{iz}} \right)^{0,25} = 2,588$$

Після трьох наближень отримуємо різницю в значеннях менше 5%, при цьому $d_{iz} = 0,96$ м, звідки $S = 0,35$ м.

Висновок. Для танкера була спроектована система підігріву вантажу. Під час цих дій вирішені наступні невизначені завдання:

- розглянуті вимоги нормативних документів, що стосуються складу системи, її характеристик;
- розроблено схему та обгрунтовано вибір розрохункової ділянки;
- виконано гідравлячні розрахунки для трьох варіантів 80, 100, 120% від подачі для побудови характеристики системи;
- обрано конденсатовідвіднику «MANKENBERG KA3»;
- виконано перевірки труб діаметром 219 мм на міцність;
- визначено товщину ізоляції 0,35 м.

					КРБ.6.135.4211.06.05.ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4211.06.06.ПЗ									
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Охорона праці у машинному відділення судна					Літ.	Арк.	Аркушів		
Студент		Разгулін Д.А.										68	8	
Керівник		Кісстов Ю.В.								НУК ім. адм. Макарова				

РОЗДІЛ 6 Охорона праці в машинному відділенні

6.1. Джерела шуму і вібрації на судні та засоби їх зниження

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 не тільки на органи слуху, а й на весь організм в цілому. Не менш шкідливим виявляється і 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 ізольовано 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 0,01-0,02 мм відволікають від роботи і дратують; 50-65 Гц з амплітудою 0,02 - 0,03 мм є сильним перешкодою в роботі; 50-65 Гц з амплітудою більше 0,03 мм створюють неможливі умови для роботи.

На будь-якому судні шум від його джерел поширюється по повітрю і по корпусних конструкціях судна у вигляді звукової вібрації. Тому прийнято розрізняти повітряний шум і структурний шум. Повітряний шум головним чином наголошується в тих приміщеннях, де знаходяться джерела шуму (машинно-котельне відділення, виробничий цех на плавзаводі і т.д.). Однак він може проникати у житлові і службові приміщення - через перебірки, палуби, подволоки, по вентиляційних каналах, через різні отвори (капи, люки, ілюмінатори) і т.д.

Поширення структурного шуму відбувається через фундаменти і різні неопорні зв'язки (наприклад, трубопроводи) на корпусні конструкції судна. Досягаючи огорожувальних конструкцій приміщень, він викликає їх вібрацію, яка в свою чергу викликає пружні коливання повітря, що сприймаються вже як повітряний шум.

Джерелами шуму на судах є головні двигуни, допоміжні дизель генератори, системи вентиляції машинно-котельних відділень, житлових і службових приміщень, рефустановки, технологічне обладнання, рушії судна, водяні системи побу-

					КРБ.6.135.4211.06.06.ПЗ	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тового обслуговування, ліфти, лебідки, промислові механізми, вантажні крани, удари хвиль і льоду об корпус судна, звукові сигнали і т.п.

Гребні гвинти є джерелами низькочастотної вібрації, повітряного і структурного шуму, які особливо відчуються в кормі судна.

До особливої категорії джерел шуму слід віднести навігаційні прилади, шум яких є серйозною перешкодою в приміщеннях ходового містка. Природа цього шуму - змінні електромагнітні процеси, створювані електричними машинами-сельсина.

Боротьба з шумом ведеться у двох напрямках - зниження шуму в самому джерелі і ослаблення звукової енергії, що розповсюджується по повітрю і конструкції корпусу, застосуванням засобів звукоізоляції, віброізоляції, звукопоглинання і вібропоглинання. Причому рішення задачі по другому напрямку йде двома шляхами - впровадженням низки заходів в машинно-котельному відділенні і застосуванням звукоізоляції в житлових і службових приміщеннях. Перший шлях найбільш ефективний, але і найбільш складний. Ці питання повинні вирішуватися на стадії проектування та будівництва судна і механізмів для нього.

6.2. Засоби гасіння пожежі та дії екіпажу у разі її виникнення

Причинами пожеж на судні є недбале поводження з відкритим вогнем, паління в трюмах, підшкіперських, машинному відділенні; несправність електрообладнання; іскри при зварювальних роботах; самозаймання вантажів, неправильно укладених в трюмах, вугілля та ін.

