

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

Дичко Б.М.

«___» _____ 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Енергетична установка газовозу SEA BIRD
Power plant of the LPG carrier SEA BIRD

Виконав: студент 4217зст групи

Григорцев О.В.

(підпис)

(прізвище ініціали)

Керівник роботи:

викладач

(посада, науковий ступень вчене звання)

Коробейнікова Н.В.

(підпис)

(прізвище ініціали)

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

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

С.А. Кузнецова

Кузнецова С.А.

(підпис)

«__» _____ 2026 р.

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

Студенту _____ Григорцеву Олексію Вікторовичу _____

(Прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: _____ Енергетична установка газозову _____
SEA BIRD

Керівник роботи _____ викладач кафедри ЕСЕУ та ТЕ Коробейнікова Н.В.

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

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

3. Вихідні дані по роботі: дані по контейнеровозу. Головні розміри: L 225 м,
 B 36,6 м, T 22,2 м; дедвейт 54560 т; швидкість ходу 16,8 вуз,
склад СЕУ: 1 ГД, 3 ДГ, 1ДК, 1 УК; 1 ОУ

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

Розділ 1 Загальна характеристика судна та енергетичної установки (ЕУ)

1.1 Загальні відомості про судно

1.2 Основні характеристики

1.3 Морехідні якості

1.4 Загальна характеристика суднової енергетичної установки (СЕУ)

Розділ 2 Визначення ефективності суднової енергетичної установки

2.1 Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки

2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки

2.3 Режими роботи судна та суднової енергетичної установки

2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи

Розділ 3 Визначення параметрів суднового двигуна (СД) Hyundai-Himsen 8H21/32

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) Кенгрім МА

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 – спринклерної.

5.1 Розробка розгорнутої принципової схеми

5.2 Гідравлічний розрахунок системи

5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на міцність трубопроводу

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

Висновки

Список використаних джерел

5. Перелік презентаційних матеріалів:

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

6. Консультанти розділів роботи

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

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Завдання прийняв до виконання студент _____

Підпис

Григорцев О.В.

ПІБ

Керівник роботи _____

Підпис

Коробейнікова Н.В.

ПІБ

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі бакалавра виконано розрахунок енергетичної установки газовозу SEA BIRD, визначено ефективність її роботи на різних режимах, визначено основні параметри допоміжного двигуна Hyundai-Himsen 8H21/32, розраховано характеристики допоміжного котла KangRim, спроектована спринклерна система, 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 Hyundai-Himsen 8H21/32, котел KangRim, принципова схема спринклерної системи газовозу SEA BIRD. Випускна бакалаврська робота викладена на 70 сторінках, 14 рисунків, 11 таблиць. Список використаної літератури становить 17 джерел.

Ключеві слова: Суднові енергетичні установки; Спринклерна система; Дизельний двигун; Судновий котел

ABSTRACT

In the bachelor's qualification thesis, the calculation of the power plant of the LNG carrier SEA BIRD was performed, and the efficiency of its operation under various modes was determined. The main parameters of the auxiliary engine Hyundai-Himsen 8H21/32 were identified, the characteristics of the auxiliary boiler KangRim were calculated, and a sprinkler system was designed. Potential hazards and harmful factors in the engine room were identified, and recommendations were developed regarding fire extinguishing equipment and crew actions in case of fire.

The graphical part of the thesis consists of 5 drawings: structural diagrams of the ship power plant, heat flow diagrams, Hyundai-Himsen 8H21/32 engine, KangRim boiler, and the schematic diagram of the sprinkler system of the LNG carrier SEA BIRD. The bachelor's thesis is presented on 70 pages, containing 14 figures and 11 tables. The list of references includes 17 sources.

Keywords: Ship power plants; Sprinkler system; Diesel engine; Marine boiler.

					КРБ.6.135.4217зст.01.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.6.135.4217зст.01.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	17
2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи	17
Розділ 3 Визначення параметрів суднового двигуна	
HYUNDAI типу 8H21/32	23
3.1 Загальний устрій та характеристики двигуна	24
3.2 Системи двигуна	26
3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна	27
3.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми	33
Розділ 4 Розрахунок характеристик суднового допоміжного котла	35
4.1 Загальний устрій котла	36
4.2 Вибір компоновальної схеми котла	37
4.3 Розрахунок процесу горіння	38
4.4 Тепловий баланс котла	41
4.5 Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь	42
Розділ 5 Визначення характеристик загальносуднової системи	47
5.1 Розробка розгорнутої принципової схеми	48
5.2 Гідравлічний розрахунок системи	49
5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на міцність трубопроводу	54
Розділ 6 Охорона праці в машинному відділенні судна	60
6.1 Характеристика потенційних небезпек і шкідливостей у машинному відділенні	61
6.2 Рекомендації щодо захисту від пожежної небезпеки або шкідливостей	62
Висновки	68
Література	69
Додатки	

ВСТУП

У даній роботі розглянута енергетична установка газозову SEA BIRD. Судна такого класу на даний момент дуже затребувані у торговому флоті. Частка газозовів у флотах провідних світових компаній-перевізників складає невеликий відсоток, але надалі зростає. Адже зручність таких суден полягає у тому, що вони за один рейс можуть перевозити велику кількість вантажу, а завантаження і вивантаження у портах відбувається порівняно швидко, впродовж однієї – двох діб, що дозволяє ефективніше використовувати портові термінали та портові засоби завантаження та зменшити час простою судна.

Газовоз SEA BIRD оснащено одновальною дизельною енергетичною установкою. Головний двигун – Hyundai Engine Company типу 6G50ME-C9.2.

В майбутньому планується збільшувати флот газозовів, удосконалювати самі судна. Зокрема збільшувати їх можливості перевезення. А для цього потрібні більш потужні двигуни. Так що тема даної роботи на сьогоднішній день дуже актуальна і буде залишатись такою впродовж наступних років.

					КРБ.6.135.4217зст.01.В.ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4217зст.01.01.ПЗ							
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Загальна характеристика судна та його енергетичної установки	Літ.	Арк.	Аркушів				
Студент		Григорцев О.В.										
Керівник		Коробейнікова					7	5				
						НУК ім. адм. Макарова						

РОЗДІЛ 1 Загальна характеристика судна та його енергетичної устатковки

1.1 Загальні відомості про судно [1]

Судно SEA BIRD призначено для перевезення зрідженого природного газу, бутану, пропану, а також їх з'єднання побудоване в Кореї на судноверфі Hyundai Heavy Industries. Судно спроектоване та побудовано суднобудівною компанією Petredec і поставлено в кінці 2015 року. SEA BIRD ходить під прапором Республіки Кореї. Номер судна в Міжнародній Морській Організації (IMO): 9726061, номер корпусу – 2753. Експлуатаційна швидкість дорівнює 16,8 вузлам. Загальна кількість суден у серії, що здано в експлуатацію: 5.

Судно класифіковано на LR +100A1, Liquefied Gas Carrier, Ship Type 2G,

1.2 Основні характеристики судна [1]

Таблиця 1.1 Головні розмірності судна

Назва характеристики	Значення, примітки
Повна довжина, м	225,00
Довжина між перпендикулярами, м	220,00
Максимальна ширина судна, м	36,60
Висота судна:	
- до головної палуби, м	22,20
Висота подвійного борту:	
- дно, м	1,85
Осадка:	
- конструктивна, м	12,00
- проектна, м	11,60
Вантажопідйомність, gt	47347
Дедвейт:	
- проектний, м ³	51740
- конструктивний, м ³	54560
Швидкість при 90%MCR, вуз	16,8

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

Об'єм вантажних цистерн	
Об'єм рідини, м ³	84000
Об'єм паливних цистерн:	
- важке паливо (мазут), м ³	2390
- дизельне паливо, м ³	570
Об'єм водяного баласту, м ³	20600
Добова витрата палива:	
- головний двигун, т/добу	42,6

1.3 Морехідні якості

Газовоз SEA BIRD має необмежений район плавання. Швидкість при 90% навантаження двигуна на глибокій воді складає 16,8 вузлів.

Добова витрата пального на головний двигун $G_{HFO}^{ГД} = 42,6 \text{ т / добу}$

Добова витрата пального на допоміжний двигун $G_{HFO}^{ДГ} = 5,8 \text{ т / добу}$

Добова витрата пального на допоміжний котел $G^{ДК} = 5 \text{ т / добу}$

Об'єм паливних цистерн для здійснення рейсу становить

$$\sum V_{HFO}^{ХР} = 2390 \text{ м}^3$$

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

$$T_a = \frac{\sum V_{HFO}}{k_3 \cdot (G_{HFO}^{ГД} + G_{HFO}^{ДГ} + G^{ДК}) \cdot \rho} = \frac{2390}{1,15 \cdot (42,6 + 5,8 + 5) \cdot 0,960} = 41,$$

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

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

$$S = v \cdot T_a = 16,8 \cdot 41 \cdot 24 = 14469$$

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

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

1.4 Загальна характеристика СЕУ

Власник STX Heavy industries, розробив дизайн головного двигуна MAN B&W 6G60ME-C9.2, встановленого в машинному відділенні, розташованому в кормі судна. Потужність двигуна при 90% навантаженні складає 12400 кВт при частоті обертання 92 об/хв. Двигун безпосередньо, через валопровід, пов'язаний з гребним гвинтом фіксованого кроку діаметром 7400 мм, виготовленим NHI-EMD, який при частоті обертання 92,2 об/хв надає судну швидкість 16,8 вузлів. На головний двигун встановлено обладнання для очищення відхідних газів (скруббер) типу NG100SLWS з примусовою циркуляцією.

Електроживлення надходить від трьох генераторів, потужність яких 1200 кВт. Кожний генератор приводиться двигунами Hyundai-Himsen 8H21/32 потужністю по 1280 кВт кожний. Один генератор виробляє енергію на постійне навантаження, два генератора працюють при маневруванні і три - на короткий період.

Два котла виготовлені компанією KangRim. Допоміжний котел паропродуктивністю 3000 кг/годину та утилізаційний котел паропродуктивністю 1200 кг/годину.

Висновок. Для додавання невизначеної інформації стосовно судна SEA BIRD, що стосується і суднової енергетичної установки також. Для вирішення комплексної задачі стосовно СЕУ конкретного газовозу з використанням перевіреної методики, але не враховуючі конкретні рейси визначено автономність та дальність плавання за запасами палива.

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

РОЗДІЛ 2 Визначення ефективності суднової енергетичної установки

2.1 Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки.

2.1.1 Головний двигун [1,2,4,5]

В якості головного встановлено малообертовий, шестициліндровий, реверсивний, з турбонаддувом двотактний дизельний двигун з електронним керуванням.

Тип	дизельний двигун
Кількість	$i = 1$
Фірма-будівник	Hyundai Engine Company
Марка двигуна	6G60ME-C9.2
Ефективна потужність	$N_e^{ГД} = 12400 \text{ кВт}$
Частота обертання вала	$n_{ГД} = 92 \text{ об/хв}$
Питома витрата палива	$g_e = 0,169 \text{ кг/(кВт·год)}$

Двигун працює на важкому паливі HFO/MDO/MGO

2.1.2 Головні суднові передачі, муфти, валопровід та рушій [2,3]

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 регульованого кроку виконано з нікель – алюміній – бронзи, діаметром 7400 мм, фірмою HHI-EMD. Частота обертання 92,2 хв⁻¹. Його характеристики розраховані на роботу при 90% номінальної потужності і номінальних оборотах головного двигуна.

Потужність головного двигуна передається на гвинт безпосередньо.

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

Діаметри валів визначимо згідно методики, наведених у Регістрі судноплавства України том 3 [6]. Приймаємо, що гребний вал зроблено зі сталі категорії міцності КМ-25, а проміжний вал – КМ-23 ($R_{ГВ} = 480$ МПа та $R_{ПВ} = 440$ МПа відповідно) розрахунок на міцність доцільно проводити на номінальну потужність ГД $N_e = 12400$ кВт при відповідній частоті обертання $n = 92$ хв⁻¹. Приймаємо коефіцієнти, що враховують особливості пропульсивного комплексу: $F = 100$ для дизельних установок з прямою передачею; $k = 1,22$ – коефіцієнт, що враховує конструкцію з'єднання валу та гребного гвинта. Отже найменший припустимий діаметр обчислюється таким чином, мм:

$$d_{np} \geq F \sqrt[3]{\frac{N_e}{n_{ВП}}} \geq 100 \sqrt[3]{\frac{12400}{92}} \geq 512,7$$

Мінімальний розрахунковий діаметр гребного валу, мм:

$$d_{min} \geq F \cdot k \cdot \sqrt[3]{\frac{N_e}{n_{ВП}}} \geq 100 \cdot 1,22 \cdot \sqrt[3]{\frac{12400}{92}} \geq 625,5$$

Розрахункові діаметри валів, мм:

$$d_p^{zp} = d_{min} \sqrt[3]{560 / (R_{ГВ} + 160)} = 625,5 \cdot \sqrt[3]{560 / (480 + 160)} = 598$$

$$d_p^{np} = d_{np} \sqrt[3]{560 / (R_{ПВ} + 160)} = 512,7 \cdot \sqrt[3]{560 / (440 + 160)} = 500$$

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

Приймаємо найближче більше значення згідно таблиці номральних діаметрів для валів [6]: діаметр гребного валу $d_{gp} = 600$ мм; діаметр проміжного валу $d_{np} = 500$ 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

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

2.1.2 Суднова електростанція [1,2,5,7]

Електричною енергією судно повністю забезпечується трьома дизель – генераторами. Привідні двигуни восьмициліндрові, чотирьохтактні, з турбонаддувом, нереверсивні середньообертові дизельні двигуни

Кількість	$i = 3$
Фірма-будівник	Hyundai-Himsen
Марка двигуна	8H21/32
Ефективна потужність	$N_e^{ГД} = 1280 \text{ кВт}$
Частота обертання вала	$n_{ГД} = 720 \text{ об/хв}$
Питома витрата палива	$g_e = 0,188 \text{ кг/(кВт·год)}$

2.1.3 Допоміжна та утилізаційна котельна установки

Утилізаційний котел [1,2,8]

Кількість	$i = 1$
Марка котла	KangRim
Продуктивність насиченої пари	$D_s^{VK} = 1200 \text{ кг/год}$
Тиск пари	$p_s = 0,6 \text{ МПа}$

Допоміжний котел [1,2,9]

Кількість	$i = 1$
Марка котла	KangRim
Продуктивність насиченої пари	$D_s^{ДК} = 3000 \text{ т/уїл}$
Тиск пари	$p_s = 0,6 \text{ МПа}$
Коефіцієнт використання теплоти	$\eta_{ВТ}^{ДК} = 0,9$

2.1.4 Опріснювальна установка [1,3,10]

Прісна вода на судах використовується для побутових потреб, поповнення витоку води із замкнутих циркуляційних систем охолодження дизельних двигунів, конденсато-живильних систем, систем продування парових котлів, системи сажобудування крізь щілини з'єднань парових труб і арматури, а також для постачання до технологічних і спеціальних споживачів.

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

Визначаємо продуктивність установки враховуючи потреби СЕУ та людей на судні [3].

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

$$= (10^{-3} \cdot 24 \cdot 0,01 \cdot [(2500+2000)] + 34 \cdot 300 \cdot 10^{-3}) \cdot 2 = 22,56 \text{ т/добу}$$

де 24 – враховує кількість годин на добу; $\alpha = 0,005-0,01$ – коефіцієнт продувки ДК [3]; $w = 240...300$ – норма води на 1 члена екіпажу на добу, кг/добу; n_e – кількість постійно перебуваючих на судні членів екіпажу включає ремонтну бригаду, чел.; 2 – враховує необхідність поповнення добових витрат води при 12 годинному режимі роботи ОУ [3, 10] .

Кількість	$i = 1$
Марка	AQUA 90
Продуктивність	Doy = 25000

2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки

На рис. 2.1. представлена структурна схема СЕУ газовоза SEA BIRD

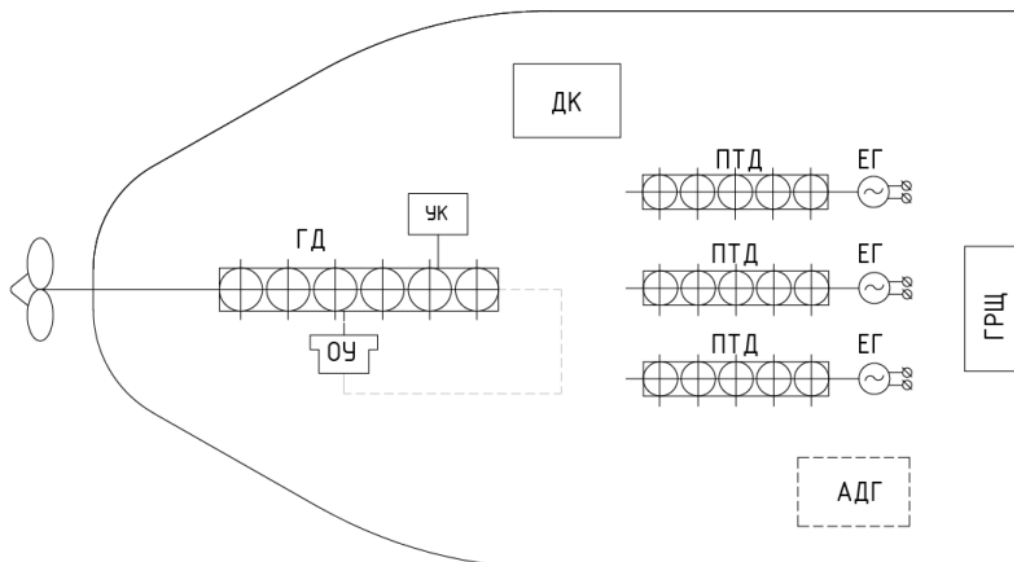


Рис.2.1 Структурно-функціональна схема СЕУ газовоза SEA BIRD:

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

2.3 Режими роботи судна та суднової енергетичної установки.

