

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

(повне найменування вищого навчального закладу)

Херсонський навчально-науковий інститут, суднобудівний факультет

(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

Кафедра суднового машинобудування та енергетики

(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

Андрєєв А.А.

«__» _____ 202_ р.

Пояснювальна записка

до дипломної роботи бакалавра

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: **«Суднова енергетична установка контейнеровоза “СМА CGM ARGENTINA” дедвейтом Dw=157 076 т»**

Виконав: студент 4 курсу, групи **4217зш**

Спеціальність **135 "Суднобудування"**

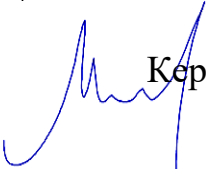
(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма: **"Суднові енергетичні установки та устаткування"**



Нікіфоров Руслан Анатолійович

(прізвище та ініціали)



Керівник

Андрєєв А.А.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

Соломенцев О.І.

(прізвище та ініціали)

Національний університет кораблебудування імені адмірала

Макарова

(повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет, відділення Херсонський навчально-науковий інститут,
суднобудівний факультет

Кафедра, циклова комісія кафедра суднового машинобудування та енергетики

Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр

Галузь знань 13 "Механічна інженерія"

(шифр і назва)

Спеціальність 135 "Суднобудування"

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма "Суднові енергетичні установки та устаткування"

(назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

к.т.н., професор А.А. Андрєєв

"___" _____ 2023 року

З А В Д А Н Н Я

НА ВИПУСКНУ БАКАЛАВРСЬКУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ

Нікіфоров Руслан Анатолійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Суднова енергетична установка контейнеровоза "СМА CGM ARGENTINA" дедвейтом $Dw=157\,076\,t$

керівник роботи к.т.н., доцент Андрєєв А.А.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені розпорядженням директора ХННІ НУК від "___" _____ 2023 року №___

2. Термін подання роботи здобувачем вищої освіти " 10 " червня 2023 року.

3. Вихідні дані до роботи _____

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

Вступ.

Розділ 1. Загальна характеристика судна та його енергетичної установки.

Розділ 2. Визначення ефективності суднової енергетичної установки.

Розділ 3. Судновий головний двигун.

Розділ 4. Турбіна агрегату наддуву двигуна.

Розділ 5. Судновий паровий котел.

Розділ 6. Розробка загальносуднової системи.

Розділ 7. Безпечна експлуатація суднової енергетичної установки.

Висновки.

Список використаних літературних джерел.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Структурна схема СЕУ та діаграми потоків енергії (1 аркуш).

Поперечний розріз двигуна (1 аркуш).

Розріз турбокомпресора вздовж осі ротора (1 аркуш).

Загальний вигляд парового котла (1 аркуш).

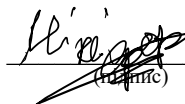
Тривимірна принципова схема загальносуднової системи (1 аркуш).

6. Дата видачі завдання " 10 " лютого 2023_ року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів випускної бакалаврської роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ	15 березня	виконано
2	Розділ 1	01 квітня	виконано
3	Розділ 4, креслення розрізу турбокомпресора вздовж осі ротора	07 квітня	виконано
4	Розділ 5, креслення загального вигляду парового котла	15 квітня	виконано
5	Розділ 3	20 квітня	виконано
6	Креслення поперечного розрізу двигуна	25 квітня	виконано
7	Розділ 2	01 травня	виконано
8	Креслення структурної схеми СЕУ та діаграм потоків енергії	05 травня	виконано
9	Розділ 6	15 травня	виконано
10	Креслення тривимірної принципової схеми загальносуднової системи	20 травня	виконано
11	Розділ 7	25 травня	виконано
12	Остаточне оформлення розрахунково-пояснювальної записки та графічного матеріалу; подання випускної бакалаврської роботи на кафедрі	01 червня	виконано
13	Кафедральний захист випускної бакалаврської роботи	03 червня	виконано

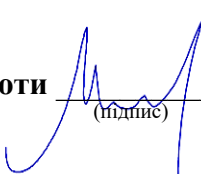
Студент


(підпис)

Нікіфоров Р.А.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

Андрєєв А.А.

(прізвище та ініціали)

Анотація

У проекті представлено контейнеровоз «CMA CGM ARGENTINA» дедвейтом 157 076 т.

У бакалаврській роботі були проведені відповідні розрахунки. У першому розділі наведені характеристики судна і опис СЕУ.

У другому розділі зроблено розрахунок теплових потоків СЕУ на ходовому і стоянкових режимах.

Третій розділ бакалаврської роботи включає в себе розрахунок циклу і динаміки головного двигуна.

Четвертий розділ представляє собою вибір і розрахунок агрегату наддуву для ГД.

У п'ятому розділі описаний допоміжний котел і виконано аеродинамічний розрахунок.

Шостий розділ включає в себе характеристику і розрахунок однієї з загальносуднових систем судна.

У сьомому розділі наведені норми з охорони праці в машинному відділенні та проведений відповідний розрахунок.

Ключові слова: суднова енергетична установка, контейнеровоз, розрахунок теплових потоків, динаміка головного двигуна, агрегат наддуву, аеродинамічний розрахунок котла, охорона праці.