Для запобігання пожежі та боротьби з ним застосовують запобіжні заходи; засоби сигналізації, що попереджають про виникнення пожежі; засоби для локалізації виниклої пожежі; засоби для гасіння пожеж.

До попереджувальних заходів відносять спеціальні приміщення з відповідною вентиляцією для перевезення самозаймистих вантажів (вугільні ями, нафтові та інші цистерни для рідкого пального, крьюйт-камери на промислових суднах). Для обробки і устаткування приміщень судна застосовують негорючі і незаймисті матеріали і фарби.

					КРБ.6.135.4211.06.06.ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Суднові джерела тепла розташовують у видаленні від вантажів та предметів обладнання, які можуть легко спалахнути. На судах є дві групи засобів сигналізації: електрична і димова. В обох системах як сигналізаторів використовується звук або світло. Електричні сигнальні апарати складаються з термостатичних приладів, включених паралельно опору в ланцюг, що знаходиться під напругою батареї. При димовій сигналізації в сигнальну шафу, встановлену в штурманської рубки, з різних суднових приміщень проводяться трубки діаметром 20 мм. Вони забезпечуються ковпаками - димозловлювачами. У шафі вентиляторами підтримується певний вакуум. Пожежа виявляється по диму у відповідній трубці.

При будівництві судна передбачають заходи локалізації пожежі конструктивного порядку: відокремлюють вогнестійкими перегородками та дверима окремі відсіки судна; встановлюють в коридорах великих пасажирських суден водорозпилювачі, що створюють водяні парасолі або екрани з водяної «пили».

Вогнегасні засоби поділяються на чотири основні групи:

1. розбавлення (водяний пар, вуглекислота й інші інертні гази);
2. ізоляції (хімічна та повітряно-механічна піни, кошма, пісок);
3. охолодні (вода і розчини з переважним вмістом води);
4. хімічного гальмування (хімічні рідинні брометилові склади).

При виникненні пожежі в трюмі прагнуть зробити його місцевим. Для цього вантажі поливають по межах горіння і одночасно частину вантажу прибирають в сторону від вогнища або по можливості взагалі видаляють з вантажного приміщення.

Засоби гасіння пожежі водою засновані на охолодженні гарячих предметів. Водою не рекомендується гасити пожежі нафти та продуктів її перегонки, якщо на шлангах немає спеціальних насадок. Пар найбільш ефективний при гасінні пожеж в закритих приміщеннях (не виключаючи пожеж нафти і продуктів її перегонки).

Гасіння пожежі інертним газом (вуглекислою) засновано на розчиненні кисню, що міститься в повітрі в кількості від 21 до 15%, при якому горіння припиняється. Інертні гази в порівнянні з іншими протипожежними засобами найбільш ефективні і нешкідливі при гасінні пожеж у вантажних приміщеннях.

					КРБ.6.135.4211.06.06.ПЗ	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При горінні будь-яких предметів у відкритих або закритих приміщеннях ефективний метод гасіння пожежі піною. Рясна піна, що покриває поверхню, що горить і відтісняють кисень повітря, утворюється при хімічній реакції між спеціальними кислотним і лужним розчинами. Розрізняють систему з місцевим піноутворенням, при якій змішання розчинів відбувається на місці споживання піни і генератора піноутворення, де піна подається по магістралях до місця пожежі (під плити машинного відділення, в мазутний танк і т. д.).

При виникненні пожежі в приміщеннях холодильних установок або значних прориви хладагенту в навколишнє середовище (холодильних установок рефрижераторних суден) необхідно виконати наступні заходи:

- 1) зупинити холодильну установку і перекрити повітропровід повітряного охолодження трюмів;
- 2) відкрити аварійний випуск хладагенту з системи. При використанні в якості хладагенту аміаку додатково необхідно включити систему зрошення для поглинання парів аміаку водою.

Дії, які повинні бути виконані до початку фактичних операцій на судні по боротьбі з пожежею. Найбільш важливими з них є подача сигналу тривоги і повідомлення про місце виникнення пожежі.