Таблиця.2.1. Режими роботи судна

Устаткування	Режими			
	Ходовий режим	Стоянка з вантажними операціями	Стоянка без вантажних операцій	Аварійний
ГД(1)	1	-	-	-
ДГ(3)	1	2	1	-
ОУ(1)	1	-	-	-
УК(1)	1	-	-	-
ДК(1)	-	1	1	-
АДГ(1)	-	-	-	1

2.4. Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи.[5]

2.4.1. Головний двигун

Теплота, що виділилась при спалюванні пального, кВт,

$$Q_{нал}^{ГД} = g_e N_e Q_i^r = 0,169 \cdot 12400 \cdot 42700 / 3600 = 24740 \text{ кВт},$$

$$G_{нал} = g_e N_e = 0,169 \cdot 12400 / 3600 = 0,584 \text{ кг/с},$$

Теплота, що втрачається з відпрацьованими газами:

$$Q_z^{ГД} = G_z c_{pz} T_z - G_n c_{pn} T_n = 22,73 \cdot 1,145 \cdot 503 - 22,15 \cdot 1,01 \cdot 313 = 6089 \text{ кВт},$$

G_n , G_n – кількість відпрацьованих газів та повітря двигуна

$$G_n = \alpha_\Sigma L_0 g_e N_e = 2,65 \cdot 14,3 \cdot 0,169 \cdot 12400 / 3600 = 22,15 \text{ кг/с},$$

$$G_z = G_n + G_{нал} = g_e N_e (1 + \alpha_\Sigma L_0) = 0,169 \cdot 12400 \cdot (1 + 2,65 \cdot 14,3) = 22,73 \text{ кг/с}.$$

Теплота, що відбирається від надувного повітря

$$Q_{nn} = G_n c_{pn} (T_k - T_n) = 22,15 \cdot 1,01 \cdot (442 - 313) = 2886 \text{ кВт}$$

T_k – температура повітря після надувного компресора

$$T_k = T_n + \Delta T = T_n \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k} \right] = 313 \cdot \left[1 + (3,7^{0,286} - 1) \frac{1}{0,78} \right] = 442 \text{ К}$$

Втрати теплоти від розсіювання до навколишнього середовища є залишковим членом балансу і складають 1,5 – 2 % від $Q_{нал}$.

$$Q_{зал}^{ГД} = 0,015 Q_{нал} = 0,015 \cdot 24740 = 371 \text{ кВт}$$

					КРБ.6.135.4217зст.01.02.ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$Q_{np.v} = 0,08 \quad Q_{нал} = 0,08 \cdot 24740 = 1979 \text{ кВт}$$

$$Q_m = 0,035 \quad Q_{нал} = 0,04 \cdot 24740 = 990 \text{ кВт}$$

Зробимо перевірку рівняння теплового балансу для головного двигуна

$$Q_{нал} = N_e + Q_z + Q_{np} + Q_{np.v} + Q_m + Q_{зал},$$

$$24740 = 12400 + 6089 + 2886 + 1979 + 990 + 371$$

Нев'язка балансу складає 0,1 %, припустимий небаланс $\pm 0,5$ %.

У складі пропульсивного комплексу є опріснювальна установка, що працює за рахунок тепла вторинних енергетичних потоків - прісної води системи охолодження головного двигуна $Q_{np.v}^{ГД}$.

Розрахуємо, скільки теплоти може бути утилізовано (використано в СЕУ) для отримання прісної води без спалювання палива.

2.4.2. Утилізаційний котел.

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

$$Q_{Г}^{УК} = G_{Г}^{ГД} \cdot c_{pГ} \cdot (T_{Г} - T_{від}^{УК}) = 22,73 \cdot 1,145 \cdot (503 - 453) = 1301$$

Кількість теплоти, що витрачено для одержання насиченої пари,

$$Q_S^{УК} = D_S^{УК} \cdot (i'' - i_{ж.в.}) = \frac{1200}{3600} \cdot (2756,14 - 251,1) = 835$$

Коефіцієнт використання тепла в УК

$$\eta^{УК} = \frac{Q_S^{УК}}{Q_{Г}^{ГД}} = \frac{835}{1301} = 0,64$$

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

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

2.4.3 Опріснювальна установка.

З попередніх розрахунків визначено, що від прісної води системи охолодження ГД для отримання дистилляту ОУ надходить $Q_{\text{пр.в.}} = 1979$ 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 дистиллят:

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

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

$$Q_{\text{ОУ}} = \frac{D \cdot (i'' - i_{3.в.})}{24 \cdot 3600} = \frac{25000 \cdot (2609 - 251,1)}{24 \cdot 3600} = 682 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт використання тепла в ОУ

$$\eta^{\text{ОУ}} = \frac{Q_{\text{с}}^{\text{ОУ}}}{Q_{\text{пр.в.}}^{\text{ГД}}} = \frac{682}{1979} = 0,34$$

2.4.4. Дизель–генератор.

Теплота, що виділилась при спалюванні пального, кВт,

$$Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} = g_e N_e Q_i^r = 0,188 \cdot 1280 \cdot 42700 / 3600 = 2841 \text{ кВт},$$

$$G_{\text{пал}} = g_e N_e = 0,188 \cdot 1280 / 3600 = 0,067 \text{ кг/с},$$

Теплота, що втрачається з відпрацьованими газами:

$$Q_{\text{с}}^{\text{ДГ}} = G_{\text{с}} c_{p\text{с}} T_{\text{с}} - G_{\text{n}} c_{p\text{n}} T_{\text{n}} = 2,28 \cdot 1,145 \cdot 573 - 2,21 \cdot 1,01 \cdot 298 = 830 \text{ кВт},$$

$G_{\text{г}}$, $G_{\text{п}}$ – кількість відпрацьованих газів та повітря двигуна

$$G_{\text{n}} = \alpha_{\Sigma} L_0 g_e N_e = 2,315 \cdot 14,3 \cdot 0,188 \cdot 1280 / 3600 = 2,21 \text{ кг/с},$$

$$G_{\text{с}} = G_{\text{n}} + G_{\text{пал}} = g_e N_e (1 + \alpha_{\Sigma} L_0) = 0,188 \cdot 1280 \cdot (1 + 2,315 \cdot 14,3) = 2,28 \text{ кг/с}.$$

Теплота, що відбирається від надувного повітря

$$Q_{\text{нп}} = G_{\text{n}} c_{p\text{n}} (T_{\text{к}} - T_{\text{n}}) = 2,21 \cdot 1,01 \cdot (482 - 313) = 377 \text{ кВт}$$

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

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

$$T_k = T_n + \Delta T = T_n \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k} \right] = 313 \cdot \left[1 + (3,963^{0,286} - 1) \frac{1}{0,8} \right] = 482 \text{ К}$$

Втрати теплоти від розсіювання до навколишнього середовища є залишковим членом балансу і складають 1,5 – 2 % від $Q_{нал}$.

$$Q_{зал}^{ДГ} = 0,015 Q_{нал} = 0,015 \cdot 2841 = 43 \text{ кВт}$$

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

$$Q_{пр.в} = 0,08 Q_{нал} = 0,08 \cdot 2841 = 220 \text{ кВт}$$

$$Q_{м} = 0,035 Q_{нал} = 0,035 \cdot 2841 = 99 \text{ кВт}$$

Зробимо перевірку рівняння теплового балансу для головного двигуна

$$Q_{нал} = N_e + Q_c + Q_{нт} + Q_{пр.в} + Q_{м} + Q_{зал},$$

$$2841 = 1280 + 830 + 377 + 220 + 99 + 43$$

Нев'язка балансу складає 0,2 %, припустимий небаланс $\pm 0,5$ %.

Потужність електрогенератора

$$P_{е2}^{ДГ} = N_e \cdot \eta_{е2} = 1280 \cdot 0,94 = 1200 \text{ кВт}.$$

2.4.5. Допоміжний котел.

Кількість теплоти, яка витрачена для одержання насиченої пари, кВт

$$Q_s^{ДК} = D_s^{ДК} \cdot (i'' - i_{гв}) = \frac{3000 \cdot (2756,14 - 251,1)}{3600} = 2088$$

де i'' - ентальпія сухої насиченої пари і живильної води $i_{жв}$ при тиску 0,6 МПа и $t_{жв} = 60^\circ \text{С}$.

Кількість теплоти, що виділилася при спалюванні палива у котлі, кВт

$$Q_{п}^{ДК} = \frac{Q_s^{ДК}}{\eta_{ит}^{ДК}} = \frac{2088}{0,90} = 2319$$

де $\eta_{вт}^{ДК}$ - коефіцієнт використання теплоти в допоміжному котлі.

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

2.4.6. Ходовий режим.

Згідно з таблиці режимів роботи СЕУ на ходовому режимі працюють 1ГД, 1ОУ, 1УК, 1ДГ.

Втрати потужності в підшипниках валопроводу:

$$Q_{ВП} = 0,01 \cdot N = 0,01 \cdot 12400 = 124 \text{ кВт}$$

До рушія підводиться потужність $N_{ВП}$

$$N_{ВП} = N - Q_{ВП} = 12400 - 124 = 12276 \text{ кВт}$$

Втрати енергії на рушієві Q_P визначаються величиною пропульсивного коефіцієнта: ($\eta_P = 0,7$)

$$Q_P = 0,3 \cdot N_{ВП} = 0,3 \cdot 12276 = 3683 \text{ кВт}$$

Пропульсивна потужність енергетичної установки, кВт

$$N_R = N_{ВП} - Q_P = 12276 - 3683 = 8593$$

Інакше можна записати:

$$N_R = N_e^{ГД} \cdot \eta_{ВП} \cdot \eta = 12400 \cdot 0,99 \cdot 0,7 = 8593 \text{ кВт}$$

ККД пропульсивного комплексу:

$$\eta_e^{ПК} = \frac{N_R}{Q_{П}^{ГД}} = \frac{8593}{24740} = 0,35$$

Коефіцієнт використання теплоти на ходовому режимі

$$(\eta_e^{СЕУ})_{ХР} = \frac{N_R + P_{ЕГ}^{ДГ} + Q_S^{УК} + Q_{ОУ}}{Q_{П}^{ГД} + Q_{П}^{ДГ}} = \frac{8593 + 1200 + 835 + 682}{24740 + 2841} = 0,41$$

Коефіцієнт корисної дії на ходовому режимі

$$(\eta_e^{СЕУ})_{ХР} = \frac{N_R + P_{ЕГ}^{ДГ}}{Q_{П}^{ГД} + Q_{П}^{ДГ}} = \frac{8593 + 1200}{24740 + 2841} = 0,36$$

2.4.7. Стоянковий режим з вантажними операціями

На стоянці з вантажними операціями працюють 2 ДГ та 1 ДК.

Коефіцієнт корисної дії на стоянковому режимі з вантажними операціями

$$(\eta_e^{СЕУ})_{СТ} = \frac{2 \cdot P_{ЕГ}^{ДГ}}{2 \cdot Q_{П}^{ДГ} + Q_{П}^{ДК}} = \frac{2 \cdot 1200}{2 \cdot 2841 + 2319} = 0,30.$$

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

Коефіцієнт використання теплоти на стоянковому режимі з вантажними операціями

$$(\eta_{\text{BT}}^{\text{CEY}})_{\text{CT}} = \frac{2 \cdot P_{\text{EG}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{S}}^{\text{ДК}}}{2 \cdot Q_{\text{П}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{П}}^{\text{ДК}}} = \frac{2 \cdot 1200 + 2088}{2 \cdot 2841 + 2319} = 0,56$$

Висновок. За результатами розрахунків теплових балансів елементів СЕУ побудовані діаграми теплових потоків на двох основних режимах роботи судна, ходовому та стоянковому з вантажними операціями. За даними цієї діаграми визначено коефіцієнти корисної дії та коефіцієнти використання теплоти на цих режимах, як показники ефективності. Діаграма також є наглядним матеріалом, що може бути використан для аналізу та шляхів підвищення ефективності. Нажаль, для визначення екологічно небезпечних викидів її застосовувати не можна, а ось теплові викиди, що також досліджуються екологами, вона повністю характеризує.

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

					КРБ.6.135.4217зст.01.03.ПЗ							
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Визначення параметрів суднового двигуна 8Н21/32				Літ.	Арк.	Аркушів	
Студент	Григорцев О.В.											
Керівник	Коробейнікова									23	12	
									НУК ім. адм. Макарова			

РОЗДІЛ 3. Визначення параметрів суднового двигуна

3.1 Загальний устрій та характеристики котла [7,11]

8Н21/32 – чотиритактний середньообертовий двигун фірми HYUNDAI HEAVY INDUSTRIES, потужністю 1280 кВт. Частота обертання становить 720 хв⁻¹. Швидкість поршня – 7,7 м/с. Середній ефективний тиск – 2,41 МПа. Маса двигуна – 47 т. Діаметр циліндра – 210 мм, хід поршня – 320 мм. Витрата палива – 185 г/(кВт·год).