Abstract

The bulk carrier «CMA CGM ARGENTINA» is presented in the project. Deadweight of this ship is 157 076 tons.

The first paragraph contains characteristics and description of ship and its ship power system (SPS).

In the second paragraph was made calculation of energy flows in SPS navigating and parking modes.

The third paragraph of diploma includes the calculation of engine workflow and dynamics calculation of it.

The fourth paragraph is a selection and calculation of turbocharger.

The fifth paragraph describes auxiliary boiler and performed aerodynamic calculation.

The sixth paragraph includes characterization and calculation of one of ship system.

In the seventh chapter explains the rules of labor protection in the engine room with special calculation.

Key words: marine power plant, container ship, heat flow calculation, main engine dynamics, turbocharger unit, boiler aerodynamic calculation, occupational safety.

					ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 00	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		4

Зміст

Анотація.....	4
Зміст.....	5
Вступ.....	8
Перелік прийнятих скорочень.....	9
1. Загальна характеристика судна.....	10
1.1.1 Тип судна.....	10
1.1.2 Основні характеристики.....	10
1.1.3 Район плавання.....	12
1.2 Характеристика корпусу судна.....	12
1.3 Морехідні якості судна.....	12
1.4 Енергетична установка судна.....	12
1.4.1 Головний двигун.....	12
1.4.2 Допоміжна електроенергетична установка.....	12
1.4.3 Допоміжна котельна установка.....	13
1.5 Суднові пристрої.....	13
1.5.1 Рушії.....	13
1.5.2 Швартовне обладнання.....	13
1.5.3 Підрулююче обладнання.....	13
1.6 Стислий опис загально судових систем.....	13
2. Визначення ефективності суднової енергетичної установки.....	14
2.1 Основне комплектуюче обладнання енергетичної установки.....	14
2.1.1 Головний двигун.....	14
2.1.2 Головні суднові передачі, муфти, валопроводи та рушії.....	14
2.1.3 Суднова електростанція.....	14
2.1.4 Допоміжна котельна установка.....	15
2.1.5 Опріснювальна установка.....	15
2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки.....	16
2.3 Режим роботи судна та суднової енергетичної установки.....	16
2.3.1 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи.....	16
2.3.2. Опріснювальна установка.....	18
2.3.3 Дизель — генератор 8Н32/40.....	18
2.3.4 Утилізаційна секція комбінованого котла.....	19
2.3.5 Топкова секція комбінованого котла.....	20
2.3.6 Допоміжний котел.....	20

2.3.7 Аварійний дизель — генератор.....	20
3. Судновий головний двигун 11G90ME-C10.5-EGRTC	27
3.1 Характеристики двигуна.....	27
3.2 Опис конструкції двигуна.....	27
3.3 Системи двигуна.....	35
3.3.1 Система паливна.....	35
3.3.2 Система змащення.....	35
3.3.3. Система охолодження.....	36
3.3.4. Система пуску.....	38
3.3.5. Спеціальні системи двигуна.....	39
3.4. Розрахунок робочого циклу двигуна.....	41
3.4.1 Вибір і обґрунтування вихідних даних до розрахунку.....	41
3.4.2 Розрахунок процесу наповнення циліндра.....	43
3.4.3 Розрахунок процесу стискування.....	43
3.4.4 Розрахунок процесу згоряння.....	44
3.4.5 Розрахунок процесу розширення.....	45
3.4.6 Визначення індикаторних показників циклу.....	45
3.4.7 Визначення ефективних параметрів двигуна.....	46
3.4.8 Визначення середнього індикаторного тиску по згорнутій індикаторній діаграмі.....	46
3.5. Розрахунок динаміки двигуна.....	47
3.5.1 Вибір і обґрунтування вихідних даних.....	47
3.5.2 Побудова силової схеми КШМ.....	48
3.5.3. Розрахунок та побудова діаграм діючих сил.....	49
3.5.4. Побудова діаграми сумарних дотичних сил.....	50
4. Турбіна агрегату наддуву.....	53
4.1. Визначення основних параметрів компресора. Вибір турбонагнітача.....	53
4.2. Розрахунок елементів проточної частини компресора.....	55
4.3. Розрахунок проточної частини турбіни.....	61
4.4. Розробка загальної компоновки турбокомпресора та його основних елементів.....	69
5 Судновий паровий котел.....	71
5.1. Опис конструкції котла.....	71
5.2. Характеристики палива.....	76
5.3. Вихідні данні за пароводяним трактом.....	77
5.4 Визначення об'ємів повітря та продуктів згоряння.....	79
5.5. Розрахунок ентальпії продуктів згоряння. Побудова діаграми $t - \theta$	83
5.6 Попередній тепловий баланс і визначення витрати палива.....	83