Подача сигналу тривоги. Член екіпажу, який виявив пожежу або її ознаки, повинен негайно подати сигнал тривоги. Затримка подачі сигналу тривоги тягне за собою блискавичне поширення пожежі. Жоден член екіпажу не повинен починати боротьбу з пожежею, яким би незначним він йому ні здався, поки не буде подано сигнал тривоги. При виявленні пожежі двома або кількома членами екіпажу, одному з них слід подати сигнал тривоги, а інші одночасно повинні спробувати загасити пожежу наявними під рукою засобами. Наприклад, невелику пожежу в металеві урні можна припинити, закривши її негорючої кришкою, поки член екіпажу, який виявив його, відлучиться для повідомлення про пожежу.

Повідомляти слід про всі пожежах, навіть якщо вони припинилися самі собою в зв'язку з відсутністю пального матеріалу або кисню. Дослідження причин їх

					КРБ.6.135.4211.06.06.ПЗ	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

виникнення допоможе розкрити дефекти або умови, усунення яких запобіжить подібні пожежі в подальшому.

Повідомлення про місце виникнення пожежі. Член екіпажу, що подає сигнал тривоги, повинен бути впевнений в тому, що він повідомляє точне місце виникнення пожежі (приміщення і рівень палуби). Це важливо з кількох причин: по-перше, тим самим визначається конкретне місце роботи пожежної групи, по-друге, дається інформація про тип пожежі, до боротьби з яким слід підготуватися, по-третє, знання точного місця виникнення пожежі може підказати необхідність відключення певних систем вентиляції. І нарешті, воно дозволить встановити, які двері та люки слід закрити для локалізації пожежі.

Заходи безпеки. При спробі встановити точне місцезнаходження пожежі слід дотримуватися певних запобіжних заходів. Перш ніж відкрити двері в приміщення, щоб перевірити, чи немає в ньому пожежі, її потрібно оглянути. Потемніла або тріснута фарба вказує на наявність вогню за цими дверима. Дим, що виходить через тріщини в ущільненні дверей або в місцях проходів кабелю через перегородку, також є ознакою пожежі.

Коли місцезнаходження прихованого пожежі встановлено, двері в дане приміщення не слід відкривати до тих пір, поки не настигне допомога і не буде доставлений рукав для гасіння пожежі. На горіння в закритому приміщенні витрачається кисень, що знаходиться всередині цього приміщення. Для збільшення вогнища пожежі потрібен додатковий кисень, а при відкриванні дверей він надходить у великій кількості. Язики полум'я і нагріті гази інтенсивно викидаються через відкриті двері. Людина, що опинився на їхньому шляху, може отримати важкі опіки. Якщо на вогонь не буде спрямована струмінь води, він стане розповсюджуватися з величезною швидкістю. Чим пізніше виявлений пожежа, тим більш небезпечною може виявитися ситуація. Тому перш ніж відкрити двері, охолодіть її водою. Завжди відкривайте двері з місця, що знаходиться в стороні від дверного отвору.

Далі приступають до дій у відповідності з оперативним планом по боротьбі з пожежею. Знижують або зупиняють рух судна, при необхідності змінюють курс

					КРБ.6.135.4211.06.06.ПЗ	Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

таким чином, щоб вогонь був з навітряної сторони. Відключають електроенергію в районі пожежі, ізолюють район вогню, локалізують пожежу. Приводять в дію всі технічні засоби пожежогасіння. Старший помічник капітана повинен отримати детальну інформацію про пожежу і проаналізувати ситуацію.

Керівник операцій з гасіння пожежі, що знаходиться на місці пожежі, повинен по можливості швидко визначити тип пожежі (які горючі матеріали горять), вогнегасна речовина, необхідний спосіб атаки, спосіб запобігання поширення вогню, необхідне для гасіння пожежі кількість людей та інші конкретні завдання.

Невеликий пожежа може бути погашено кількома членами екіпажу, які першими прибули до місця пожежі; цілком можливо, що вони зможуть, попередньо оцінивши ситуацію, приступити до боротьби з вогнем. Для гасіння більш серйозних пожеж потрібні координовані дії, ефективне використання людей і техніки, чітке визначення поставлених завдань. При оцінці умов пожежі або по можливості відразу після цього, повинна бути налагоджений зв'язок та визначено місце зосередження людей і техніки. Для зв'язку краще використовувати посильних, оскільки телефонні лінії можуть бути пошкоджені пожежею, а пожежні безперервно переміщаються. При наявності системи внутрішньої двосторонньої радіозв'язку нею можна користуватися для координації дій по боротьбі з пожежею на судні.