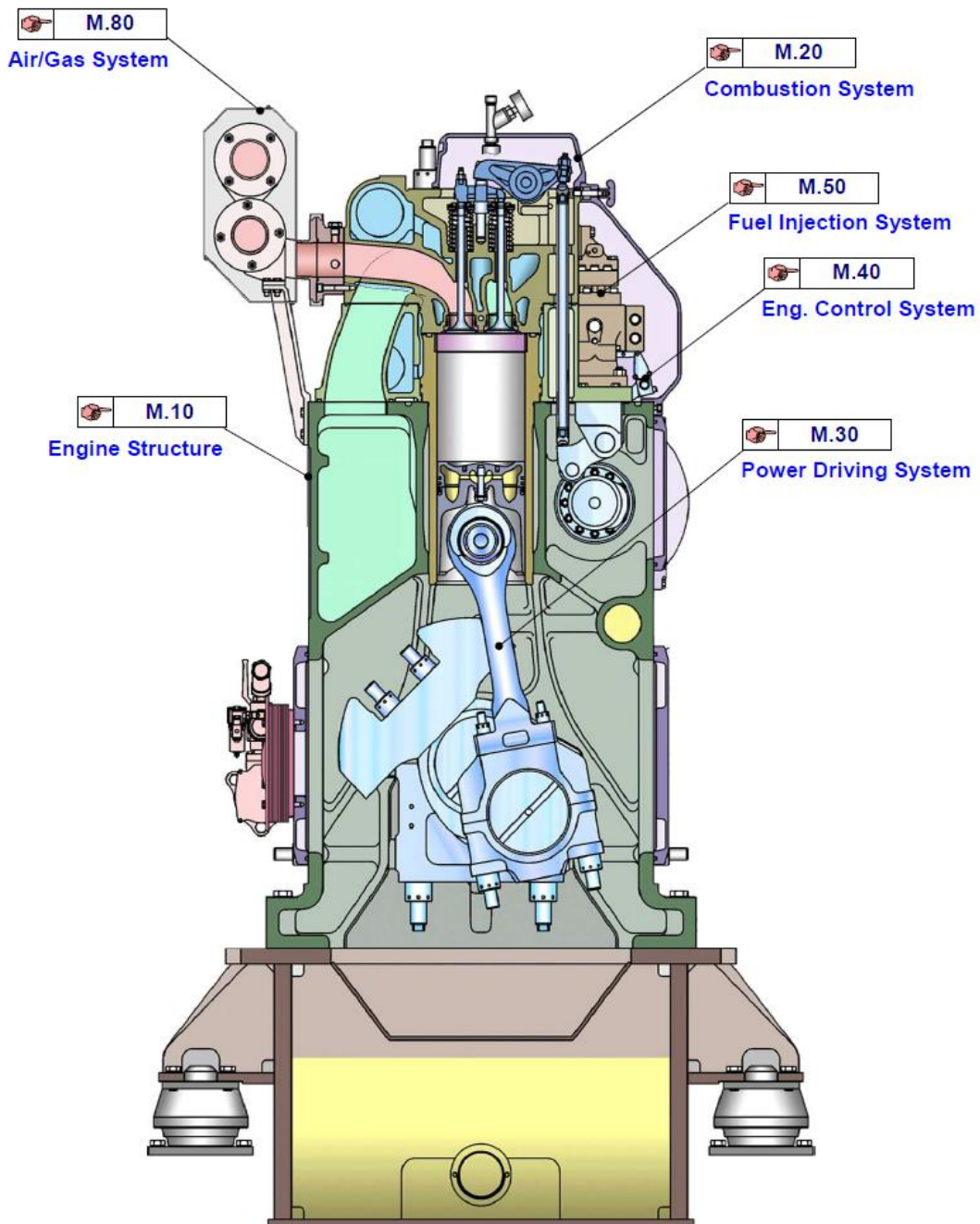


Рис.3.1 Поперечний переріз двигуна

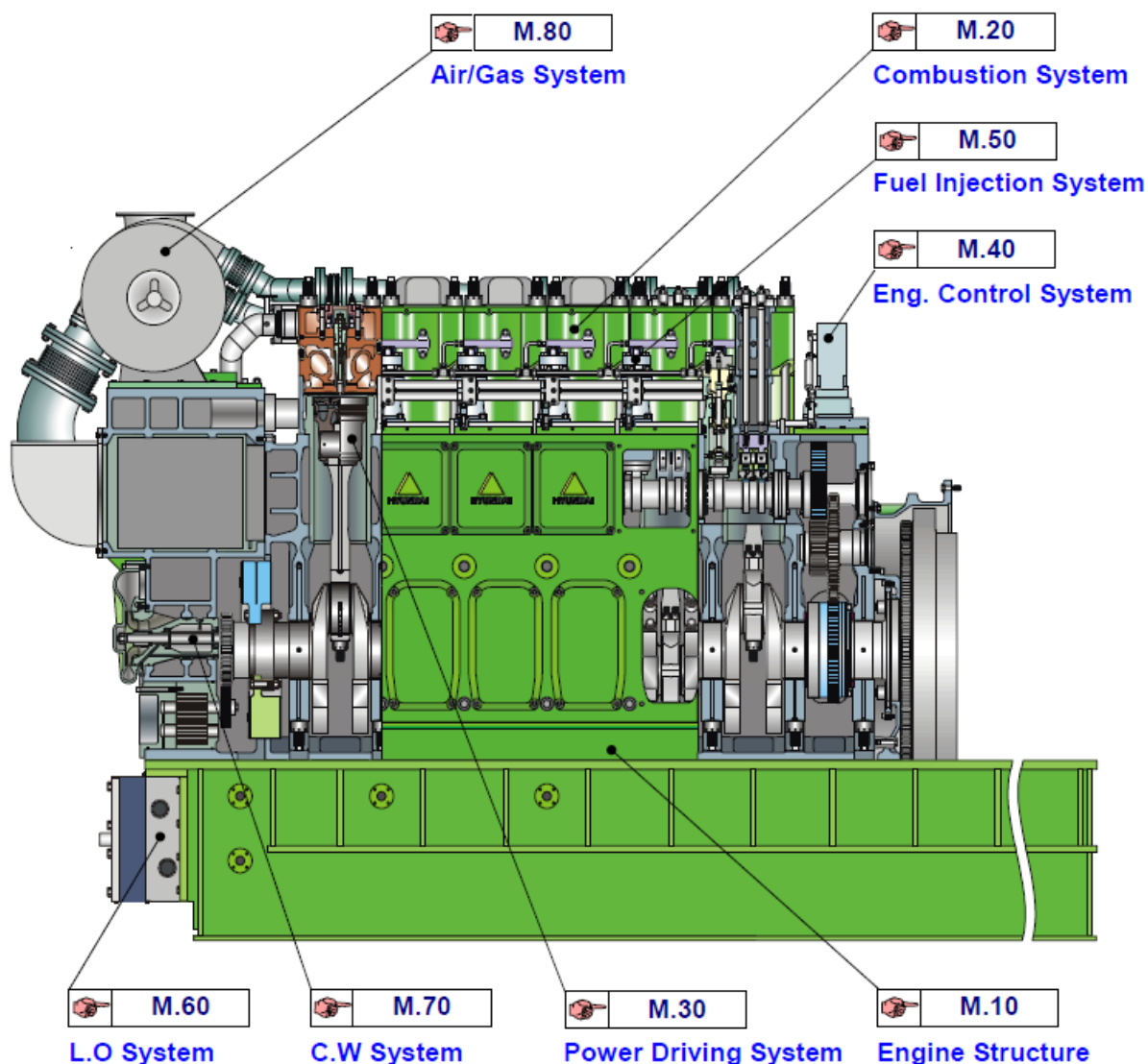


Рис.3.2 Повздовжній вид двигуна

Блок двигуна виготовлений з чавуну і має камеру згоряння і канал для мастила. Блок циліндрів не потребує обслуговування, окрім звичайної очищення повітряної камери всередині і зовні. Повітря для згоряння надходить до блоку циліндрів з охолоджувача надувного повітря. Повітряний канал блоку двигуна розподіляє повітря для кожного циліндра. Мастило надходить в масляний канал з блоку циліндрів, і поширюється на кожен корінний підшипник.

3.2 Системи головного двигуна [7,11]

Паливна система двигуна призначена для надійного спалювання мазуту, а також дизельного палива. Слід, однак, промити дизельним паливом до обслуговування щоб уникнути утворення грудок в системі. Паливна апаратура включає в себе паливний насос високого тиску, сполучний блок, паливний блок високого тиску і форсунки, які встановлені на кожному циліндрі на одній лінії.

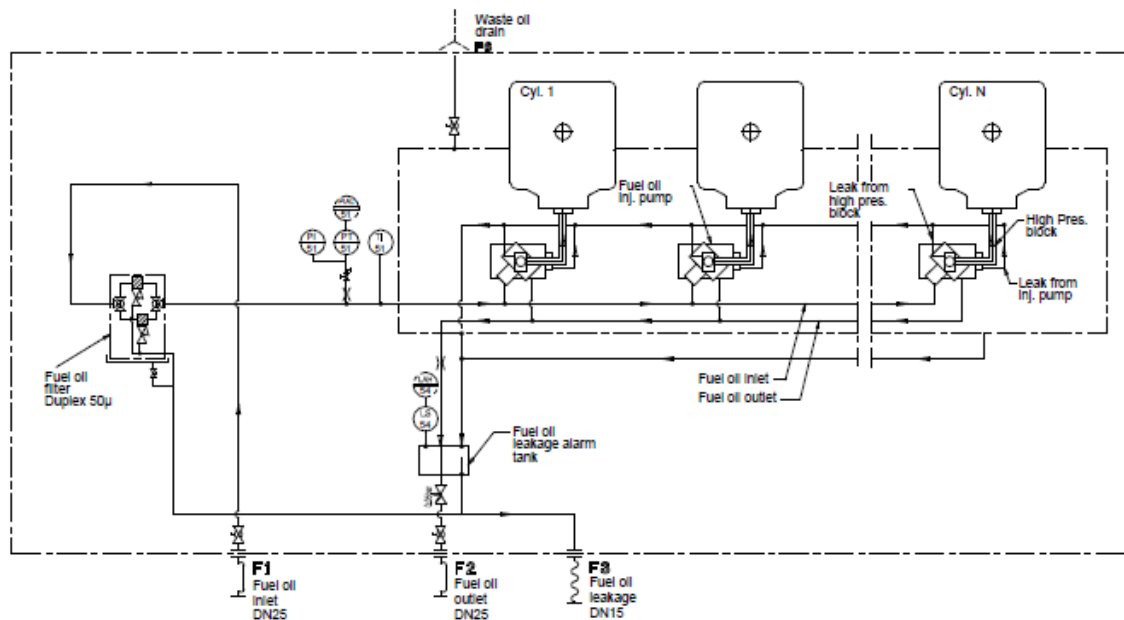


Рис.3.3 Паливна система двигуна

Масляна система СЕУ необхідна для змашування та відведення теплоти від поверхонь тертя двигунів, механічних передач, дейдвуд них, опорних та упорних підшипників валопроводів, охолодження поршнів дизелів, роботи гідравлічних муфт і передач, а також для приймання, зберігання, перекачування, підігрівання та очищення масла. [3]

Системи охолодження призначені для відведення теплоти від різних механізмів, пристроїв, приладів та робочих середовищу теплообмінних апаратах. [3]

Системи подавання повітря для горіння палива призначені для подавання повітря до топок дизелів. [3]

Система газовідводу СЕУ призначена для відводу продуктів згоряння від головних і допоміжних двигунів та котлів. Системи стиснення повітря поділя-

ються на низького, середнього та високого тиску. Повітря низького тиску витрачається на господарські потреби та ЕУ (продування механізмів, кінгстонів), середнього тиску – здебільшого на пуск та реверс дизелів, а високого – пуску допоміжних ДВЗ та інші. Конденсатно – живильна система призначена для забирання конденсату з конденсатора, приймання, зберігання та подавання живильної води до котлів, підігрівників, фільтрів, елементів регулювання та управління системою. [3]

Парова система з декількох самостійних систем: головної, допоміжної та відпрацьованої пари, продування котлів, продування високого та низького тиску, ущільнення та відсмоктування пари. [3]

3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

Вихідні данні для розрахунку надано в додатку

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \left[1 + \frac{\left[\left(\frac{P_{k1}}{P_0} \right)^{0,286} - 1 \right]}{\eta_{k.ad1}} \right] = 298 \left[1 + \frac{\left[\left(\frac{0,4}{0,101} \right)^{0,286} - 1 \right]}{0,78} \right] = 481,5$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_0(T_k - T_0) = 481,5 - 0,9(481,5 - 298) = 316,4$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{316,4 + 10 + 0,025 \cdot 850}{1 + 0,025} = 339,15$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,4 - 0,005 = 0,395$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,98 P_s = 0,98 \cdot 0,395 = 0,387 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_a T_s}{P_s T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r} (1 - \varphi_a) = \frac{17}{17 - 1} \cdot \frac{0,387}{0,395} \cdot \frac{316,4}{339,15} \cdot \frac{1}{1 + 0,025} (1 - 0) = 0,948$$

Розрахунок процесу стиску

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра. Так само на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випару палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні утруднено.

На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_1 величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у дійсному процесі [7].

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

$$n_1 = 1,361$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1} = 0,387 \cdot 17^{1,361} = 18,321$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1} = 339,15 \cdot 17^{1,361-1} = 944,2$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,315}{0,21} \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,145$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8H + O}{32L} = 1 + \frac{8 \cdot 0,126 + 0,004}{32 \cdot 1,145} = 1,028$$

					КРБ.6.135.4217зст.01.03.ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,028 + 0,025}{1 + 0,025} = 1,027$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\zeta_z}{\zeta_b} = \frac{0,94}{0,97} = 0,969$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) x_z = 1 + \left(\frac{1,028 - 1}{1 + 0,025} \right) 0,969 = 1,026$$

Максимальна температура згоряння, К

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

Після підстановки отримуємо квадратне рівняння:

$$AT_z^2 + BT_z - C \leftarrow 0$$

$$A = 0,00323$$

$$B = 29,6381$$

$$C = 7,578 \cdot 10^4$$

$$T_z \leftarrow \frac{C}{AT_z + B}$$

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_z = 1839$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda P_c = 1,11 \cdot 18,32 = 20,34$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z T_z}{\lambda T_c} = \frac{1,026}{1,11} \cdot \frac{1839}{944,2} = 1,8$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17}{1,8} = 9,442$$

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

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

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

$$n_2 = 1,283$$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = 973,8$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{20,34}{9,442^{1,283}} = 1,14$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] = \frac{18,321}{17 - 1} [1,11(1,8 - 1) +$$

$$+ \frac{1,12 \cdot 1,8}{1,283 - 1} \left(1 - \frac{1}{9,442^{1,283 - 1}} \right) - \frac{1}{1,361 - 1} \left(1 - \frac{1}{17^{1,361 - 1}} \right)] = 2,789$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \zeta (1 - \varphi_n) = 2,789 \cdot 0,98 \cdot (1 - 0) = 2,733$$

					КРБ.6.135.4217зст.01.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		30

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

$$b_i = 433 \frac{P_s \eta_H}{\alpha L_0 T_s P_i} = 433 \frac{0,395 \cdot 0,948}{2,315 \cdot 0,495 \cdot 316,4 \cdot 2,733} = 0,164$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i Q_H} = \frac{3600}{0,164 \cdot 42700} = 0,515$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \eta_m = 2,733 \cdot 0,88 = 2,405$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = 0,515 \cdot 0,88 = 0,454$$

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

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} = \frac{0,164}{0,88} = 0,186$$

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e = 13,1 D_{ц}^2 S_{ц} z P_e \eta_i = 13,1 \cdot 0,21^2 \cdot 0,32 \cdot 0,5 \cdot 2,405 \cdot 720 \cdot 8 = 1280,568$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} 100\% = \frac{1280,568 - 1280}{1280,568} 100 = 0,044\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданою і отриманою в результаті розрахунку потужності не перевищує 0,5%.

Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с

Універсальна газова стала $R = 287$, Дж/кг·К

$$G = \left[\frac{\pi D_{ц}^2}{4} \right] S_{ц} \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R T_s} \right) \eta_{Hiz} \left(\frac{n}{60} \right) \varphi_a = \left[\frac{3,14 \cdot 0,21^2}{4} \right] \cdot 0,32 \cdot \left(\frac{0,395 \cdot 10^6}{287 \cdot 316,4} \right) \cdot 0,948 \times \\ \times 8 \cdot 0,5 \cdot \left(\frac{720}{60} \right) \cdot 1 = 2,193$$

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + b_e \frac{N_e}{3600} = 2,193 + 0,186 \frac{1280,568}{3600} = 2,259$$

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = 0,905 P_k = 0,905 \cdot 0,4 = 0,362$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 973,8 \left(\frac{0,362}{1,14} \right)^{\frac{1,283-1}{1,283}} = 755,9$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21(\alpha - 1)L_0] + (0,79\alpha L_0) = \left(\frac{0,84}{12} \right) + \left(\frac{0,126}{2} \right) + [0,21(2,315 - 1)0,495] + (0,79 \cdot 2,315 \cdot 0,495) = 1,177$$

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

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

$$= \frac{1}{\frac{0,87}{12 \cdot 1,177 \cdot 189} + \frac{0,126}{2 \cdot 1,177 \cdot 461,6} + \frac{0,21(2,315 - 1)0,495}{1,177 \cdot 259,8} + \frac{0,79 \cdot 2,315 \cdot 0,495}{1,177 \cdot 296,8}} =$$

$$= 287,4$$

Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b T_t} = \frac{(19,81 + 0,003 \cdot 755,9) + 8,314}{19,81 + 0,003 \cdot 755,9} = 1,377$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі

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

$$= \left[1 + \frac{\left(\frac{1,377}{1,377-1} \right) 287,4 \cdot 755,9 \left[1 - \frac{1}{\left(0,905 \frac{0,4}{0,1011} \right)^{\frac{1,377-1}{1,377}}} \right] 0,95 \cdot 0,81 \cdot 2,259}{2,193 \cdot 287 \cdot 298 \left(\frac{1,4}{1,4-1} \right) \frac{1}{0,78}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 3,963$$

Дійсний тиск надуву, МПа

$$P_{kd} = \pi_k P_0 = 3,963 \cdot 0,101 = 0,4014$$

Порівняння заданого та отриманого тиску надуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} 100\% = \frac{0,4014 - 0,4}{0,4014} 100 = 0,0353\%$$

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

3.4 Побудова індикаторної діаграми

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:
$$p = \frac{p_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

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

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

Дані для розрахунку та побудови індикаторної діаграми:

Показник політропи стиснення n_1	1,361
Показник політропи розширення n_2	1,285
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	18,321
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	20,336
Ступінь попереднього розширення ρ	1,8
Ступінь стиснення	17

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	20,34		9,40	0,87	2,43
1,00	18,32	20,34	10,16	0,78	2,20
1,80	8,23	20,34	10,92	0,71	2,01
2,56	5,10	12,93	11,68	0,65	1,84
3,32	3,58	9,26	12,44	0,59	1,70
4,08	2,70	7,11	13,20	0,55	1,57
4,84	2,14	5,71	13,96	0,51	1,46
5,60	1,76	4,73	14,72	0,47	1,37
6,36	1,48	4,02	15,48	0,44	1,28
7,12	1,27	3,47	16,24	0,41	1,20
7,88	1,10	3,05	17,00	0,39	1,14
8,64	0,97	2,71	17,00		0,39