5.7. Перевірочний розрахунок топки.....	85
5.8. Визначення нев'язки теплового балансу.....	89
5.9. Розрахунок та вибір арматури котла.....	90
5.10. Висновки до розділу.....	96
6 Санітарна система заборотної води.....	97
6.1 Загальна характеристика системи.....	97
6.1.1 Опис системи.....	97
6.1.2 Основні вимоги до системи.....	99
6.1.3 Особливості елементів системи.....	99
6.2 Гідравлічні розрахунки відрізка трубопроводу.....	99
6.2.1 Розрахунок пневмоцистерни.....	99
6.2.2 Опис принципової схеми розрахункового відрізка системи.....	100
6.2.3 Гідравлічний розрахунок відрізка трубопроводу.....	101
6.2.4 Розрахунок напірної характеристики трубопроводу.....	102
6.3 Оцінка надійності трубопроводів системи.....	104
6.3.1 Визначення товщини стінки трубопроводів.....	104
6.3.2 Визначення температурних видовжень трубопроводу системи.....	105
6.3.3 Оцінка надійності.....	106
7 Охорона праці в машинному відділенні.....	108
7.1 Розробка заходів з охорони праці.....	108
7.1.1 Загальні положення.....	108
7.1.2 Аналіз потенційно небезпечних і шкідливих виробничих факторів у машинно-котельному відділенні судна.....	108
7.2 Розрахунок штучного освітлення.....	111
Висновки.....	114
Список використаних джерел.....	115

Вступ

Розвиток світової економічної системи характеризується зростанням попиту на сировину і засоби виробництва, внаслідок чого збільшується об'єм перевезень морським транспортом, що обумовлює безперервну потребу, що зростає, в нових суднах. Особливо важливе значення приддає вдосконалення морського транспорту всіх країн. Морський флот постійно технічно вдосконалюється, зростає середня вантажопідйомність суден, швидкість ходу, енергоозброєність, оснащеність навігаційними приладами, засобами зв'язку і автоматики, передбачається прогресивна технологія перевезення вантажу, його завантажування і розвантажування.

Більшість класифікаційних суспільств класифікують контейнеровоз як судно, що перевозить сухий не упакований вантаж. Але це поняття не виключає такі судна, як багаторічкові, які можуть перевозити як вантаж насипом, так і упакований вантаж. Саме контейнеровоза займають одне із передових місць на ринку морських перевезень.

Майже 90% відсотків усіх торгових суден застосовують саме двигуни внутрішнього згорання. Нинішня енергетична криза привела до різкого зростання цін на нафту, у результаті чого експлуатаційні витрати на паливо досягли 50..60 % всіх експлуатаційних витрат судна.

Дизельні енергетичні установки, що працюють на морських судах, в даний час є найекономічнішими по витраті палива, проте зростання цін на паливо і позіршення, нові вимоги до них. Провідними дизелебудівними фірмами проводиться безліч досліджень, в результаті яких створюються нові моделі, пристосовані до роботи на високов'язких сортах палива, а також модернізація вже випущених моделей.

Підвищення економічності МОД йде по шляху вдосконалення систем газотурбінного наддуву (підвищення ККД турбокомпресора), вживання ізобарного наддуву, поліпшення якості палива підготовки і сумішоутворювання, зниження витрати палива і механічних втрат, а також по шляху зниження частоти обертання колінчастого вала з метою підвищення ККД весельного звинта і всього пропульсивного комплексу судна.

Основним напрямом в підвищенні економічності, більш повне використання енергії палива в дизелі. Це досягається не тільки зниженням потоків енергії, що втрачається, але і використанням теплоти газів, що втрачаються за межами дизеля, наприклад: в котлі утилізації, і теплоти прісної води що використовується на отримання прісної води в опріснювальній установці.

Метою даного проекту є дослідження і розрахунки енергетичної установки контейнеровоза «CMA CGM ARGENTINA» дедвейтом $D_w = 157\ 076$ т (рис. 1).

					ВБР. 135. 2217см. 43. 07. ПЗ. 00	Аркуш
						8
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Перелік прийнятих скорочень

АДГ – аварійний дизель-генератор
 ВГ – валогенератор
 ВЕ – водяний економайзер
 ГГ – гребний гвинт
 ГД – головний двигун
 ГР – газовий ресивер
 ГРЩ – головний розподільний щит
 ДГ – дизель-генератор
 ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння
 ДК – допоміжний котел
 ДУ – дизельна установка
 ЕВ – вентилятор з електричним приводом
 ЕГ – електричний генератор
 ЕО – енергетичне обладнання
 ЕУ – енергетична установка
 К – компресор
 ККД – коефіцієнт корисної дії
 КШМ – кривошипно-шатунний механізм
 М – муфта
 МТП – максимально тривала потужність
 МВ – машинне відділення
 МОД – малообертовий двигун
 Н – нагнітач
 НЗВ – насос заборотної води
 ОУ – опріснювальна установка
 ОНП – охолоджувач наддувного повітря
 ПВК – пароводяний колектор
 ПР – повітряний ресивер
 ПУ – пароутворююча поверхня
 Р (П) – редуктор (передача)
 Т – турбіна
 ТК – турбокомпресор
 СЕУ – суднова енергетична установка
 СЕС – суднова електростанція

1. Загальна характеристика судна

1.1 Опис судна

1.1.1 Тип судна

У даному проекті розглядається контейнеровоз «CMA CGM ARGENTINA» (рис 1.1), побудований у 2019 році на верфі Hyundai Heavy Industries., Korea.

Полуконтейнеровози підходять для транспортування звичайних вантажів і контейнерів. Розміри трюму, норми навантаження на дімс палуби, вантажопідйомність кранів розраховані на перевезення стандартних морських контейнерів. Судна мають твіндеки (междупалубное простір) з механічно закриваються кришками люків.