Місце зосередження людей і техніки. Місце зосередження людей і техніки повинно вибиратися в незадимленій зоні, по можливості ближче до місця пожежі. Ідеальним є місце на відкритій палубі з навітряної сторони пожежі. Однак якщо пожежа виникла в нижній частині судна, людей і техніку слід зосередити нижче палуби, поблизу суднового телефону, що значно полегшить встановлення зв'язку. Однак місце зосередження людей і техніки не повинно розташовуватися там, де існує загроза пожежі.

Всі засоби боротьби з пожежею (у тому числі і запасні рукава, стовбури і сокири, запасні балони для дихальних апаратів і переносні ліхтарі) повинні бути доставлені до місця зосередження людей і техніки, куди також повинно бути доставлено все необхідне для надання першої допомоги постраждалим.

					КРБ.6.135.4211.06.06.ПЗ	Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Капітан передає повідомлення в компанію і постійно підтримує з нею зв'язок. Старший помічник на підставі отриманої інформації оцінює загрозу пасажирам (на пасажирських суднах), судну, вантажу, екіпажу і при необхідності готує рятувальні засоби до спуску. Він разом зі старшим механіком визначає і видає наказ про застосування найбільш ефективних способів гасіння пожежі. Капітан при необхідності запрошувати допомогу у найближчих судів або рятувальників. При знаходженні в порту готуються шланги і перехідники для підключення берегової пожежної магістралі, викликається берегова пожежна допомога.

При виникненні на судні будь-якої аварійної ситуації, в тому числі і пожежі, капітан при першій нагоді повідомляє про неї партнерам компанії, таким як фрахтувальник судна або агент, страхова компанія, яка здійснює страхування, класифікаційне товариство, під наглядом якого перебуває судно. Ці партнери з відповідними даними про види зв'язку містяться в судовому Плані дій в аварійних ситуаціях (Shipboard Emergency Plan) відповідно до Міжнародного Кодексу з управління безпечною експлуатацією суден та запобігання забруднення (МКУБ).

При появі постраждалих старшим помічником надається медична допомога (в разі відсутності судового лікаря). Далі переконуються в повній ліквідації пожежі та усунення нових, а також повторних вогнищ загоряння. У судовому журналі робиться запис про час і факт пожежі, місцезнаходження судна, навігаційної обстановці.

Висновок. Для танкеру продуктового/хімовозу були розглянуті джерела шуму і вібрації та проаналізовані засоби їх зниження, а також описані засоби гасіння пожежі та дії екіпажу у разі її виникнення

					КРБ.6.135.4211.06.06.ПЗ	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

При виконанні КРБ вирішені такі задачі:

1. За запасами пального на танкері/хімовозі розраховано дальність ходу до 14286 морських миль при швидкості 14,5 вузлів та автономність 21 доба.

2. Складена структурна схема енергетичної установки, таблиця режимів та розраховані потоки енергії на ходовому та стоянковому з вантажними операціями режимах. Ефективність СЕУ за розрахунками ККД/КВТ: ходовий режим – 0,19/0,62 та стоянковий з вантажними операціями 0,1/0,75

3. Розраховано робочий цикл дизеля фірми MAN B&W типу 6G50ME-C9.5 та складена його індикаторна діаграма.

4. Виконано обґрунтування компоновочної схеми суднового допоміжного котла Ольборг OL, розрахунок процесу горіння та тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь нагріву допоміжного котла.

5. Спроектована система підігріву вантажу. Проведено гідравлічний розрахунок найвіддаленішої ділянки, обрано конденсатовідвідник «MANKENBERG KA3» та підібрано основне обладнання. Визначено товщину ізоляції 0,35 м.

6. Наведений аналіз потенційних небезпечних та шкідливих факторів, які негативно впливають на організм людини. Описані засоби гасіння пожежі та дії екіпажу у разі її виникнення.