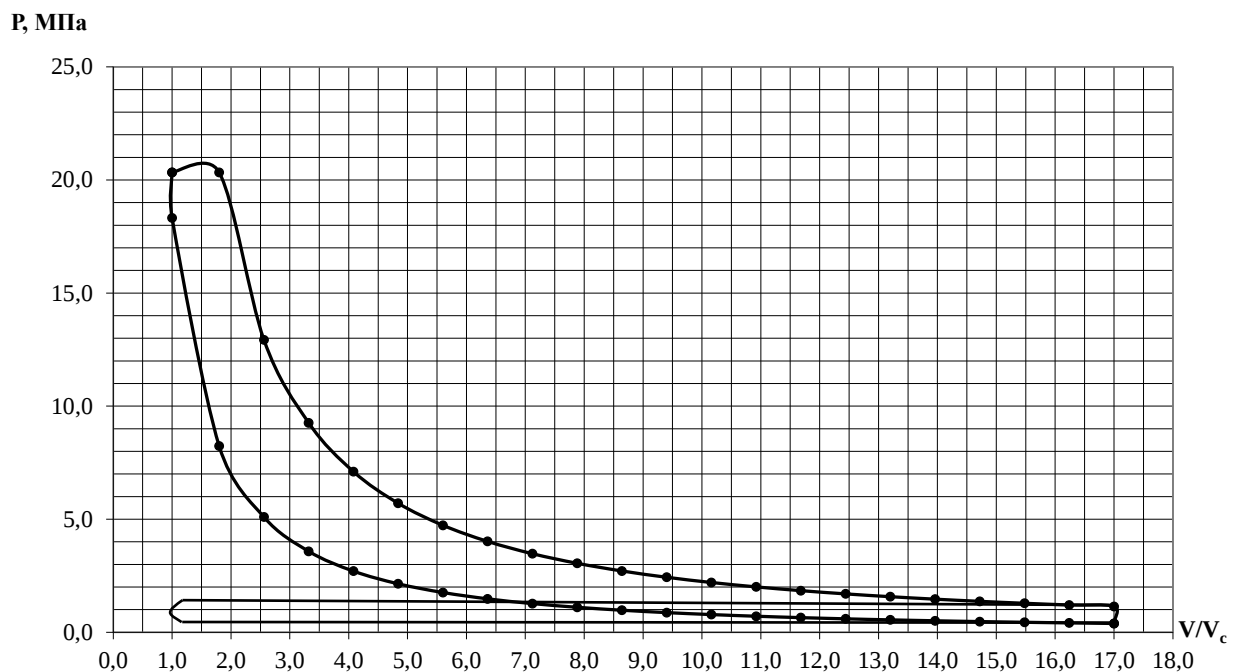
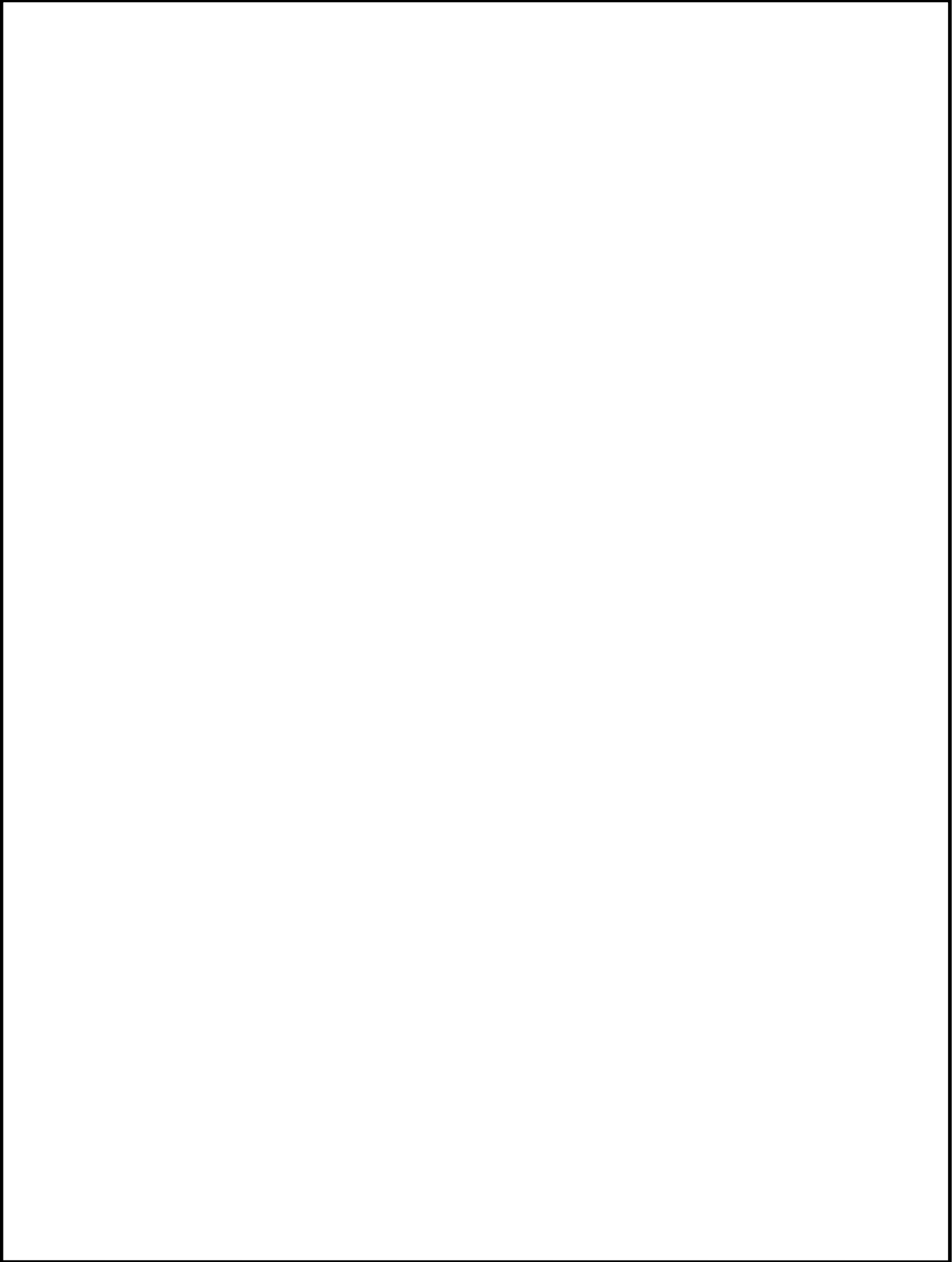


Рис.3.4 Індикаторна діаграма

Висновок. Судновий дизельний середньообертовий двигун, що використовується, як привід електрогенератора, що спроектован та випускається HYUNDAI HEAVY INDUSTRIES має рядне розташування циліндрів, за циклом – він чотирьохтактний. Результати розрахунків циклу та показників представлені на індикаторній діаграмі.



					КРБ.6.135.4217зст.01.04.ПЗ								
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата									
Студент		Григорцев О.В.				Розрахунок характеристик суднового котла Кенгрим МА 3.0			Літ.		Арк.	Аркушів	
Керівник		Коробейнікова									35	12	
									НУК ім. адм. Макарова				

РОЗДІЛ 4. Розрахунок характеристик суднового допоміжного котла

4.1. Загальний устрій котла

Котли Кенгрім МА фірми "Кенгрім Хеві Індастріз" є модифікацією котлів Ольборг AQ-12, які фірма "Ольборг Індастріз" випускала до кінця 90-их років XX століття. Типовий ряд котлів охоплює діапазон паропродуктивності від 1,0 до 7,0 т/год, таблиця 1. Вони мають таку ж як Ольборг AQ-12 конструкцію [9].

Таблиця 4.1. Характеристики котлів типу Кенгрім МА

MODEL NO.		STEAM CAPACITY (t/h)	WORKING PRESSURE (kg/cm ²)	DIMENSIONS (mm)					FLUE GAS OUTLET	WEIGHT(TON)
				A	C	D	E	H	A	DRY
MA	MA 01	1.0	7.0	3160	930	1500	1790	3310	350	4.6
	MA 02	1.5	7.0	3160	930	1700	1590	3310	350	6.4
	MA 03	2.0	7.0	3610	930	1900	1955	3760	400	7.2
	MA 04	2.5	7.0	3765	930	2000	2085	3915	450	8.8
	MA 05	3.0	7.0	4235	965	2000	2040	4385	500	10.0
	MA 06	4.0	7.0	5100	1100	2200	2090	5250	600	13.7
	MA 07	5.0	7.0	5600	1105	2200	2440	5750	650	15.0
	MA 08	6.5	7.0	6000	1125	2400	2515	6150	700	16.0
	MA 09	7.0	7.0	7150	1587	2600	3147	7300	700	17.7

1. DIMENSION OF BOILER EXCLUDING INSULATION.

2. WEIGHT OF BOILER INCLUDING MOUNTINGS, BURNER AND REFRACTORY BUT EXCLUDING WATER.

3. NORMAL WORKING PRESSURE IS AVAILABLE TO INCREASE OR DECREASE ACCORDING TO REQUIREMENT.

Котли відрізняються простою конструктивною схемою (рис. 1). Топка та конвективний паротвірний пучок розміщені усередині корпусу, який включає обичайку та нижнє й верхнє плоскі днища. Топка циліндричної форми зварена з листової сталі. Під топки має футерування. Між верхніми днищами топки та корпусу для міцності конструкції встановлені в'язи. Пучок виконаний у вигляді похилих труб, розміщених упоперек газоходу прямокутного перерізу. Кут нахилу труб не менше 15° для запобігання розшаруванню пароводяної суміші. Незважаючи на компактність конструкції, котел можна легко почистити з водяного боку. Для доступу всередину корпусу котла з метою очищення поверхонь нагріву та ремонту передбачені лази. Є можливість також обмивати водою труби пучка з газового боку через верхню частину газоходу. Котли обладнані стаціонарним сажобудувним пристроєм. Для випуску води з топки передбачена дренажна труба. Коефіцієнт корисної дії котлів 83 %. Температура живильної води 50 °С. Теплота згоряння палива 40200 кДж/кг. Коефіцієнт надлишку повітря 1,15. Температура повітря 25 °С.

4.2 Вибір конструювальної схеми котла

Для допоміжних котлів малої продуктивності типу, які виробляють тільки насичену пару і працюють звичайно на стоянці судна, установка хвостових поверхонь нагріву вважається недоцільною. У відповідності до завдання котел має виробляти насичену пару, тому складається лише з однієї паротвірної поверхні без пароперегрівника. Загальний вигляд котла наведено на рис. 4.1.

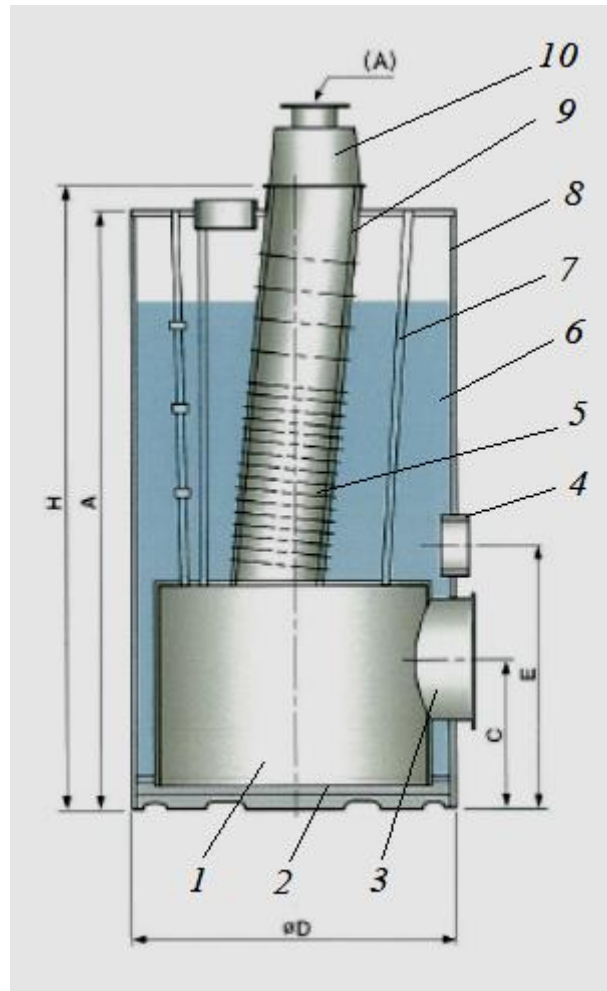


Рис.4.1. Загальний вигляд котла Кенрим МА:

1 – топка; 2 – футеровка поду; 3 – форсункова труба; 4 – лаз; 5 – конвективна паротвірна поверхня нагріву; 6 – водяний простір; 7 – довгі в'язи; 8 – корпус котла; 9 – газохід; 10 – патрубок вихідний

Вихідні дані:

Завдання на проектування					
№	Величина	Позначення	Одиниця виміру	Формула або джерело	Величина
1	Паропроодуктивність котла	$D_{н.п}$	кг/с	задано	0,833 (3,0 т/год)
2	ККД котла	η	%	задано	90
3	Тиск насиченої пари	P_s	МПа	задано	0,6
4	Температура насиченої пари	t_s	°C	табл. «Властивості води на лінії насичення»	165
5	Температура живильної води	$t_{п.в}$	С	задано	60
6	Коефіцієнт надлишку повітря	α	-	приймаємо	1,15
7	Марка палива		-	задано	Ф-5
8	Кількість форсунок	$N_{форс}$	шт.	задано	1
9	Нижча теплота згоряння палива	$Q_{н.р.}$	кДж/кг	табл. «Характеристики палива»	$39,8 \times 10^3$
10	Вологовміст атмосферного повітря	d	кг/кг	приймаємо	0,01

4.3 Розрахунок процесу горіння

Розрахунок кількості повітря та продуктів згоряння					
1	Склад палива на робочу масу	C_p	%	табл. «Характеристики палива»	86,01
		H_p	%		10,666
		S_p	%		0,489
		O_p	%		0,685
		A_p	%		0,15
		W_p	%		2,0
2	Теоретична кількість сухого повітря	V_o	$\text{м}^3/\text{кг}$	$V_o = 0,0889 \cdot (C_p + 0,375 \cdot S_p) + 0,267 \cdot H_p - 0,0333 \cdot O_p$	10,49
3	Об'єм три-атомних газів	V_{RO2}	$\text{м}^3/\text{кг}$	$V_{RO2} = 0,0187 \cdot (C_p + 0,375 \cdot S_p)$	1,612

					КРБ.6.135.4217зст.01.04.ПЗ	Лист
						38
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4	Теоретичний об'єм водяної пари	V_{0H_2O}	$\text{м}^3/\text{кг}$	$0,111 \cdot H_p + 0,0124 \cdot W_p + 1,6 \cdot d \cdot V_o + 1,24 \cdot G_\phi$	1,376
5	Теоретичний об'єм водяної пари при $\alpha = 1$	V_{H_2O}	$\text{м}^3/\text{кг}$	$0,111 \cdot H_p + 0,0124 \cdot W_p + 1,6 \cdot d \cdot \alpha \cdot V_o + 1,24 \cdot G_\phi$	1,402
6	Теоретичний об'єм азоту при $\alpha = 1$	$V_{o.N_2}$	$\text{м}^3/\text{кг}$	$0,79 \cdot V_0$	8,285
9	Об'єм продуктів згоряння	V_r	$\text{м}^3/\text{кг}$	$V_{RO_2} + V_{ON_2} + V_{OH_2O} + (1 + 1,6d) (\alpha - 1) \cdot V_0$	12,269
10	Об'ємні частки триатомних газів:	Γ_{RO_2}	-	$\frac{V_{RO_2}}{V_r}$	0,125
11	Об'ємні частка водяної пари	Γ_{H_2O}	-	$\frac{V_{H_2O}}{V_r}$	0,109
12	Об'ємна частка суми триатомних газів	Γ_Π	-	$r_{RO_2} + r_{H_2O}$	0,234

Розрахунок ентальпій повітря та продуктів згоряння

розрахунок проводиться в табличній формі з побудовою I - T – діаграми
приклад розрахунку наведений у «Єпіфанов О. А. Конструкції суднових котлів»

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

$t, ^\circ\text{C}$	V_{RO_2}		$V_{N_2}^0$		$V_{H_2O}^0$		$I_{\text{пов}}^0$	I_Γ^0	I_Γ
	c_{RO_2}	$V_{RO_2} c_{RO_2}$	c_{N_2}	$V_{N_2}^0 c_{N_2}$	c_{H_2O}	$V_{H_2O}^0 c_{H_2O}$			
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

					КРБ.6.135.4217зст.01.04.ПЗ	Лист
						39
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