Для класичних контейнеровозів характерна відкрита конструкція. Вона забезпечує підйомним пристроїв можливість прямого доступу до кожного контейнера. На таких судах немає твіндека, а трюми квадратні. Все влаштовано таким чином, щоб перевозити виключно контейнери.

Якщо порти призначення оснащені досить потужними підйомними механізмами, немає необхідності розміщувати вантажне устаткування на борту контейнеровозів. В інших випадках судно обладнають вантажними стрілами, підйомними або козловими кранами.

На особливу увагу заслуговує гідродинамічний дизайн контейнеровозів, що пересуваються на високих крейсерських швидкостях. Високі навантаження на палубу викликають проблеми зі стійкістю. Тому більшість контейнеровозів повинні або мати на борту спеціальний твердий або рідкий баласт, або мати досить широким корпусом. Ризик перекидання судів може залишатися в допустимих межах завдяки високим значенням моменту інерції крену. Великі баластні ємкості і потужні насоси абсолютно необхідні як для вирівнювання судів, так і для компенсації моментів поздовжнього вигину. Суднобудівники враховують всі ці особливості, підбираючи правильне співвідношення між довжиною корабля, дімс палуби, осадкою і іншими параметрами.

Незважаючи на те що дедвейт і місткість контейнеровозів вказуються також у метричних тоннах і кубічних метрах, частіше кількість доступних місць на борту виражається в термінах TEU (одиниця, еквівалентна 20 футів) і / або FEU (одиниця, еквівалентна 40 футів). Більш докладно про це розповімо в розділі «Термінологія контейнерних перевезень». Контейнеровоз «CMA CGM ARGENTINA» (рис. 1.2) спроектовано та побудовано для перевезення нафти у трюмах місткістю 157 076 м³, із кормовим розташуванням машинного відділення (MB) та житлової надбудови.

1.1.2 Основні характеристики

Довжина, м:

–найбільша366

–між перпендикулярами350

Ширина, м51

Осадка, м16

Дедвейт, т157 076

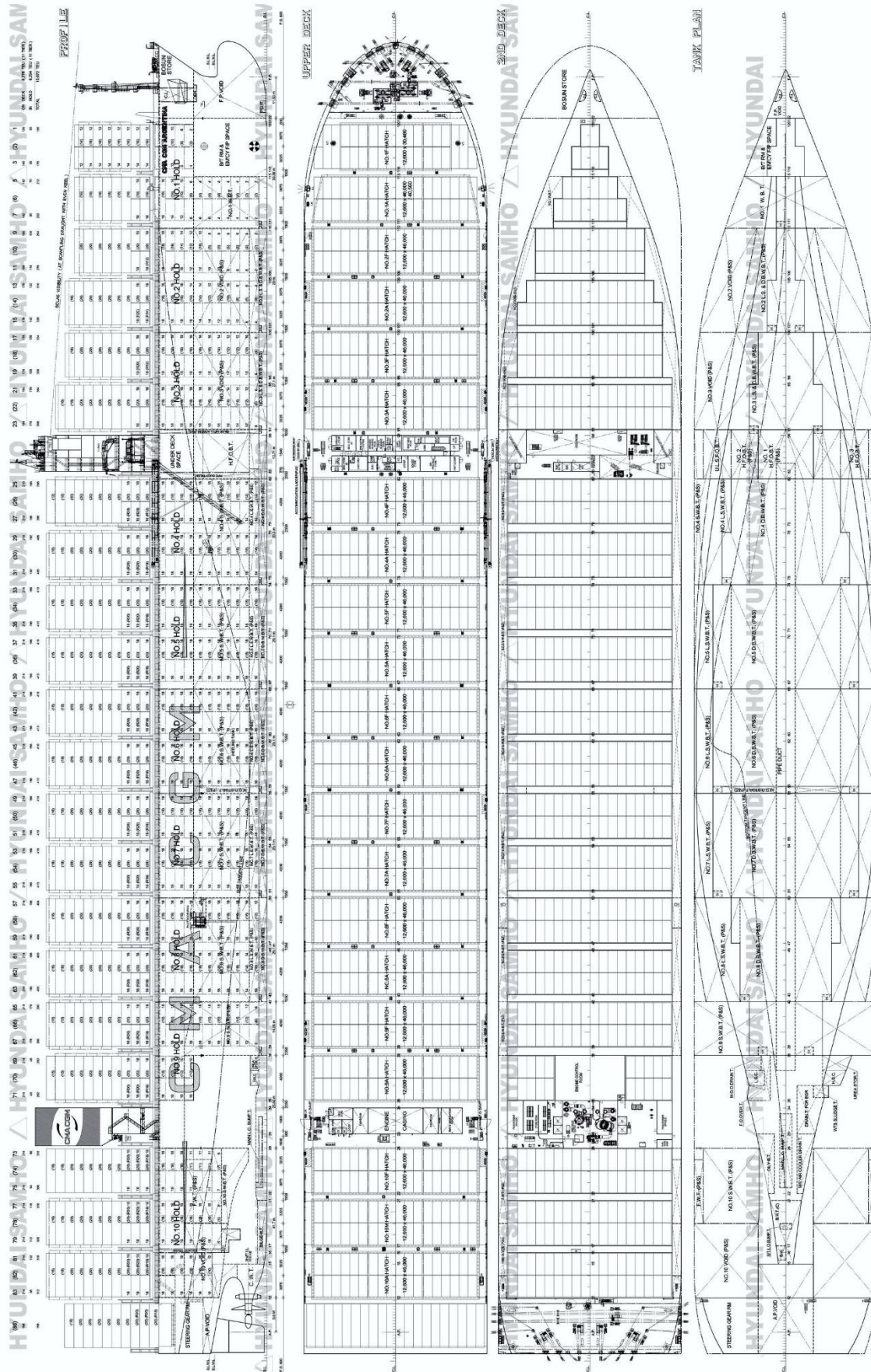


Рисунок 1.1 План-схема судна «СМА СГМ АРГЕНТИНА»