					КРБ.6.135.4211.06.В.ПЗ	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЛІТЕРАТУРА

1. Significant Ships of 2020. Printed in Wales by Pensord Press, Tram Road, Pontllfraith, Blackwood, Gwent NP12 2YA.- 114 с.
2. Горбов В.М. Енциклопедія суднової енергетики: підручник/ В.М.Горбов. – Миколаїв: НУК, 2010. – 624 с
3. Горбов В.М. Основи суднової енергетики: збірник практичних занять / В.М.Горбов, І.П.Єсін, В.С.Мітенкова – Миколаїв: НУК, 2018. – 244с
4. MAN B&W G50ME-C9.6-LGIP. Technical Documentation. Project guide. Doc.No 7020-0281-12ppr October 2025. URL: https://man-es.com/applications/projectguides/2stroke/content/printed/G50ME-C9_6-LGIP.pdf
5. Регістр судноплавства України. Правила класифікації та побудови морських суден. Том 3. Київ : РСУ, 2021. 336 с.
6. CSSCTec. Product Range. URL: <https://www.cssctec.global/CSSCTec-presentation.pdf>
7. Alfa Laval Aalborg OL. URL: <https://www.alfalaval.com.co/globalassets/documents/industries/marine-and-transportation/marine/aalborg-ol.pdf>
8. Артемов Г.А., Горбов В.М. «Суднові енергетичні установки»: Навчальний посібник, Миколаїв:, УДМТУ, 2002р. -356с.
9. Alfa Laval AQUA Blue. URL: <https://www.alfalaval.com/products/process-solutions/fresh-water-generation/single-stage-fresh-water-generator/aqua-blue/>
10. Горбов В.М., Т.Г. Слаутіна, О.В. Січкарюк Методичні вказівки до вивчення дисципліни «Суднові енергетичні установки» для студентів заочної форми навчання Миколаїв: НУК, 2004.-52 с.
11. Наливайко В. С. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: підручник / В.С.Наливайко, Б.Г.Тимошевський, С.Г.Ткаченко. – Миколаїв: НУК, 2015 – 332 с.
12. Єпіфанов О. А. Конструкції суднових котлів : навч. посіб. Миколаїв: НУК, 2016. 198 с.

					КРБ.6.135.4211.06.Л.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		77

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

14. Каталог Mankenberg. Поплавкові конденсатовідвідники. URL: <https://techprilad.com/virobniki/mankenberg-gmbh-nimechchina/katalog-mankenberg-ua/120-kondensatovidvidnyki-mankenberg>

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

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

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

					КРБ.6.135.4211.06.Л.ПЗ	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

[illegible]

[illegible]

AQUASMERALDA – Product/chemical tanker



Shipbuilder: **Jiangsu New Yangzi Shipbuilding Co. Ltd**
 Vessel's name: **Aquasmeralda**
 Owner/Operator: **Chandris**
 Country: **Greece**
 Designer: **Shanghai Merchant Ship Design & Research Institute, CSSC (SDARI)**
 Country: **China**
 Model test establishment: **China Ship Scientific Research Centre**
 Flag: **Liberia**
 IMO number: **9884801**
 Total number of sister ships already completed (excluding ship presented): **4**
 Total number of sister ships still on order: **Nil**

Aquasmeralda, delivered by New Yangzi Shipbuilding, a subsidiary of Yangzijiang Shipbuilding Group to Greek operator Chandris, is a SDARI-designed MR product/chemical tanker with a length of 182.55m, a beam of 32.20m and a deadweight of 50,295tonnes. The vessel is the first of a pair for the Greek owner and its delivery was followed within weeks by the sister vessel *Aliai*. Two other ships of the same design were delivered to Celsius Shipping.

The ship has 12 cargo tanks and two slop tanks and is designed for carriage of up to six grades of clean and dirty petroleum products and IMO types 2 and 3 chemical liquid cargoes. The tanks are separated by corrugated bulkheads. Cargo handling equipment comprises a Marflex electric deep well pump in each tank. Capacities being 550m³/h for the main tanks and 300m³/h for the slop tanks.

Aquasmeralda is powered by a six-cylinder MAN B&W ultra-long stroke G50ME-C9.6 main engine with a power output of 7,240kW driving a 6.9m diameter fixed pitch propeller at 84.1rpm MCR. Service speed at 75% MCR is 14.5knots. With no scrubber installed the ship is required to use low-sulphur fuels. The SDARI design can however be customised for other fuel types and engine choices.

An optimised hull form allows the ship to comfortably meet EEDI requirements. The vessel's attained rating being 4.03 against a required 6.23. A SunRui ballast treatment system which has both IMO and US Coast Guard approvals is installed allowing worldwide trading.