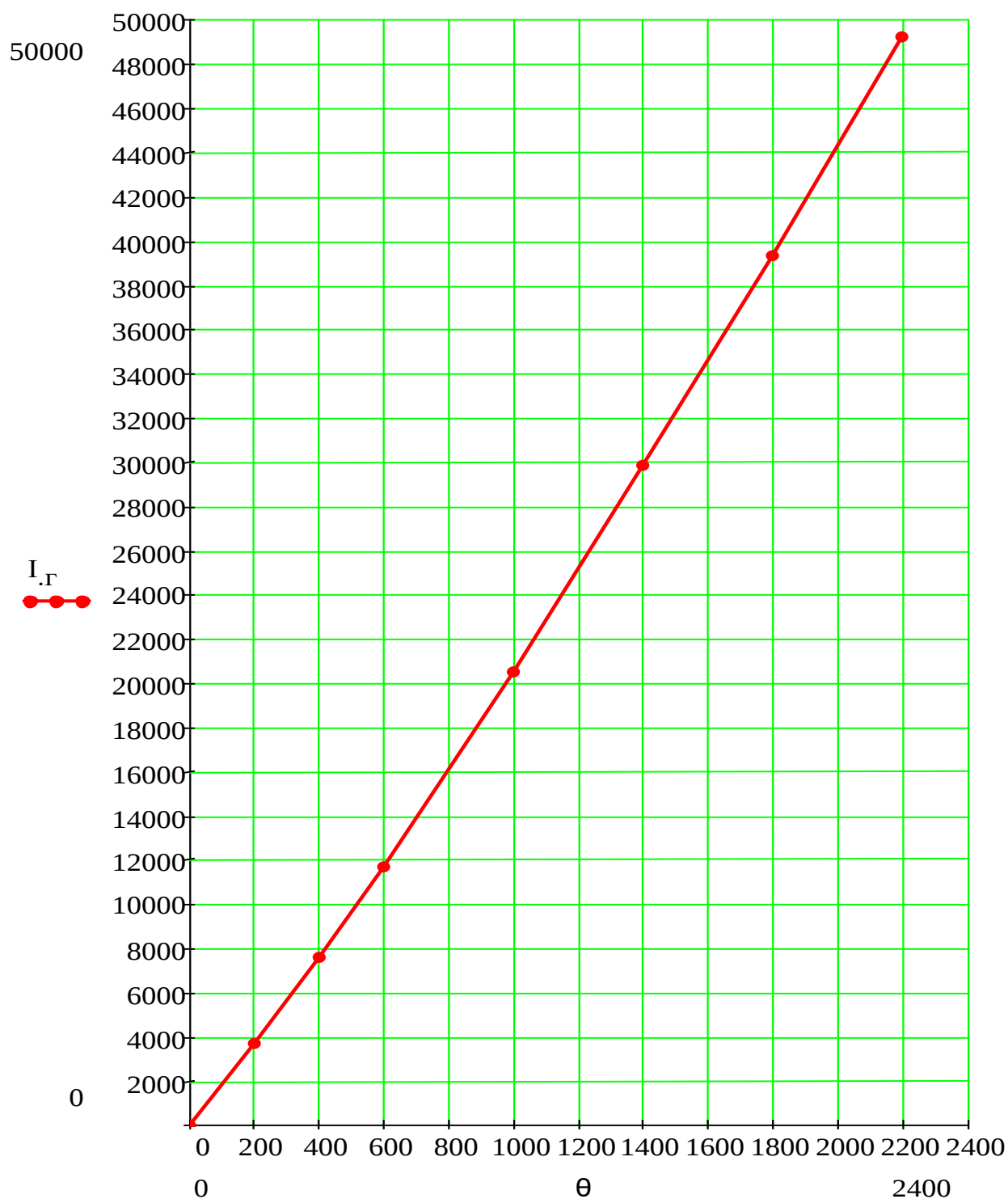


Рис.4.2 I - t діаграма продуктів згоряння

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.6.135.4217зст.01.04.ПЗ

Лист

40

4.4 Тепловий баланс котла

Складання попереднього теплового балансу котла					
1	Температура підігріву палива	$t_{т.л}$	°C	приймаємо	115
2	Теплоємності при температурі повітря на вході в топку: сухого повітря: водяної пари:	$C_{с.пов}$ C_{H_2O}	кДж/м ³	[12]	1,299 1,499
3	Теплоємність палива	$C_{пал}$	кДж/м ³ К	$C_{пал} = 1,74 + 0,0025t_{т.л} = 1,74 + 0,0025 \times 115$	1,99
4	Ентальпії: холодного повітря фізична теплота палива насиченої пари живильної води	$I_{х.пов}$ $i_{пал}$ $i_{н.п}$ $i_{ж.в}$	кДж/кг	$j_{х.п} = \alpha V^0 (C_{с.в} + 1,6dC_{H_2O}) t_{х.в}$ $C_{пал} \times t_{т.л}$ табл. «Властивості води і водяної пари» табл. «Властивості води і водяної пари»	399,2 233,1 2756 251,1
5	Наявна теплота	$Q_{р.р}$	кДж/кг	$Q_H^p + i_{пал} + Q_\phi$	39999
6	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 0,015 0,15
7	Теплові втрати з відхідними газами	Q_2	кДж/кг	$\left(\frac{q_2}{100}\right) Q_p^p$	5999
8	Ентальпія відхідних газів:	$I_{відх}$	кДж/кг	$Q_2 + I_{х.пов}$	6399
9	Температура відхідних газів:	$t_{відх}$	°C	з I-T – діаграми	339,6
10	Розрахункова витрата палива	$B_{розр}$	кг/с	$\frac{D_{н.п}(i_{н.п} - i_{ж.в})}{Q_{p.p}(\frac{\eta}{100})}$	0,064
11	Коефіцієнт збереження теплоти	ϕ		$1 - \frac{q_s}{\eta + q_5}$	0,982

4.5 Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь

Дані для розрахунку теплообміну в топці та побудови компоновального ескізу

1	Об'єм топки	$V_{\text{топки}}$	м^3	$V_T = \frac{\pi D^2}{4} \cdot H_T$	2,95
2	Розрахункова продуктивність однієї форсунки	$B_{\text{форс}}$	кг/с	$\frac{B_{\text{розр}}}{N_{\text{форс}}}$	0,064
3	Теплонапруга топкового простору	q_T	кВт/м^3	$\frac{B_{\text{розр}}}{N_{\text{форс}}} \cdot \frac{B \cdot Q_{\text{нагв}}}{V_T}$	865,4
4	Розрахунковий діаметр топки	D	м	Прийнято	1,7
5	Ширина топки	D_T	м	$D - 0,2$	1,5
6	Висота топки	H_T	м	$\frac{4 \cdot V_T}{3,14 \cdot D_0^2}$	1,3
Побудова ескізу топки та уточнення розмірів					
7	Витрата повітря через отвір фурми,:	V_{ϕ}	$\text{м}^3/\text{с}$	$\frac{(\alpha V_0 \cdot B_{\text{форс}})(t_{\text{х.пов}} + 273)}{273}$	0,84
8	Швидкість повітря через отвір фурми	ω'_{ϕ}	м/с	приймаємо	15
9	Живий перетин фурми	f'_{ϕ}	м^2	$\frac{V_{\phi}}{\omega'_{\phi}}$	0,056
10	Розрахунковий діаметр фурми	d'_{ϕ}	м	$\sqrt{\frac{f'_{\phi}}{0,785}}$	0,267
11	Прийнятий діаметр фурми	d_{ϕ}	м	округляємо d'_{ϕ}	0,3
12	Прийнятий перетин фурми	f_{ϕ}	м^2	$0,785 d_{\phi}^2$	0,071
13	Дійсна швидкість повітря через отвір фурми	ω_{ϕ}	м/с	$\frac{V_{\phi}}{f_{\phi}}$	11,9
14	Повна площа поверхні топки:	$F_{\text{т.полн}}$	м^2	$\pi \cdot D_T H_T + \frac{2\pi \cdot D_T^2}{4}$	11,48
15	Променесприймальна площа поверхні нагріву топки	$F_{\text{т.пром}}$	м^2	$\pi \cdot D_T H_T - \frac{\pi \cdot d_{\phi}^2}{4} + \frac{\pi \cdot D_T^2}{4}$	9,16
16	Ступінь екранування топки	$\phi_{\text{топки}}$		$\frac{F_{\text{т.пром}}}{F_{\text{т.полн}}}$	0,797
17	Ефективна товщина випромінюючого шару топки	$S_{\text{топки}}$	м	$3,6 \left(\frac{V_T}{F_{\text{т.полн}}} \right)$	0,925

Розрахунок теплообміну в топці:					
1	Ентальпія газів при адіабатній температурі	I_a	кДж/кг	$Q_p^p(1 - q_3) + j_{x.пов}$	40098
2	Адіабатна температура газів	t_a	°C	з $I-T$ – діаграми	1836
3	Адіабатна температура газів:	T_a	К	$t_a + 273$	2109
4	Температура газів на виході із топки	t'_T	°C	приймаємо	1045
5	Температура газів на виході із топки	T'_T	К	$T'_T + 273$	1318
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	21542
8	Середня сумарна теплоємність газів	ΣV_c	кДж/кг К	$\frac{j_a - j_T}{t_a - t_T}$	23,6
9	Коефіцієнт ослаблення променів: сажистими частками: триатомними газами:	κ_c	1/МПа м	$0,3(2-\alpha)[1,6\frac{T'_T}{1000} - 0,5] \cdot \frac{c_p}{H_p}$	16,4
		κ		$[(\frac{2,47+5,06 \cdot r_{H2O}}{\sqrt{r_{пpT}S_{топки}}})-1] \cdot (1-0,37\frac{T'_T}{1000}) \cdot r_{п}$	2,47
10	Ступінь чорноти: триатомних газів: випромінюючого полум'я:	a_T		$1 - e^{-K_T \cdot r_{пpS}}$	0,204
		$a_{св}$		$1 - e^{-(K_T r_{п} + K_c) p S}$	0,781
11	Ефективність ступеня чорноти факела:	a_{ϕ}		$ma_{св} + (1 - m)a_T$	0,707
13	Коефіцієнт забруднення екранних труб (приймаємо) :	ξ		приймаємо	0,6
14	Ступінь чорноти топки:	a_T		$\frac{a_{\phi}}{a_{\phi} + (1 - a_{\phi})\psi\xi}$	0,834
15	Критерій Больцмана:	Bo		$\frac{\varphi B \Sigma(V_c) i}{5,67 \cdot 10^{-11} \xi H_d T_a^3}$	0,506
16	Температура газів на виході з топки: безрозмірна у числовому вигляді:	Θ		$\frac{B_0^{0,6}}{0,69 \cdot a_T^{0,6} + 1,03 \cdot B_0^{0,6}}$	0,624
		t_T	°C	$\Theta \cdot T_a - 273$	1044
17	Розрахункова ентальпія газів на виході із топки:	I_T	кДж/кг	з $I-T$ – діаграми	21532
18	Теплова потужність променесприймаючої поверхні топки:	$Q_{л}$	кВт	$\varphi(j_a - j_T) V_{розр}$	1170
19	Похибка(не повинна перевищувати 10°C)		°C	$t'_T - t_T$	0,419
				КРБ.6.135.4217зст.01.04.ПЗ	Лист
					43
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	

Конструктивний розрахунок конвективного притопкового пучка:					
1	Зовнішній діаметр труб	d	м	приймаємо	0,029
2	Крок труб : поперечний: поздовжній:	S ₁ S ₂	м	приймаємо	0,044 0,05
3	Кількість труб в одному ряду:	z ₁	шт	$\frac{H_T}{S_1}$	27
4	Повна довжина труб середнього ряду пучка:	l	м	з ескізу	0,58
5	Живий перетин для проходу газів:	F _г	м ²	$\frac{\pi D_T^2}{4} - z_1 \cdot d$	0,242
6	Поверхня нагріву одного ряду:	H _{ряду}	м ²	$\pi \cdot d \cdot l \cdot z_1$	1,426
7	Теплова потужність паротвірного притопочного пучка	Q _п	кВт	$D_{н.п}(i_{н.п} - i_{эк}) - Q_{л}$	949
8	Ентальпія газів на виході з пучка:	I ₁	кДж/кг	$j_m - \frac{Q_{п}}{\varphi B_{розр}}$	6399
9	Температура газів на виході з пучка:	t ₁	°С	з I-T – діаграми	339,6
10	Середня температура газів в пучку:	t _п	°С	$\frac{(t_T + t_1)}{2}$	692,1
11	Середня температура газів в пучку:	T _п	К	t _п + 273	965,1
12	Середня швидкість газів в пучку:	ω _г	м/с	$B_{розр} \cdot V_{г} \frac{T_{п}}{273 F_T}$	12,02
13	Коефіцієнт теплопровідності газів:	λ _г	Вт/м К	табл. «Теплофізичні властивості димових газів»	0,082
14	Коефіцієнт кінематичної вязкості газів:	ν _г	м ² /с	табл. «Теплофізичні властивості димових газів»	10,5x10 ⁻⁵
15	Критерій Прандтля газів:	Pr _г		табл. «Теплофізичні властивості димових газів»	0,599
16	Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією:	α _к	Вт/м ² К	$\frac{\lambda_{г}}{d} \cdot \left(\frac{w_{г} \cdot d}{\nu_{г}} \right)^{0,6} Pr^{0,33} \cdot C_z C_s$ $\sigma_1 = \frac{s_1}{d} \quad \sigma_2 = \frac{s_2}{d} \quad \phi_{\sigma} = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2 - 1} = 0,5$ $C_s = 0,34 \quad \phi_{\sigma}^{0,1} = 0,317$	99,44
17	Густина теплового потoku поверхні нагріву пучка:	q _п	Вт/м ²	приймаємо	30000
18	Коефіцієнт забруднення труб пучка	ε	м ² /К Вт	[12]	0,005
19	Температура зовнішньої поверхні забруднюючого шару :	t _{забр}	°С	t _s + εq _п	315
20	Температура зовнішньої поверхні забруднюючого шару :	T _{забр}	К	t ₃ + 273	588
					Лист
					44
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	

КРБ.6.135.4217зст.01.04.ПЗ

21	Ефективна товщина випромінюючого шару	$S_{\text{эф}}$	м	$0,9d \left(\frac{4S_1 S_2}{\pi d^2} - 1 \right)$	0,061
22	Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами:	$\kappa_{\text{п}}$	1/МПа м	$\left(\frac{2,47 + 5,06r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{pr_{\text{п}} S_{\text{топки}}}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{T_{\text{п}}}{1000} \right) r_{\text{п}}$	11,9
23	Ступінь чорноти триатомних газів:	$a_{\text{г.п}}$		$1 - e^{-K_{\text{г}} r_{\text{п}} p S}$	0,07
24	Коефіцієнт тепловіддачі: випромінюванням триатомних газів:	$\alpha_{\text{л}}$	Вт/м ² К	$5,1 \cdot 10^{-8} a_{\text{г.п}} T^3 \frac{1 - \left(\frac{T_3}{T} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_3}{T}}$	6,89
	від газів до стінки :	α_1		$\alpha_{\text{к}} + \alpha_1$	106,4
25	Коефіцієнт теплопередачі:	k	Вт/м ² К	$\Psi (\alpha_{\text{л}} - \alpha_{\text{к}})$	69,47
26	Температурний напор:	Δt	°С	$\frac{t' - t''}{\ln \frac{t' - t_s}{t'' - t_s}}$	436,0
27	Розрахункова поверхня нагріву паротвірного притопкового пучка:	$H_{\text{п}}$	м ²	$Q_{\text{п}} \cdot \frac{10^3}{k \cdot \Delta t}$	31,33
28	Розрахункова кількість рядів труб у пучку:	z_2	шт	$\frac{H_{\text{п}}}{H_p}$	22
29	Прийнята кількість рядів труб у пучку(округляємо) :	$z_{2\text{пр}}$	шт	округляємо $z_{.2}$	22
30	Прийнята поверхня нагріву притопкового пучка:	$H_{\text{п.пр}}$	м ²	$H_p z_2^*$	31,33
31	Розрахункова густина теплового потоку поверхні паротвірного пучка,	$q_{\text{п.р}}$	Вт/м ²	$\frac{Q_{\text{п}}}{F_{\text{п}}} \cdot 10^3$	30293
32	Розбіжність між розрахунковою і прийнятою густинами теплового потоку (не повинна перевищувати 15%)	$q_{\text{п}}$	%	$100 \cdot \frac{q_{\text{п.р}} - q_{\text{п}}}{q_{\text{п}}}$	0,976
33	Невязка теплового балансу (не повинна перевищувати 0,5%)	ΔQ	%	$Q_{\text{наяв}} \cdot \eta - \frac{Q_{\text{т}} + Q_{\text{п}}}{B}$	0