Зм.	Архуш	№ докум.	Підпис	Дата

ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 01

Архуш

11



Рисунок 1.2 Загальний вигляд контейнеровоза «CMA CGM ARGENTINA»

1.1.3 Район плавання

Район плавання — необмежений. Судно може бути використане у вантажоперевезеннях на шляху поставки нафти в країни Європи. Має велику зночість у вантажоперевезеннях.

1.2 Характеристика корпусу судна

Контейнеровоз «CMA CGM ARGENTINA» має дельтоподібний ніс, транцеву корму, з кормовим розташуванням МВ, судно обладнане подвійним дном. Система набору судна — повздожня. Корпус судна обладнано подвійним дном.

1.3 Морехідні якості судна

Судно оснащено головним двигуном (ГД) фірми «MAN B&W» — 11G90ME-C10.5-EGRTC з експлуатаційною потужністю 46360 кВт, завдяки цьому судно розвиває швидкість до 22,0 вузлів.

1.4 Енергетична установка судна

1.4.1 Головний двигун

На дане судно встановлюють малообертовий (МОД) ГД 11G90ME-C10.5-EGRTC фірми «MAN B&W». Він має вертикальне рядне розташування одинадцять циліндрів. Крейцкопфний, двотактний, з наддувом. Номінальна потужність складає 68640 кВт при 84 хв⁻¹. Питома витрата палива 0,167 кг/(кВт·год). Споживає НФО (Heavy Fuel Oil).

1.4.2 Допоміжна електроенергетична установка

Для надійного забезпечення електроенергією судна, встановлено чотири автоматизованих дизельних генератори «Himssen» 8N32/40 потужністю 4000 кВт, при частоті обертання 720 хв⁻¹. Ці двигуни чотиритактні з системою безпосереднього впорскування, вертикального розташування

					ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 01	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		12

циліндрів, тронкові, простої дії. Використовують паливо HFO (Heavy Fuel Oil). Генератори типу «Hyundai», синхронний генератор перемінного току.

1.4.3 Допоміжна котельна установка

Для постачання суднових споживачів водяною парою, передбачено два котли фірми “Kangrim”. Серед них:

- комбінований котел паропроductивністю 3,0/3,0 т/годину;
- допоміжний котел 5,0 т/годину.

1.5 Суднові пристрої

1.5.1 Рушії.

На судні встановлено зредний звинт фіксованого кроку діаметром 10 м, виконаний із сплаву Ni-Al-Brnze фірмою “HHI-EMD”, що працює при прямій передачі крутного моменту від ГД з частотою обертання 75,7 хв⁻¹.

1.5.2 Швартовне обладнання

Швартовні операції здійснюються за допомогою носового брашпиля, 12 установок, кормового шпиля фірми “TTS-Marine” що приводяться у дію електродвигунами.

1.5.3 Підрулююче обладнання

В носовій частині судна встановлено підрулюючі пристрої фірми «KTE» потужністю 3000 кВт.

1.6 Стислий опис загально судових систем

Баластна система типу «Emerson- Process».

Противопожежна система виробництва «NK», що використовує піну або CO₂ в залежності від типу приміщення.

Висновок: В розділі представлено опис судна «CMA CGM ARGENTINA». Дане судно являє собою контейнеровоз дедвейтом 157 076 т спущений на воду в 2019 році.

					ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 01	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		13

2. Визначення ефективності суднової енергетичної установки

2.1 Основне комплектуюче обладнання енергетичної установки:

Склад обладнання СЕУ:

Головний двигун «MAN B&W» 11G90ME-C10.5-EGRTC;

4 дизель-генератори «Himsep» 8H32/40;

Допоміжний котел 5,0 т/годину;

Комбінований котел «Kangrim» 3,0/3,0 т/годину;

Опріснювальна установка;

Аварійний дизель — генератор моделі 5H21/32 потужністю 800 кВт

2.1.1 Головний двигун

Основні характеристики двигуна 11G90ME-C10.5-EGRTC:

$N_e = 68640$ кВт;

Питома витрата палива $g_e = 167$ г/(кВт×годину);

Частота обертання колінчастого валу $n = 84$ хв⁻¹;

Степінь підвищення тиску в компресорі $\pi_k = 3,5$;

Сумарний коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 2,5$;

Температура газів до УК $T_z = 525$ К;

Температура повітря на вході в ТК $T_n = 318$ К;

Коефіцієнт корисної дії надувного компресору $\eta_k = 0,81$;

Нижча теплота згоряння палива $Q_i^* = 42700$ кДж/кг;

2.1.2 Головні суднові передачі, муфти, валопроводи та рушії

Лінія валопроводу включає :

Проміжний вал $\eta_{вп} = 0,99$;

Гребний вал $\eta_{вп} = 0,99$.