TECHNICAL PARTICULARS

Length oa: 182.55m
 Length bp: 174.00m
 Breadth moulded: 32.20m
 Depth moulded: 19.10m

Width of double skin
 side: 2.02m
 bottom: 2.15m
 Draught
 scantling: 13.30m
 design: 11.00m
 Gross: 29,725t
 Deadweight
 scantling: 50,295t
 design: 38,289t

Speed, service @75%SMCR output: ... 14.5knots
 @75% SMCR with 15% SM
 Cargo capacity (m³)
 Liquid volume: 55,183
 Bunkers (m³)
 Heavy oil: 1,326
 Diesel oil: 340
 Water ballast (m³): 21,500

Daily fuel consumption (tonnes/day)
 Main engine only: 20.3
 Auxiliaries: 2.5

Classification society and notations: BV I
 * HULL * MACH, Oil and Chemical tanker ESP,
 CSR, CPS(WBT), unrestricted navigation, SPM,
 *AUT-UMS, BWT, CLEANSHIP,
 INWATERSURVEY, MON-SHAFT, LI-HG-S3, VCS

% high-tensile steel used in construction: ... 70%
 Roll-stabilization equipment: Bilge keel

Propulsion
 Main engine(s)
 Design: MAN B&W
 Model: 6G50ME-C9.6
 Manufacturer: HSD Engine Co., Ltd
 Number: 1
 Type of fuel: HFO & MGO
 Output of each engine: 7,240kW
 Is this a diesel-electric or hybrid?: N
 Propeller(s)
 Material: Ni-Al-bronze
 Designer/Manufacturer: CSSRC/Shanghai
 Marine Propeller Design Co., Ltd
 Number: 1
 Fixed/Controllable pitch: FPP
 Diameter: 6,900mm
 Speed: 84.1rpm (MCR)
 Diesel-driven alternators
 Number: 3
 Engine make/type: ZhenJiang China
 Marine-XianDai Generating Co., Ltd
 Type of fuel: HFO & MGO
 Alternator make/type: ZhenJiang China
 Marine-XianDai Generating Co., Ltd
 Output/speed of each set: ... 1,000kW/900rpm

Boilers
 Number: 1+1
 Type: 1 x oil-fired boiler plus
 1 x composite boiler

Make: Alfa Laval
 Output: Oil-fired boiler: 18ton/h; Composite
 boiler: oil-fired section: 1,500kg/h; exhaust
 gas section: 550kg/h
 Stern appendages/special rudders: Semi
 balance rudder

Deck machinery
 Cargo cranes/cargo gear
 Number: 1
 Make: Jiangyin Safety Sea Marine
 Equipment Co., Ltd
 Type: Electric Hydraulic Hose Crane
 Performance: 10tX 5~ 23.5m
 Other cranes
 Number: 1
 Make: Jiangyin Safety Sea Marine
 Equipment Co., Ltd
 Type: Electric Hydraulic Provision Crane
 Tasks: Provision and spare handling
 Performance: 4t X 2~9m
 Mooring winch
 Number: 6
 Make: Flutek Ltd
 Type: Hydraulic

Special lifesaving equipment
 Number of each and capacity: 25 person
 Make: Jiangyinshi Beihai LSA Co., Ltd
 Type: 5.7m Totally enclosed fire-protected
 lifeboat and gravity luffing arm type davit

Cargo tanks
 Number: 12+2
 Grades of cargo carried: 6
 Product range: product oil, chemical
 Coated tanks: Hempel, phenolic epoxy
 Stainless steel – piping: 316L for piping
 Cargo pumps
 Number: 12+2+1
 Type: Electric motor driven, deep well,
 centrifugal pump, frequency converter control
 Make: Marflex
 Stainless steel: AISI 316L
 Capacity (each): 550m³/h x 12; 300m³/h
 x 2; 70m³/h x1

Ballast water treatment system
 Make: SunRui
 Capacity: 1,500m³/h

Complement: 25
 Suez/Repair Crew: 6

Navigation and other equipment
 Bridge control system
 Make: Furuno
 Is bridge fitted for one-man operation? N
 Integrated bridge system: Y
 If yes, make: Furuno
 Radars
 Number: 2
 Make: Furuno
 Model(s): FAR-2338SW, FAR-2328W

Fire extinguishing systems
 Cargo Deck: Fixed foam system
 Make/Type: Lingjack
 Engine room: CO₂ and fixed water-based
 local application fire fighting
 Make/Type: Lingjack