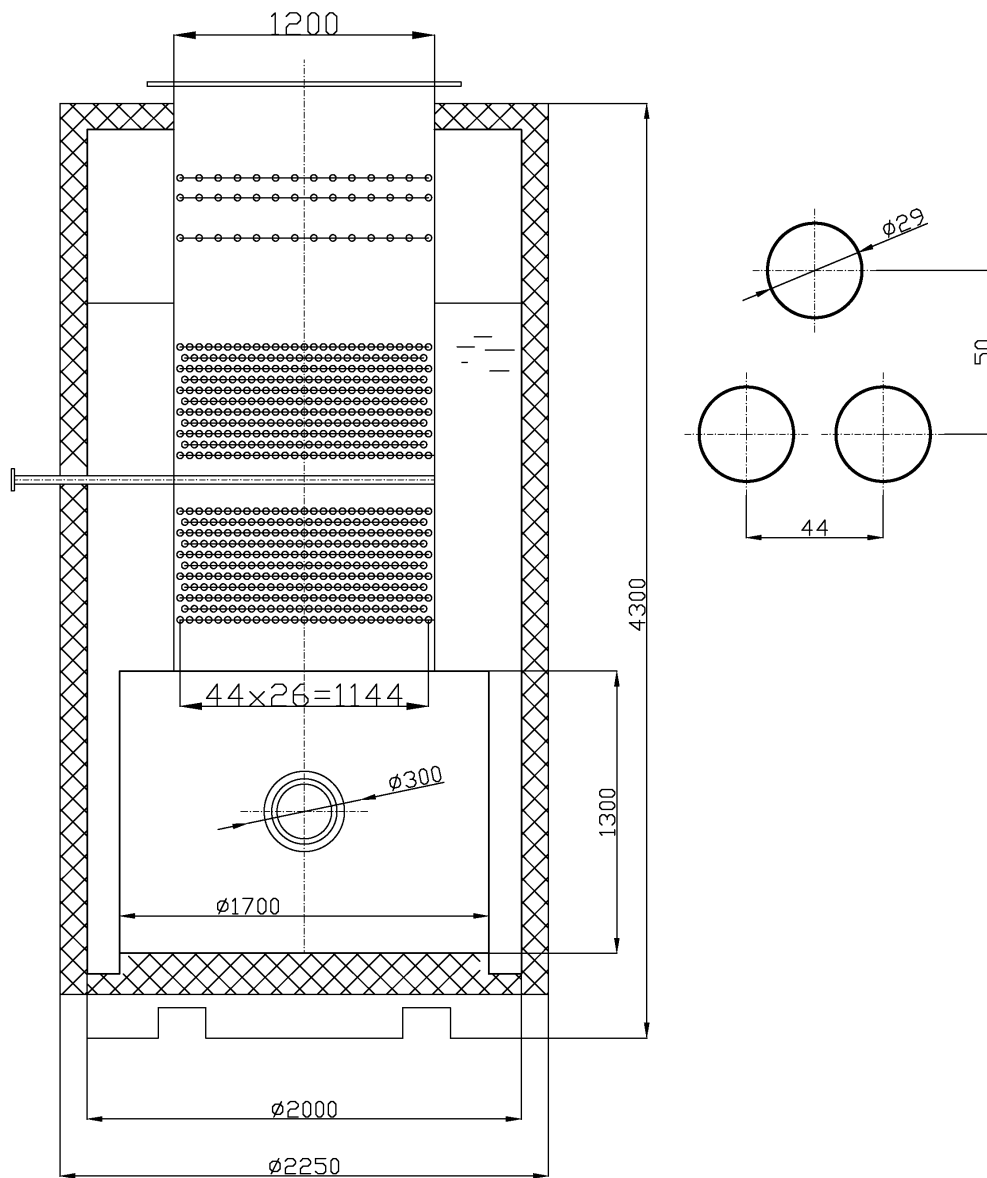


Рис.4.3. Поперечний переріз котла Кенгрим МА 3.0

Висновок. Для вирішення питання пов'язаного з розміщенням котла у машинному відділенні та зручності його обслуговування під час експлуатації виконані розрахунки, що дозволили визначити додаткову інформацію стосовно пучка, де утворюється пара, в вертикальному газоводотрубному допоміжному котлі. Результатом розрахунку стало отримання значень площі поверхні теплообміну паротвірного пучка, кількості рядів труб у пучку. За отриманими даними виконано креслення поздовжнього та поперечного перерізу допоміжного парового котла Кенгрим МА 3.0

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.6.135.4217зст.01.04.ПЗ

Лист

46

					КРБ.6.135.4217зст.01.05.ПЗ						
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
Студент		Григорцев О.В.			Визначення характеристик загальносуднової системи – спринклерної	Літ.		Арк.	Аркушів		
Керівник		Коробейнікова						47	13		
						НУК ім. адм. Макарова					

РОЗДІЛ 5 Визначення характеристик загальносуднової системи

5.1 Розробка розгорнутої принципової схеми спринклерної системи

Вимоги Регістра Суднолавіста України до спринклерної системи представлено в Частині VI. Протипожежний захист, п.3. Протипожежне обладнання і системи, п.п. 3.3 Спринклерна система [6]

Принцип дії спринклерної системи

Спринклерна автоматична система діє наступним чином. Теплота, що виділяється при пожежі, діє на плавкі вставки одного або кількох спринклерів. Спринклери розкриваються і дають можливість воді розбризкуватися. Спочатку поступає вода, що знаходилась в трубопроводах, потім вода з пневмоцистерни. Коли запас води в цистерні закінчується, тиск падає. Падіння тиску викликає спрацювання електричного датчика тиску (пневмореле), який підключає насос спринклерної системи.

При цьому лунає сигнал тривоги. Спринклерний насос подає воду із запасної цистерни прісної води. Встановлені на трубах контрольні клапани забезпечують поступання води від насоса до спринклерів, а не в пневмоцистерну. Після того, як вода із запасної цистерни буде витрачена, всмоктування насосу має перейти на забортну воду.

Дії членів екіпажу не повинні залежати від роботи автоматичної спринклерної системи як від єдиного способу гасіння пожежі. Перша атака (спринклерною системою) має бути підтримана з допомогою пожежних рукавів.

Працюючу спринклерну систему не слід відключати до тих пір, поки не буде збите полум'я та не будуть подані рукава для ліквідації залишків пожежі. Важливо не допустити непотрібного скупчення води, але основна мета полягає в тому, щоб загасити полум'я.

Після того, як пожежа згасла, спринклерна система має бути відновлена. Спринклери, що відкрилися, мають бути замінені спринклерами з тою ж формою розетки, і що спрацьовують при тій же температурі. Для цього на судні має бути запас спринклерів відповідних типів. Пневмоцистерна має бути заповнена водою та загерметизована, а клапани встановлені у вихідне положення. [6]

					КРБ.6.135.4217зст.01.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

5.2 Гідравлічний розрахунок системи [6,13]

Розбиваємо трубопровід на ділянки і визначаємо діаметри ділянок для найбільш віддаленої горизонтальної ділянки – від всмоктувальних патрубків в носі до насосу, розташованому в кормовій частині.

Згідно з вимогами Регістру швидкості в трубопроводах спринклерної системи допускається 2 м/с. Розіб'ємо трубопровід на ділянки з постійною витратою і діаметром.

Діаметр i -ої ділянки визначимо за формулою:

$$d_i = \sqrt{\frac{4Q_i}{3600\pi v}}$$

де Q_i - витрата на i -й ділянці, м³/с; v - швидкість, м/с. Результати розрахунків зведемо в табл. 5.2. У подальших розрахунках будемо використовувати умовні стандартні діаметри для сталевих оцинкованих трубопроводів, враховуючи, що витрата води на один спринклер має бути рівною $(1,25 - 1,3) \cdot 10^{-3}$ м³/с та напор 10 м.вод.ст.

Виконаємо розрахунок для найдовшої ділянки трубопроводу (рис. 5.1) (таб. 5.2). [13]

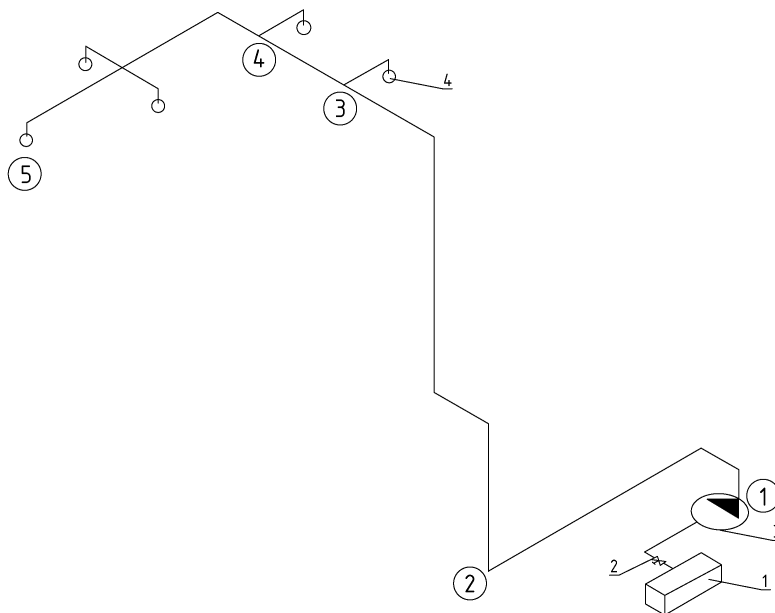


Рис. 5.1. Принципова схема розрахункової ділянки

1 – кінгстон; 2 – незворотньо-запірний клапан; 3 – насос спринклерний;
4 - спринклери

					КРБ.6.135.4217зст.01.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

Місцеві опори на розрахункових ділянках, їх коефіцієнти наведено в табл. 5.1; результати гідравлічних розрахунків - в табл. 5.3-5.5.

Таблиця 5.1 Коефіцієнти місцевих опорів розрахункових ділянок

Ділянка	Місцеві опори, їх кількість	Коефіцієнти	Сумарний коефіцієнт місцевих опорів
а-б	коліно - 4	0,15	2,65
	клапан - 1	2,5	
б-в	коліно - 1	0,15	0,15
в-г	коліно - 2	0,15	3,85
	трійник - 2	2,5	
	спринклер - 2	1,2	
г-д	коліно - 4	0,15	1,55
	хрестовина - 1	0,2	
	спринклер - 3	1,2	

Таблиця 5.2 Витрата води і внутрішній діаметр ділянок спринклерної системи

Номер ділянки	Витрата, м³/год	Діаметр розрахунковий, м	Діаметр прийнятий умовний, м
а-б	40	0,084	0,100
б-в	40	0,084	0,100
в-г	22,5	0,063	0,070
г-д	13,5	0,0489	0,050

Таблиця 5.3 Гідравлічний розрахунок ділянки системи 100 %

Параметр	Позначення	Номер ділянки			
		а-б	б-в	в-г	г-д
1. Подача, м ³ /с	Q	0,0111	0,0111	0,00625	0,00375
2. Тем-ра, °С	T	20			
3. Густина, кг/м ³	ρ	1000			
4. Коефіцієнт кінеметичної в'язкості, м ² /с	ν	0,000001			
5. Діаметр труби, м	d	0,1	0,1	0,07	0,05
6. Довжина вертикальних ділянок, м	$\Delta z = z_i - z_{i-1}$	0,3	7	0,4	0,6
7. Статична складова втрат, м.вод.ст.	$H_{cm} = z\rho g 10^{-3}$	2,94	68,6	3,92	5,88
8. Довжина ділянки, м	l	4,5	14	5,2	9,8
9. Абсолютна шорсткість, мм	Δ	0,1			
10. Швидкість, м/с	$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$	1,41	1,41	1,62	1,91
11. Число Рейнольдса	$Re = \frac{vd}{\nu}$	141401	141401	113739	95541
12. Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,110	0,110	0,120	0,131
13. Сума коефіцієнтів місцевих опорів	$\Sigma \xi$	2,65	0,15	3,85	1,55
14. Місцеві втрати напору, м.вод.ст.	$H_m = \xi \frac{v^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	0,27033	0,01530	0,51860	0,28874
15. Втрати напору на тертя, м.вод.ст.	$H_{mp} = \lambda \frac{lv^2 \rho}{2gd} 10^{-3}$	0,505	1,571	1,203	4,777
16. Втрати напору сумарні, м.вод.ст.	$H_{сум} = H_{mp} + H_{cm} + H_m$	3,715	70,186	5,642	10,945
17. Втрати напору в розрахунковій ділянці, м.вод.ст. (МПа)	$\Sigma H_{сум}$	90,49			

Таблиця 5.4 Гідравлічний розрахунок ділянки системи 80 %

Параметр	Позначення	Номер ділянки			
		а-б	б-в	в-г	г-д
1. Подача, м ³ /с	Q	0,00888	0,00888	0,005	0,003
2. Тем-ра, °С	T	20			
3. Густина, кг/м ³	ρ	1000			
4. Коефіцієнт кінеметичної в'язкості, м ² /с	ν	0,000001			
5. Діаметр труби, м	d	0,1	0,1	0,07	0,05
6. Довжина вертикальних ділянок, м	$\Delta z = z_i - z_{i-1}$	0,3	7	0,4	0,6
7. Статична складова втрат, м.вод.ст.	$H_{cm} = z\rho g 10^{-3}$	2,94	68,6	3,92	5,88
8. Довжина ділянки, м	l	4,5	14	5,2	9,8
9. Абсолютна шорсткість, мм	Δ	0,1			
10. Швидкість, м/с	$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$	1,131	1,131	1,300	1,529
11. Число Рейнольдса	$Re = \frac{vd}{\nu}$	113121	113121	90991	76433
12. Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,110	0,110	0,120	0,131
13. Сума коефіцієнтів місцевих опорів	$\Sigma \xi$	2,65	0,15	3,85	1,55
14. Місцеві втрати напору, м.вод.ст.	$H_m = \xi \frac{v^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	0,173	0,0098	0,332	0,185
15. Втрати напору на тертя, м.вод.ст.	$H_{mp} = \lambda \frac{lv^2 \rho}{2gd} 10^{-3}$	0,323	1,006	0,770	3,057
16. Втрати напору сумарні, м.вод.ст.	$H_{cum} = H_{mp} + H_{cm} + H_m$	3,436	69,62	5,022	9,122
17. Втрати напору в розрахунковій ділянці, м.вод.ст. (МПа)	ΣH_{cum}	87,20			

Таблиця 5.5 Гідравлічний розрахунок ділянки системи 120 %

Параметр	Позначення	Номер ділянки			
		а-б	б-в	в-г	г-д
1. Подача, м ³ /с	Q	0,01332	0,01332	0,0075	0,0045
2. Тем-ра, °С	T	20			
3. Густина, кг/м ³	ρ	1000			
4. Коефіцієнт кінеметичної в'язкості, м ² /с	ν	0,000001			
5. Діаметр труби, м	d	0,1	0,1	0,07	0,05
6. Довжина вертикальних ділянок, м	$\Delta z = z_i - z_{i-1}$	0,3	7	0,4	0,6
7. Статична складова втрат, м.вод.ст.	$H_{cm} = z\rho g 10^{-3}$	2,94	68,6	3,92	5,88
8. Довжина ділянки, м	l	4,5	14	5,2	9,8
9. Абсолютна шорсткість, мм	Δ	0,1			
10. Швидкість, м/с	$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$	1,697	1,697	1,950	2,293
11. Число Рейнольдса	$Re = \frac{vd}{\nu}$	169681	169681	136487	114649
12. Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,110	0,110	0,120	0,131
13. Сума коефіцієнтів місцевих опорів	$\Sigma \xi$	2,65	0,15	3,85	1,55
14. Місцеві втрати напору, м.вод.ст.	$H_m = \xi \frac{v^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	0,389	0,022	0,747	0,416
15. Втрати напору на тертя, м.вод.ст.	$H_{mp} = \lambda \frac{lv^2 \rho}{2gd} 10^{-3}$	0,727	2,262	1,733	6,878
16. Втрати напору сумарні, м.вод.ст.	$H_{сум} = H_{mp} + H_{cm} + H_m$	4,056	70,88	6,40	13,17
17. Втрати напору в розрахунковій ділянці, м.вод.ст. (МПа)	$\Sigma H_{сум}$	94,51			

5.3 Комплектація системи основним обладнанням

В якості спринклерного насоса обираємо відцентровий багатоступеневий насос KSB Movites 65/4 (рис. 5.7), що здатен перекачувати як прісну, так і морську воду. Параметри насоса показано в таблиці 5.6.[14]



Рис. 5.2 Насос KSB Movites 65/4

Таблиця 5.6 Параметри насоса KSB Movites 65/4

Подача, м ³ /с (м ³ /год)	до 0,02 (75)
Напір, м.вод.ст.	до 249/400
Частота обертання, об/хв	2900
Коефіцієнт швидкохідності	113
Кавітаційний запас, м	5
Тип електродвигуна	AM61-2
Потужність електродвигуна, кВт	35
Маса, кг	420

Будуємо об'єднану напірно-витратну характеристику насоса і системи (рис. 5.3).