Гребний гвинт має пропульсивний ККД $\eta = 0,70$.

2.1.3 Суднова електростанція

Дизель — генератор 6EY22(ALW);

Кількість $i = 4$

$N_e = 4000$ кВт;

$D_c = 320$ мм;

$S = 400$ мм;

Питома витрата палива $g_e = 178$ г/(кВт×годину);

Частота обертання колінчастого валу $n = 720 \text{ хв}^{-1}$;
 Степінь підвищення тиску в компресорі $\pi_{\kappa} = 3,5$;
 Сумарний коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 2,1$;
 Температура газів за ТК $T_2 = 600 \text{ K}$;
 Температура повітря на вході в ТК $T_n = 318 \text{ K}$;
 Коефіцієнт корисної дії надувного компресору $\eta_{\kappa} = 0,75$;
 Нижча теплота згоряння палива $Q_i^r = 42700 \text{ кДж/кг}$;
 ККД генератора $\eta_z = 0,95$.

Аварійний дизель — генератор моделі 5Н21/32

Кількість $i = 1$;
 $N_e = 800 \text{ кВт}$;
 $D_{ц} = 210 \text{ мм}$;
 $S = 320 \text{ мм}$;
 Питома витрата палива $g_e = 196 \text{ г/(кВт·год)}$;
 Частота обертання колінчастого валу $n = 720 \text{ хв}^{-1}$;
 Степінь підвищення тиску в компресорі $\pi_{\kappa} = 3,0$;
 Сумарний коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 2,5$;
 Температура газів за ТК $T_2 = 600 \text{ K}$;
 Температура повітря на вході в ТК $T_n = 318 \text{ K}$;
 Коефіцієнт корисної дії надувного компресору $\eta_{\kappa} = 0,75$;
 Нижча теплота згоряння палива $Q_i^r = 42700 \text{ кДж/кг}$;
 ККД генератора $\eta_z = 0,95$.

2.1.4 Допоміжна котельна установка

Допоміжний котел «Kangrit».
 температура живильної води (прийнята) $t_{ж.в} = 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$
 витрати палива у котлі $G_{нал}^{ДК} = 400 \text{ кг/год}$
 нижча теплота згоряння палива, $Q_i^r = 42700 \text{ кДж/кг}$
 продуктивність котла $D_s^{ДК} = 5000 \text{ кг/годину}$

Комбінований котел «Kangrit».

витрати палива у топковій секції $G_{нал}^{ДК} = 250 \text{ кг/год}$
 продуктивність котла по кожній секції $D_s^{ДК} = 3000 \text{ кг/годину}$

2.1.5 Опріснювальна установка

продуктивність $D_{оп} = 35 \text{ т/добу}$;
 температура живильної заборотної води $t_{ж.в} = 60^{\circ}\text{C}$.

2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки.