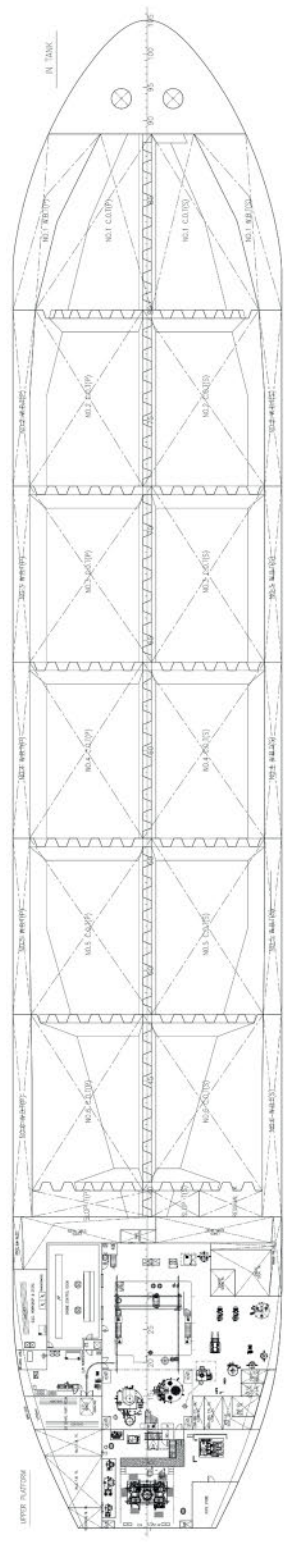
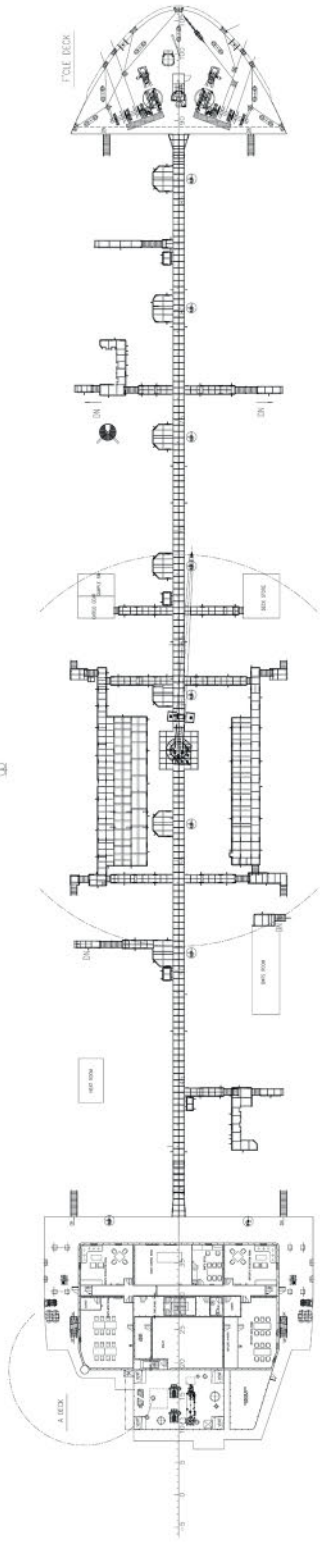
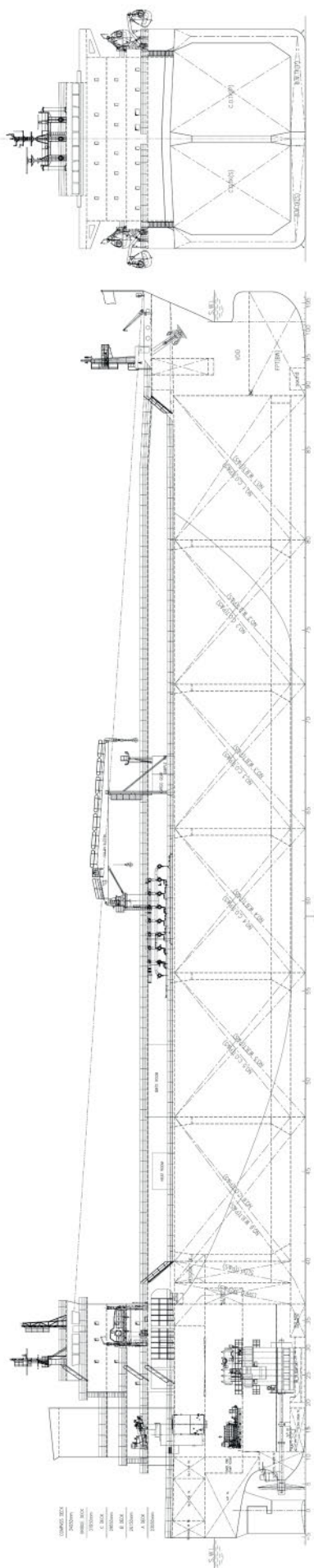
Waste disposal plant
 Incinerator
 Make: Luzhou Machine Co., Ltd
 Model: OG200C
 Waste compactor
 Make: Floriner / Model: BG-E-T3C
 Waste shredder/crusher
 Make: TGA / Model: 100-2
 Sewage plant
 Make: Hansun / Model: ST-20U