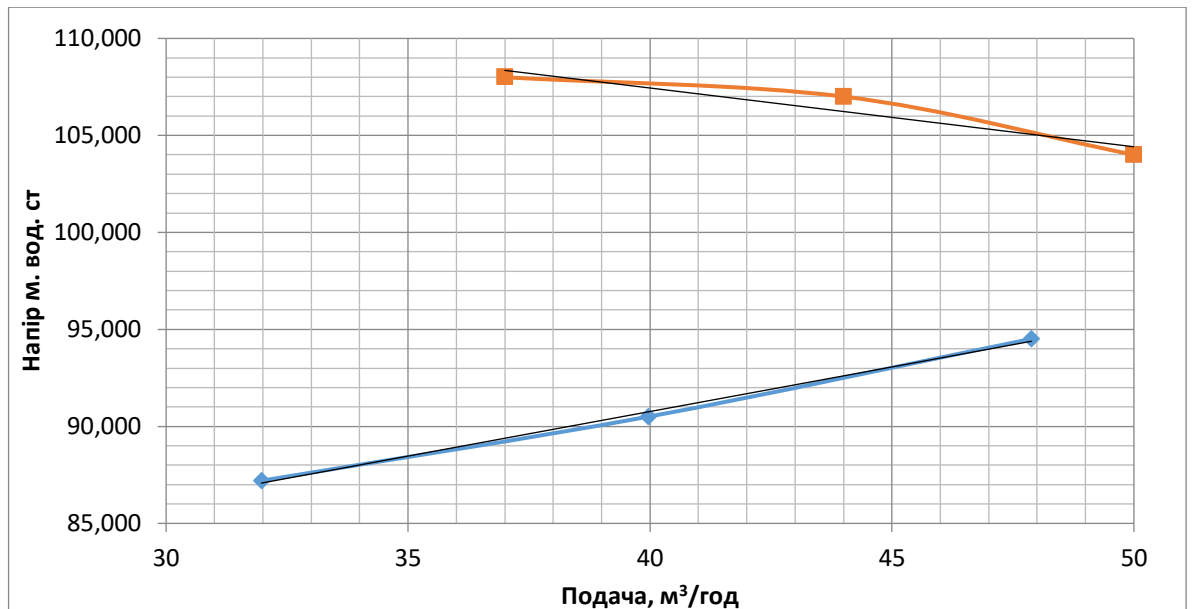


Рис. 5.3 Напірно – витратні характеристики

Максимальний напір насоса не перевищує 100 м.вод.ст., максимальні втрати тиску в системі в розрахунках складають 94,5 МПа. Тобто система буде працездатною, насос квітувати не буде, необхідності встановлювати дросельну шайбу немає.

Перевірка на кавітацію за формулою

$$H^{вак} \geq H_m + H_{втр}^{вс};$$

$$H^{вак} = 0,270 + 0,505 = 0,775 \text{ м.вод.ст.};$$

$$H_{вак}^{доп} = 5 \text{ м.вод.ст.}$$

$5 > 0,775$ – умова виконується, насос не кавітує.

У зв'язку з тим, що тиск у системі не повинен бути нижче заданого, дросельну шайбу встановлювати не обов'язково, так як незначне перевищення тиску в системі не порушує її роботу.

Конструктивні елементи спринклерної системи

Свою назву система отримала від водорозпилювача – спринклера (рис. 5.4), який представляє собою розпилюючу воду насадку з легкоплавким замком, який відкриває вихід воді при досягненні у приміщенні небезпечної температури.

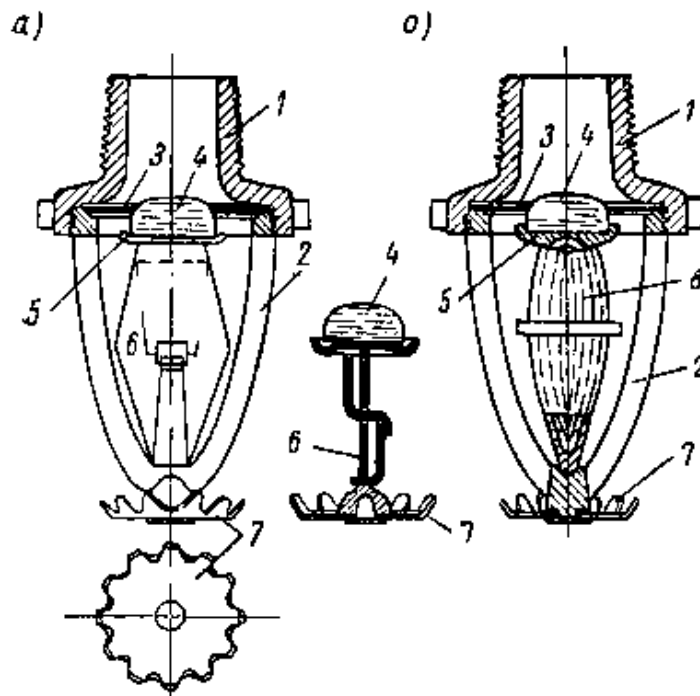


Рис. 5.4 Спринклери:

а – з металевим легкоплавким замком; *б* – зі скляною колбою, що заповнена легко випарною рідиною (1 – штуцер; 2 – рама; 3 – діафрагма; 4 – клапан скляний; 5 – підтримка клапана; 6 – легкоплавкий металевий замок; 7 – розетка; 8 – колба скляна)

Спринклери, прибори автоматики, які забезпечують пуск води в систему, та арматуру варто виготовляти з бронзи чи латуні; можливе також використання пластиків, стійких до дії морської води та високої температури.

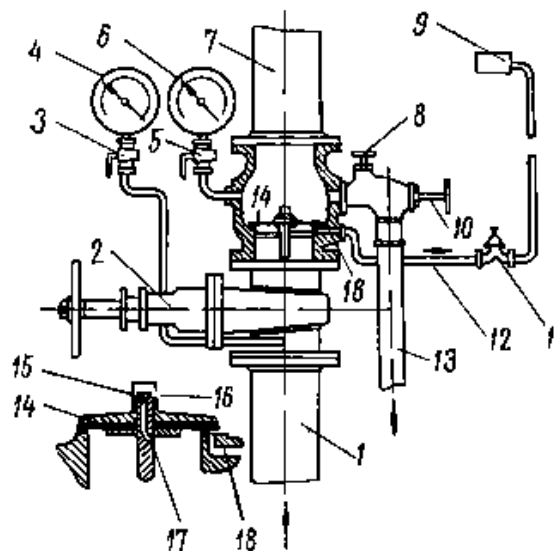


Рис. 5.5 Контрольно-сигнальний клапан

					КРБ.6.135.4217зст.01.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

(1 – труба подачі води в систему; 2 – клінкет; 3, 5 – крани манометрові;
4, 6 – манометри; 7 – магістраль спринклерної системи; 8, 10, 11 – запірні
клапани; 9 – електропроводящий сигнал; 12 – труба подачі води; 13 – труба зливна;
14 – тарілка контрольно-сигнального клапану; 15 – клапан незворотній; 16 –
вихідний отвір; 17 – канал; 18 – канал)

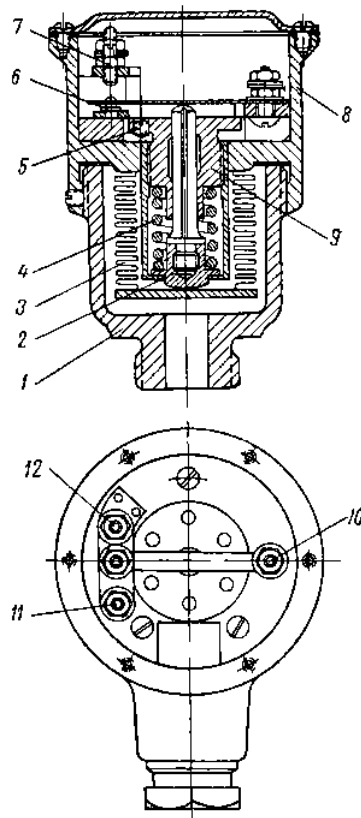


Рис. 5.6 Електропроводящий сигнал

(1 – корпус; 2 – шток; 3 – сильфон; 4 – пружина; 5 – гвинт;
6 – контакт рухомий; 7 – контакт нерухомий; 8 – корпус; 9 – втулка; 10,
11, 12 – клеми)

Розрахунок трубопроводів на міцність

Товщина стінок металевих труб, що працюють під внутрішнім тиском повинна відповідати більшому із значень, визначених з таблиці або з наступних формул: [6]

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

					КРБ.6.135.4217зст.01.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

$$S_0 = \frac{dp}{2\sigma\phi + p} = \frac{0,057 \cdot 0,4}{2 \cdot 7,6 \cdot 1 + 0,1} = 0,0015$$

S_0 – теоретична товщина стінки, мм;

$d = 0,057$ - зовнішній діаметр труби, м;

$p = 0,4$ – максимальний розрахунковий тиск, МПа;

$\phi = 1$ - коефіцієнт міцності, для труби;

h - надбавка, що враховує фактичне потовщення труби при згині;

$\sigma_d = 7,6 \cdot 10^7$ – нормальна допустима напружка на розтягнення, Па приймаємо для труб з вуглецевої сталі за температурою середовища до 300 °С (Сталь 10);

$c = 3$ - надбавка на корозію, мм;

a - мінусовий виробничий допуск на товщину труби.

$$\text{Тоді} \quad S = \frac{0,0015 + 0,057 + 3}{1} = 3,0585 \text{ мм.}$$

За розрахунковий тиск, по якому проводиться розрахунок на міцність трубопроводів, повинен прийматися максимальний робочий тиск в системі. При установці запобіжних клапанів за розрахункове береться найбільший тиск їх відкриття. Трубопроводи і елементи системи трубопроводів, які не захищені запобіжним клапаном або можуть бути відключені від свого запобіжного клапана, повинні бути розраховані на максимально можливий натиск на виході приєднаних насосів. [6]

Коефіцієнт міцності ϕ у розрахунках на міцність приймається рівним 1 для безшовних труб і сталевих зварних труб, визнаних еквівалентними безшовним.

Надбавка, що враховує фактичне стоншування труби при згинанні, повинна призначатись так, щоб напружки в зігнутій частині труби від внутрішнього тиску не перевищували допустимих.

Визначаємо по формулі:

$$b = 0,4S_0 \frac{R}{d} = 0,4 \cdot 0,0015 \cdot 2,5 = 0,0015 \text{ мм}$$

$$R = 2,5d = 2,5 \cdot 0,05 = 0,125 \text{ мм,}$$

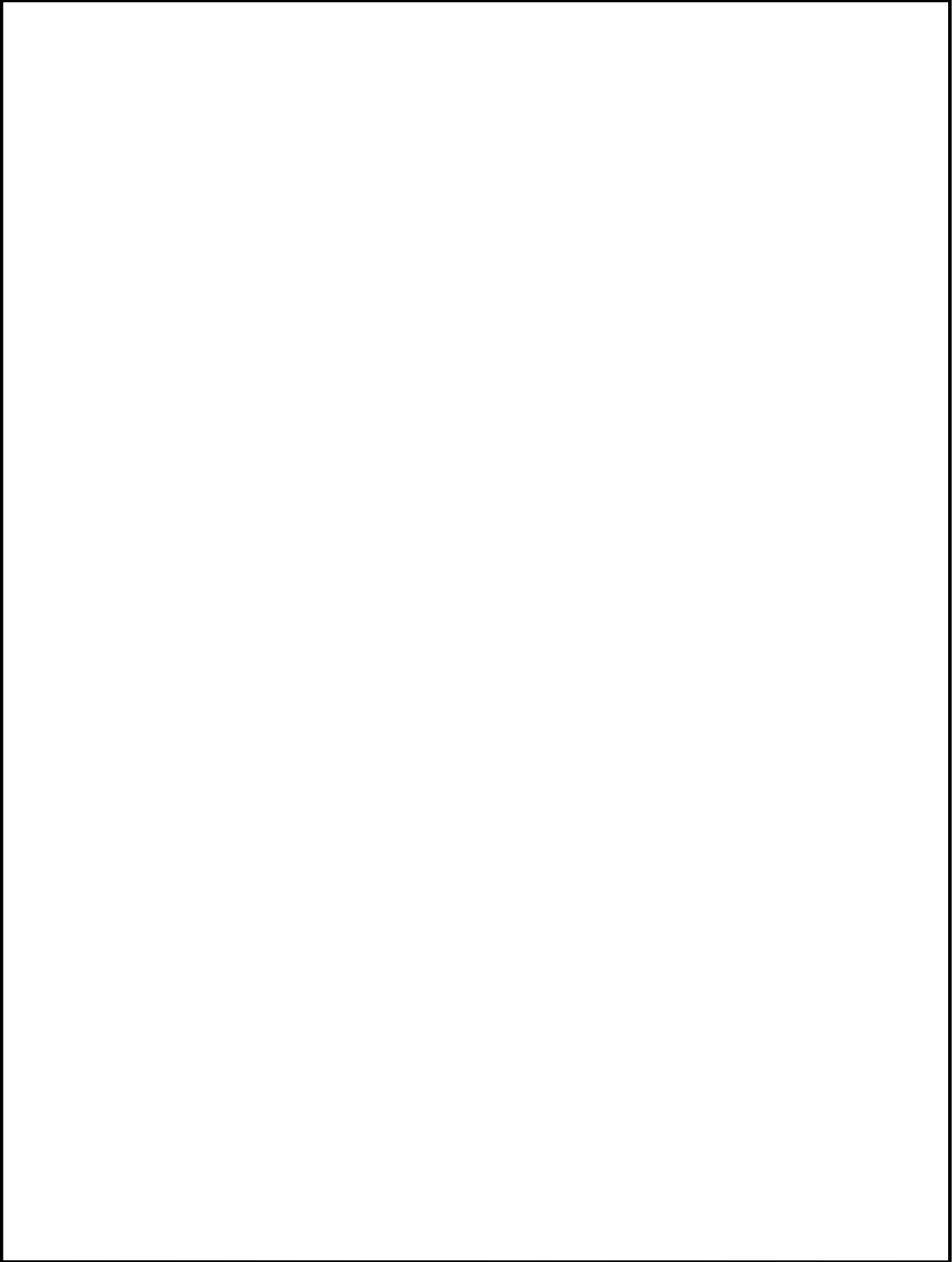
де R – середній радіус погибу труби, мм.

					КРБ.6.135.4217зст.01.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

Розрахункова товщина стінки труби всмоктуючого трубопроводу становить $S = 3,0585$ мм. Стандартний зовнішній діаметр безшовної оцинкованої труби, встановленої на магістралі спринклерної системи, становить 57 мм, товщина стінки 3,5 мм. Виходячи з розрахункових показників, міцність забезпечена.

Висновок. На судні встановлюється зазвичай декілька типів пожежних систем в залежності від призначення приміщень. Так для кают спроектована спринклерна система пожежогасіння: розроблено схему, проведено гідравлічний розрахунок, за результатами якого підібрано насос KSB Movitec 65/4 за основними показниками витратою та напором, що повинен забезпечувати насос та інше обладнання. Проведено розрахунок трубопроводу на міцність.

					КРБ.6.135.4217зст.01.05.ПЗ	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



					КРБ.6.135.4217зст.01.06.ПЗ							
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Студент		Григорцев О.В.			Охорона праці у машинному відділенні судна				Літ.		Арк.	Аркушів
Керівник		Коробейнікова									60	8
									НУК ім. адм. Макарова			

РОЗДІЛ 6 Охорона праці в машинному відділенні

6.1. Джерела шуму і вібрації на судні та засоби їх зниження [15,16,17]

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 відчуваються; 60-75 Гц з амплітудою 0,01-0,02 мм відволікають від роботи і драгують; 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

					КРБ.6.135.4217зст.01.06.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

побутового 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 [15,16,17]

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, крюйт-камери на промислових судах). Для обробки і устаткування приміщень судна застосовують негорючі і незаймисті матеріали і фарби.

					КРБ.6.135.4217зст.01.06.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

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 трубі.

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 при-

					КРБ.6.135.4217зст.01.06.ПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

пинається. Інертні гази в порівнянні з іншими протипожежними засобами найбільш ефективні і нешкідливі три гасінні пожеж у вантажних приміщеннях.

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.

					КРБ.6.135.4217зст.01.06.ПЗ	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

					КРБ.6.135.4217зст.01.06.ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

					КРБ.6.135.4217зст.01.06.ПЗ	Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

Капітан передає повідомлення в компанію і постійно підтримує з нею зв'язок. Старший помічник на підставі отриманої інформації оцінює загрозу пасажирів (на пасажирських судах), 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. В розділі було проаналізовано джерела шуму і вібрації на судні та засоби їх зниження та описано засоби гасіння пожежі та дії екіпажу у разі її виникнення

					КРБ.6.135.4217зст.01.06.ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

При виконанні КРБ вирішені такі задачі:

1. За запасами пального судна розраховано автономність та дальність плавання, що складають 41 годину та 689 морських миль відповідно.

2. Складена структурна схема енергетичної установки, таблиця режимів та розраховані коефіцієнти корисної дії (ККД) та використання тепла (КВТ). Для ходового режиму ККД складає 0,36, а КВТ – 0,41, що свідчить про оптимальне використання енергії при русі. У стоянковому режимі з вантажними операціями ККД знижується до 0,3, натомість КВТ зростає до 0,56

3. Проведено теплотехнічні розрахунки циклу стиснення, згоряння та розширення допоміжного двигуна Hyundai-Himssen типу 8H21/32, потужністю 1280 кВт при 720 хв^{-1} , а також побудована індикаторна діаграма.

4. Обрано компоувальну схему котла KangRim 3.0, проведено розрахунок процесу горіння, розрахунок топки та теплообмінних поверхонь. Складено тепловий баланс котла. Визначено теплову потужність, яка передається в топці.