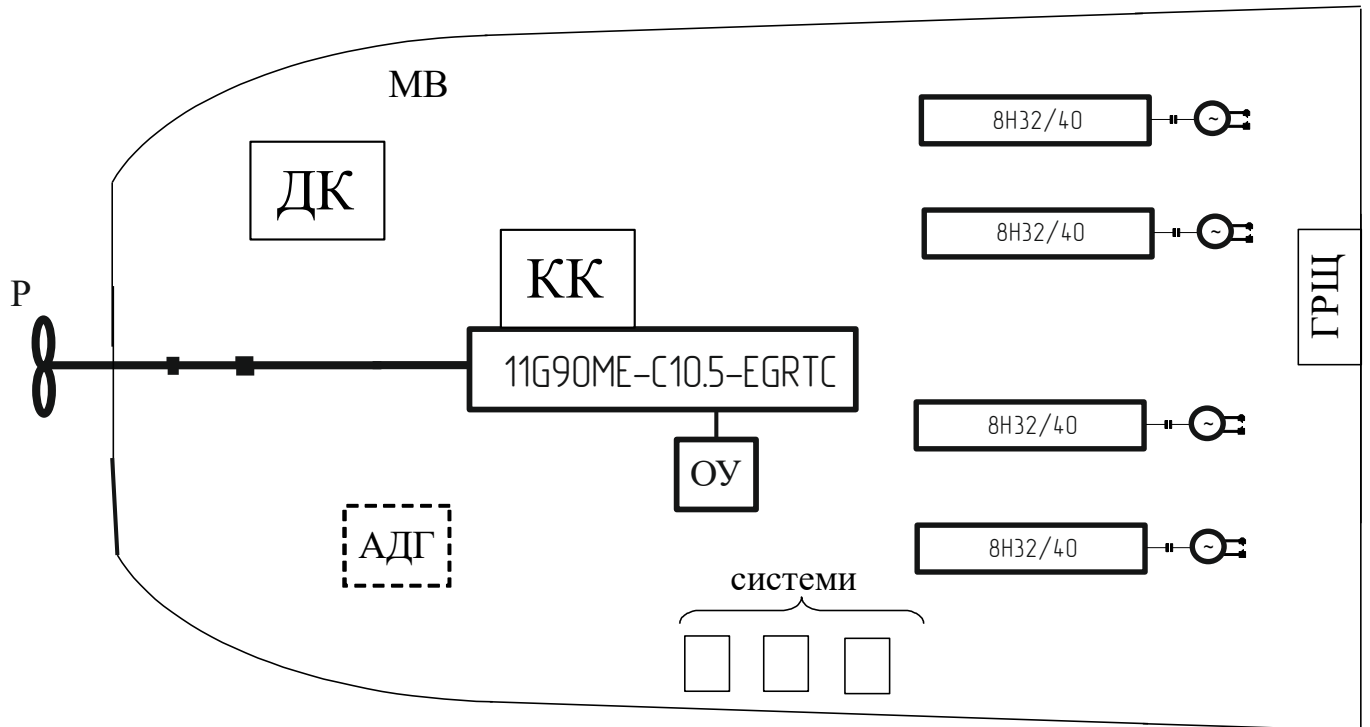


Рисунок 2.1 Структурна схема енергетичної установки.

МВ – машинне відділення, ГД – головний двигун, Д – дизель-генератор, УК – утилізаційний котел, ДК – допоміжний котел, ЕГ – електрогенератор, АДГ – аварійний дизель-генератор, ОУ – опріснювальна установка, ГРЩ – головний розподільний щит, Р – рушій.

2.3 Режими роботи судна та суднової енергетичної установки

Таблиця 2.1. Режими роботи елементів *СБУ*

Обладнання	Ходовий режим	Стоянковий режим		Аварійний режим
		з ВО	без ВО	
ГД	+	–	–	–
ДГ(4)	+ (3)	+ (3)	+ (1)	–
ДК(1)	–	+ (1)	–	–
КК(1)	УК	–	ТСКК	–
ОУ (1)	+	–	–	–
АДГ (1)	–	–	–	+

2.3.1 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи

Задля побудови теплової діаграми потоків енергії треба провести ряд розрахунків у такій послідовності.

Розрахуємо потоки енергії в головному дьвигуні.

Теплота, що виділилась при спалюванні палива, кВт,

$$Q_{nan}^{FD} = q_e N_e Q_i^r = 0,167 \cdot 68640 \cdot 42700 / 3600 = 135962 \text{ кВм},$$

$$G_{nan} = q_e N_e = 0,167 \cdot 68640 / 3600 = 3,18 \text{ кз/с},$$

Теплота, що витрачається з відпрацьованими газами:

$$Q_z^{FI} = G_z c_{pz} T_z - G_n c_{pn} T_n = 117 \times 1030 \times 525 - 113.83 \times 0.99 \times 318 = 36480 \text{ kBm.}$$

					ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 02	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		16

G_z, G_n — кількість відпрацьованих газів та повітря двигуна

$$G_n = \alpha_\Sigma L_0 g_e N_e = 2,5 \times 14,3 \times 0,167 \times 68640 / 3600 = 113,83 \text{ кг/с},$$

$$G_z = G_n + G_{нал} = g_e N_e (1 + \alpha_\Sigma L_0) = 0,167 \times 68640 \times (1 + 2,5 \times 14,3) / 3600 = 117 \text{ кг/с}.$$

теплоємності відпрацьованих газів та повітря відповідно

$$c_{pz} = 1,030 \text{ кДж/(кг К)}; \quad c_{pn} = 0,990 \text{ кДж/(кг К)}$$

теплота, що відбирається від наддувального повітря

$$Q_{nn}^{ГД} = G_n c_{pn} (T_k - T_n) = 113,83 \times 0,99 \times (477 - 318) = 17885 \text{ кВт}$$

T_k — температура повітря після наддувального компресора

$$T_k = T_n + \Delta T = T_n \left[1 + (\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1) \frac{1}{\eta_k} \right] = 318 \times [1 + (3,5^{0,271} - 1) / 0,81] = 477 \text{ К}$$

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

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

де $\pi_k = 3,5$ — ступінь підвищення тиску повітря в компресорі наддувального агрегату

$\eta_k = 0,81$ — коефіцієнт корисної дії (ККД) компресору ТНА.

Втрати енергії від розсіювання до навколишнього середовища є залишковим членом балансу і складають 0,5 — 2 % від $Q_{нал}$.

$$Q_{зал}^{ГД} = 0,005 \cdot Q_{нал} = 0,005 \times 135962 = 680 \text{ кВт}$$

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

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

$$Q_m^{ГД} = G_m c_m \Delta T_m,$$

$G_{пр.в}, G_m$ — витрати прісної води і масла через ОПВ та ОМ, кг/с,

$c_{пр.в}, c_m$ — теплоємності води та масла, кДж/(кг К),

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

Для визначення $Q_{пр.в}$ та Q_m в разі відсутності результатів теплотехнічних випробувань конкретного двигуна використовують статистичні дані.