Efficiency
 Attained EEDI value: 4.03g-CO₂/tonne-NM
 Required EEDI value: 6.23g-CO₂/tonne-NM
 Energy Saving Technologies: cap fin and
 fan duct
 Hull coatings: Antifouling paint

Contract date: 05 June 2015
 Launch/float-out date: 11 August 2020
 Delivery date: 10 September 2021



AQUASMERALDA



Характеристики головного двигуна

Кількість	1
Максимальна потужність N_e , кВт	7240
Частота обертання колінчатого валу n , хв^{-1}	84
Питома витрата палива (дизель) g_e , $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	169
Ступінь підвищення тиску повітря в компресорі дизеля	4,062
ККД компресора	0,80
Сумарний коефіцієнт надлишку повітря	2,55
Температура відхідних газів, К	483
Температура повітря на вході в компресор, К	310
Нижча теплота згоряння дизельного палива Q_i^i , $\text{кДж}/\text{кг}$	42700
Коефіцієнт корисної дії валопроводу $\eta_{\text{вп}}$	0,99
Пропульсивний коефіцієнт η	0,7

Характеристики приводних тепловий двигунів дизель-генераторів

Кількість	3
Ефективна потужність, кВт	1045
Частота обертання колінчатого валу, хв^{-1}	900
Питома витрата палива, $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	175
ККД компресора	0,81
Степінь підвищення тиску повітря в компресорі	2,7
Сумарний коефіцієнт надлишку повітря	2,41
Температура відхідних газів К	553
Температура повітря на вході в компресор, К	310
Нижча теплота згоряння палива $Q_{\text{г}}^{\text{i}}$, кДж/кг	42700
ККД електрогенератора $\eta_{\text{ег}}$	0,96

Початкові дані для розрахунку робочого циклу головного двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К (стандартні умови застосування Specific Fuel Oil Consumption (SFOC)). Тиск навколишнього повітря $p_0 = 0,1013$ МПа (стандартні умови застосування). Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\varepsilon = 15$. Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення π_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,55$.

Показник адіабати повітря $k_e = 1,4$

Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0,93$. Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0,8$. Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,02$. Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проєктованого. Приймаємо $\xi_z = 0,94$; $\xi_b = 0,98$. Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Приймаємо $\lambda = 1,12$. Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: (5 – 45) К – для ДВЗ з наддувом та (10 – 20) К – для ДВЗ без наддуву. Приймаємо $\Delta T_a = 10$ К. Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Приймаємо $\zeta = 0,99$. Механічний ККД двигуна η_m . Приймаємо $\eta_m = 0,96$. Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{ох}$.

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

Температура залишкових газів T_r . Приймаємо $T_r = 700$ К.

Хімічний склад палива MDO. Розрахунок проводиться на важке паливо середнього складу: $C = 0,87$ кг – кількість вуглецю; $H = 0,126$ кг – кількість водню; $S = 0$ кг – кількість сірки; $O = 0,004$ кг – кількість кисню. Нижча теплота згоряння палива Q_H . Приймаємо $Q_H = 42700$ (кДж/кг).

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

Ступінь підвищення тиску в компресорі π_k . Для даного типу компресора приймаємо $\pi_k = 3,9$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку $\varphi_{п.}$. Для 2 – тактних двигунів $\varphi_{п.} = 0,08$.