5. Розроблена принципова схема спринклерної системи водяного пожежогасіння. Проведено гідравлічний розрахунок найвіддаленішої ділянки та підбір основного обладнання.

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.6.135.4217зст.01.В.ПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Significant Ships of 2016. Printed in Wales by Pensord Press, Tram Road, Pontllfraith, Blackwood, Gwent NP12 2YA.- 114 с.
2. Горбов В.М. Основи суднової енергетики: збірник практичних занять / В.М.Горбов, І.П.Єсін, В.С.Мітенкова – Миколаїв: НУК, 2018. – 244с
3. Артемов Г.А., Горбов В.М. «Суднові енергетичні установки»: Навчальний посібник, Миколаїв:, УДМТУ, 2002р. -356с.
4. MAN B&W G60ME-C9.2-TII. Project Guide. URL: <https://www.manuallib.com/download/2023-11-02/MAN%20B&W%20G60ME-C9.2-TII%20198%2089%2080-2.0%20%E5%B7%A5%E7%A8%8B%E6%8C%87%E5%AF%BC.pdf>
5. 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.
6. Регістр судноплавства України. Правила класифікації та побудови морських суден. Том 3. Київ : РСУ, 2021. 336 с.
7. HYUNDAI-HiMSEN Marine & Offshore GenSets. URL: <https://engine.od.ua/ufiles/Himsen-DG-Catalog.pdf>
8. Marine boiler. Каталог. URL: <https://pdf.nauticexpo.com/viewerCatalog/kangrim-heavy-industries/catalogue/31209-15560.html#open>
9. Marine boiler. Каталог. URL: <https://pdf.nauticexpo.com/viewerCatalog/kangrim-heavy-industries/catalogue/31209-15560.html#open>
10. Опріснювальная установка Aqua. URL: <https://corporate.alfalaval.com/aqua-alfa-laval>
11. Hyundai HiMSEN H21-32 Instruction Manual. URL: <file:///D:/My%20Documents/%D0%9D%D0%B0%D1%82%D0%B0%D1%88%D0%B0%D0%B2%D1%81%D0%B5%20%D0%BF%D0%BE%20%D0%A1%D0%>

					КРБ.6.135.4217зст.01.Л.ПЗ	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

AD%D0%A3/%D0%94%D0%B8%D1%81%D1%82%D0%B0%D0%BD%D1%86
%D0%B8%D0%BE%D0%BD%D0%BD%D0%BE%D0%B5%20%D0%BE%D0%
B1%D1%83%D1%87%D0%B5%D0%BD%D0%B8%D0%B5%202025-
2026/%D0%B1%D0%B0%D0%BA%D0%B0%D0%BB%D0%B0%D0%B2%D1
%80%D1%8B/4217%D0%B7%D1%81%D1%82/%D0%93%D1%80%D0%B8%D
0%B3%D0%BE%D1%80%D1%86%D0%B5%D0%B2%20SEA%20BIRD%20%D
0%B3%D0%B0%D0%B7%D0%BE%D0%B2%D0%BE%D0%B7/Hyundai%20Hi
MSEN%20H21-32%20Instruction%20Manual.pdf

12. Єпіфанов О. А. Конструкції суднових котлів : навч. посіб. Миколаїв: НУК, 2016. 198 с.

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. Вертикальні багатоступінчасті насоси KSB Movitec V, LHS та VS.
URL: <https://gme.in.ua/ua/ksb-movitec-v-lhs-vs-catalogue-ua>

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.6.135.4217зст.01.Л.ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

[illegible]

[illegible]



SEA BIRD: 84,000m³ class LPG carrier

Shipbuilder: **Hyundai Heavy Industries**
Vessel's name: **Sea Bird**
Hull No: **2753**
Owner/Operator: **Petredex/Shell**
Country: **Singapore**
Designer: **Hyundai Heavy Industries**
Country: **Republic of Korea**
Model test establishment used: lag: **Singapore**
IMO number: **9726061**
otal number of sister ships already completed
(excluding ship presented): **1**
Total number of sister ships still on order: **5**

SEA BIRD'S dimensions include an overall length of 225m, breadth of 36.6m, depth of 22.2m and design draught of 11.6m.

She has four cargo tanks of 84,000m³, four pairs of water ballast tanks and two peak tank (FPT/APT).

Constructed for Petredex and delivered by Korean Shipyard Hyundai Heavy Industries, the vessel is one of the new class of leading very large gas vessels which will be the largest in Petredex's fleet to date and will set new standards for fuel and energy efficiency, due to the optimised vessel design and propulsion efficiency technologies.

The vessel is propelled by one Hyundai-MAN B&W 6G60ME-C9.2 electrically controlled engine with a MCR of 12,490kW enabling it reach a speed of 16.8knots at design draught when running at NCR with a sea margin (15%) burning less fuel of around 42.6tonnes per day.

She is LR classed with the following class notations: +100 A1, Liquefied Gas Carrier, Ship Type 2G, Butane, Propane, Butane-Propane Mixture, Propylene in Independent Type A tank, Maximum Specific Gravity 0.61, Maximum Vapour Pressure 0.275 bar g, Minimum Cargo Temperature Minus 50°C, ShipRight (SDA, FDA, CM, ACS(B)), *IWS, LI, SPM4, ECO (GW, IHM, P), +LMC, UMS, NAV1, +Lloyd's RMC (LG) with the descriptive notes, EDD, ETA, ShipRight (BWMP(S,T), SCM).

TECHNICAL PARTICULARS

Length oa: 225m
Length bp: 220m
Breadth moulded: 36.6m
Depth moulded
To upper deck: 22.2m
Width of double skin
Bottom: 1.85m
Draught
Scantling: 12m
Design: 11.6m
Gross: 47,347gt
Displacement: 70,920gt / 73,740gt

Lightweight: 19,178
Deadweight
Design: 51,740dwt
Scantling: 54,560dwt
Speed, service (-- %MCR output): 16.8 knots
@ 90% MCR output

Cargo capacity (m³)
Liquid volume: 84,000 m³
Bunkers (m³)
Heavy oil: 2,390 m³
Diesel oil: 570 m³
Water ballast (m³): 20,600 m³
Tankers - percentage segregated ballast:
Daily fuel consumption (tonnes/day)
Main engine only: 42.6 tonnes/day

Classification society and notations: LR
+100 A1, Liquefied
Gas Carrier, Ship Type 2G,
Minimum Cargo Temperature Minus 50°C,
ShipRight (SDA, FDA, CM, ACS(B)),
*IWS, LI, SPM4, ECO (GW, IHM, P),
+LMC, UMS, NAV1, +Lloyd's RMC (LG)
with the descriptive notes, EDD, ETA,
ShipRight (BWMP(S,T), SCM)

Main engine(s)
Design: Two stroke, single acting,
crosshead, turbocharged, reversible
Model: Hyundai-B&W 6G60ME-C9.2
Manufacturer: Hyundai Engine Company
Number: 1
Type of fuel: HFO/
MDO / MGO
Output of each engine: 12,400 Kw (MCR)
propeller(s)
Material: Ni-Al-Bronze
Designer/Manufacturer: HHI-EMD
Number: 1
Fixed/Controllable pitch: FPP
Diameter: 7.4m
Speed: 92.2 RPM (MCR)

Diesel-driven alternators
Number: 3
Engine make/type: Hyundai-Himsen /
8H21/32
Type of fuel: HFO / MDO / MGO
Output/speed of each set: 1,280 kW
x 720 rpm
Alternator make/type: Hyundai
Output/speed of each set: 1,200 kW
x 720 rpm

Boilers
Number: 1
Type: Automatic, forced draft,
marine boiler

Make: Kangrim
Output, each boiler: 3.0 ton/h x 6 kg/cm²G
Economisers
Number: 1
Type: Vertical, smoke tube type
with steam space.

Make: Kangrim
Output, each economiser: About 1.2 ton/h x 6
kg/cm²G

Cargo cranes/cargo gear
Number: 1
Make: Oriental
Type: Electro-hydraulic
Performance: 7.5 tons S.W.L.

Other cranes
Number: 2
Make: DMC
Type: Electro-hydraulic
Tasks: Provision crane
Performance: 5 ton S.W.L.
x 1 set, 2 ton S.W.L. x 1 set

Mooring equipment
Number: 2 windlass, 7 mooring winches
Make: DMC-PUSNES
Type (electric/hydraulic/steam): Electro-
hydraulic, high pressure

Special lifesaving equipment
Number of each and capacity: 2 sets,
36 persons

Make: HLB
Type: Conventional

Cargo tanks
Number: 4
Grades of cargo carried: Commercial
Butane, Pure Propane,
Commercial Propane
Mixture of Propane and
Butane, Propylene

Insulation: Spray polyurethane foam
Cargo pumps
Number: 8 sets
Type: Vertical deepwell
Make: Wärtsilä
Capacity (each): 600 m³/h x 120 mlc

Cargo and Ballast control system
Make: Kongsberg
Type: IAS

Water ballast treatment system
Make: TECHCROSS
Capacity: 1,600 m³/h

Complement
Officers: 16
Crew: 12
Suez/Repair Crew: 6

Single/double/other rooms: 28 single rooms
Bridge control system
Make: Kongsberg, Yokogawa, JRC
Type: BMS(Kongsberg),
Auto-pilot(Yokogawa), ECDIS(JRC)

Is bridge fitted for one-man operation? Yes
Fire detection system
Make: Tyco Seaplus
Type: Addressable type

Fire extinguishing systems
Cargo area: Make/Type: Tyco Seaplus / Dry
powder system

Engine room and
cargo compressor room:
Make/Type: Tyco Seaplus / High
pressure CO₂

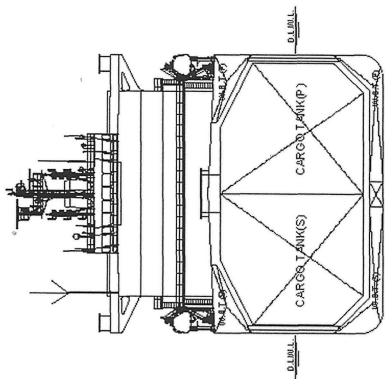
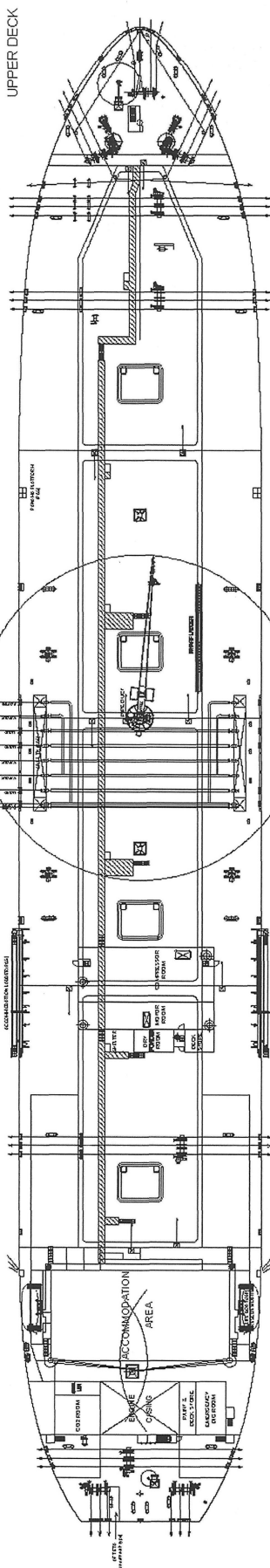
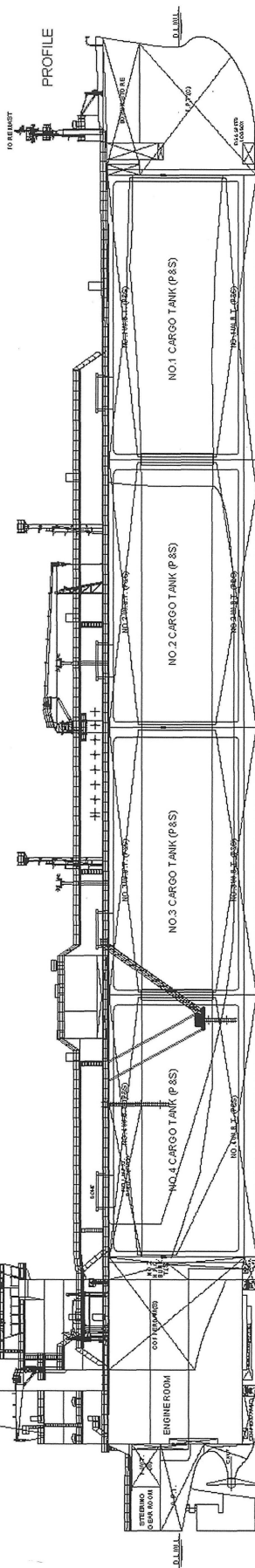
Cargo compressor room:
Make/Type: Tyco Seaplus / High
pressure CO₂

Cabins: Make/Type: Fire hydrant
Facing cargo area: Make/Type: Babcock /
Water spray system

Radars
Number: 2 sets
Make: JRC
Model(s): JRC ARPA RADAR

Integrated bridge system (yes/no?): No
Waste disposal plant
Incinerator
Make: HMMCO
Model: MAXI NG150SL WS

Sewage plant
Make: Ilseung..... Model: ISS-160N
Contract date: 17 April 2013
Delivery date: 18 November 2015



Вихідні дані для розрахунку головного двигуна

Тип	дизельний двигун
Кількість	$i = 1$
Фірма-будівник	Hyundai Engine Compani
Марка двигуна	6G60ME-C9.2
Ефективна потужність	$N_e^{ГД} = 12400 \text{ кВт}$
Частота обертання вала	$n_{ГД} = 92 \text{ об/хв}$
Середній ефективний тиск на номінальному режимі	$p_e = 2,1 \text{ МПа}$
Питома витрата палива	$g_e = 0,169 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год)}$
Ступінь підвищення тиску повітря в компресорі надувного агрегату ДВЗ	$\pi_k = 3,7$
Коефіцієнт корисної дії надувного компресора	$\eta_k = 0,78$
Сумарний коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha_\Sigma = 2,65$
Температура газів перед УК	$T_r = 503 \text{ К}$
Температура повітря на вході в надувний компресор	$T_{пов} = 313 \text{ К}$
Нижча теплота згоряння палива	$Q_{ir} = 42500 \text{ кДж/кг}$
Коефіцієнт корисної дії суднового валопроводу	$\eta_{вп} = 0,99$
Пропульсивний коефіцієнт	$\eta = 0,7$

Вихідні дані для розрахунку дизель-генератора

Кількість	$i = 3$
Фірма-будівник	Hyundai-Himsen
Марка двигуна	8H21/32
Ефективна потужність	$N_e^{\Gamma Д} = 1280 \text{ кВт}$
Частота обертання вала	$n_{\Gamma Д} = 720 \text{ об/хв}$
Питома витрата палива	$g_e = 0,188 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)}$
Ступінь підвищення тиску повітря в компресорі надувного агрегату ДВЗ	$\pi_k = 3,963$
Коефіцієнт корисної дії надувного компресора	$\eta_k = 0,80$
Сумарний коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha_{\Sigma} = 2,315$
Температура газів перед УК	$T_{\Gamma} = 573 \text{ К}$
Температура повітря на вході в надувний компресор	$T_{\text{пов}} = 313 \text{ К}$
Нижча теплота згоряння палива	$Q_{ir} = 42500 \text{ кДж/кг}$
Коефіцієнт корисної дії електрогенератора	$\eta_{er} = 0,94$

Вихідні дані для розрахунку ДВЗ

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 298$ К (стандартні умови застосування).

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

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для ВОД $\varepsilon = 12 - 18$. Приймаємо $\varepsilon = 17$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення $П_k$. З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,315$.

Показник адіабати повітря $k_e = 1,4$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{т.м} = 0,95$.

Адiabатний ККД турбіни $\eta_{т.ад} = 0,81$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,025$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для ВОД нових моделей ці коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,85 - 0,95$; $\xi_b = 0,90 - 0,97$.

Приймаємо $\xi_z = 0,94$; $\xi_b = 0,97$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високофорсованих двигунів $\lambda = (1,05 - 1,5)$. Приймаємо $\lambda = 1,11$.

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. Для 4 – тактних двигунів $\zeta = (0,92 – 0,99)$. Приймаємо $\zeta = 0,98$.

Механічний ККД двигуна η_m . Для ВОД з $D_{ц} < 300$ мм та $\rho_k > 0,2$; η_m знаходиться у межах 0,84 – 0,92. Приймаємо $\eta_m = 0,88$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{ох}$. Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ох} = 0,005$ МПа.

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах 600 – 900 К. Приймаємо $T_r = 850$ К.

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

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

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого вала, тоді для 4 – тактних двигунів $Z = 0,5$.

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

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Для даного типу компресора приймаємо $P_k = 0,4$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку ϕ_n . Для 4 – тактних двигунів ця величина дорівнює нулю.