Звичайно втрати енергії з прісною водою складають 3...14 %, з маслом — 1...5 % від кількості енергії, що виділилася при спалюванні палива, в теплових двигунах. В нашому випадку для МОД прийmemo 7% втрат енергії з прісною водою і 3% — з маслом. Тобто

$$Q_{пр.в}^{ГД} = 0,07 Q_{нал}^{ГД} = 0,07 \times 135962 = 9517 \text{ кВт}$$

$$Q_m^{ГД} = 0,03 Q_{нал}^{ГД} = 0,03 \times 135962 = 4079 \text{ кВт}$$

Зробимо перевірку рівняння теплового балансу для головного двигуна

$$Q_{нал} = N_e + Q_z + Q_{nn} + Q_{зал} + Q_{пр.в} + Q_m,$$

$$68640 + 36480 + 17885 + 680 + 9517 + 4079 = 137280$$

$$(135962 - 137280) / 137280 \times 100 = 0,96 \%$$

Нев'язка балансу складає 0,96 %, припустимий небаланс $\pm 3 \%$.

					ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 02	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		17

2.3.2. Опріснювальна установка

В складі пропульсивного комплексу є опріснювальна установка ОУ, що працює за рахунок тепла вторинних енергетичних потоків — прісної води системи охолодження головного двигуна $Q_{пр.в}^{ГД}$.

Розрахуємо, скільки енергії може бути утилізовано (використане в СЕУ) для видобутку прісної води без спалювання для цього палива.

З попередніх розрахунків відомо, що від прісної води системи охолодження ГД для здобуття дистилляту в ОУ надходить $Q_{пр.в} = 9517$ кВт. Перепад температур гарячої прісної води і заборотної води у випарнику прийнятий 20 градусів, заборотна вода кипітиме при 60 °С. По таблицях водяної пари визначаємо відповідний тиск цієї вторинної пари і далі ентальпії сухої насиченої пари та морської води, з якої утворюється дистиллят:

$$i'' = 2609 \text{ кДж/кг} ; i_{3,6} = 251,1 \text{ кДж/кг}.$$

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

$$Q_{ог} = D_{ог}(i'' - i_{3,6}) = 35 \times 10^3 \times (2609 - 251,1) / 24 / 3600 = 955 \text{ кВт}$$

$$\eta_{квт}^{ОУ} = \frac{Q_{ог}}{Q_{пр.в}^{ГД}} = \frac{955}{9517} = 0,1.$$

Переходимо до елементів допоміжної енергетичної установки: дизель-генератора та допоміжного котла.

2.3.3 Дизель — генератор 8Н32/40

Розрахунки потоків енергії у первинному тепловому двигуні (ДВЗ) ДГ аналогічні розрахункам для головного двигуна.

— Теплота, що виділилась при спалюванні палива, кВт,

$$Q_{нал}^{ДГ} = g_e N_e Q_i^r = 0,178 \times 4000 \times 42700 / 3600 = 8445 \text{ кВт},$$
$$G_{нал} = g_e N_e = 0,178 \times 4000 / 3600 = 0,198 \text{ кг/с}.$$

— Теплота, що втрачається з відпрацьованими газами:

$$Q_z^{ДГ} = G_z c_{pz} T_z - G_n c_{pn} T_n = 6,14 \times 1,064 \times 600 - 5,94 \times 0,99 \times 318 = 2048 \text{ кВт},$$

G_z, G_n — кількість відпрацьованих газів та повітря двигуна

$$G_n = \alpha_\Sigma L_0 g_e N_e = 2,1 \times 14,3 \times 0,178 \times 4000 / 3600 = 5,94 \text{ кг/с},$$

$$G_z = G_n + G_{нал} = g_e N_e (1 + \alpha_\Sigma L_0) = 0,178 \times 4000 \times (1 + 2,1 \times 14,3) / 3600 = 6,14 \text{ кг/с};$$

теплоємності відпрацьованих газів та повітря відповідно

$$c_{pz} = 1,064 \text{ кДж/(кг К)} ; \quad c_{pn} = 0,990 \text{ кДж/(кг К)}$$

— Теплота, що віддірається від наддувного повітря

$$Q_{нп}^{ДГ} = G_n c_{pn} (T_k - T_n) = 5,94 \times 0,99 \times (485 - 318) = 323 \text{ кВт};$$

T_k — температура повітря після наддувного компресору

$$T_k = T_n + \Delta T = T_n \left[1 + (\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1) \frac{1}{\eta_k} \right] = 318 \times [1 + (3,5^{0,271} - 1) / 0,77] = 485 \text{ К};$$

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

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

					ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 02	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		18

$\pi_k = 4,0$ — ступінь підвищення тиску повітря в компресорі наддувного агрегату ДВЗ,
 $\eta_k = 0,75$ — коефіцієнт корисної дії (ККД) компресору ТНА.
 Втрати енергії від розсіювання до навколишнього середовища є залишковим членом балансу і складають 1,0 — 2 % від $Q_{нал}$.

$$Q_{зал}^{ДГ} = 0,01 Q_{нал}^{ДГ} = 0,01 \times 8445 = 85 \text{ кВт}$$

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

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

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

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

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

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

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

Втрати енергії з прісною водою складають 7...16 %, з маслом — 3...7 % від кількості енергії, що виділилася при спалюванні палива, в теплових двигунах. В нашому випадку для СОД приємемо 11% втрат енергії з прісною водою і 4% — з маслом. Тоді

$$Q_{пр.в} = 0,11 Q_{нал}^{ДГ} = 0,11 \times 8445 = 929 \text{ кВт}$$

$$Q_{м} = 0,04 Q_{нал}^{ДГ} = 0,04 \times 8445 = 338 \text{ кВт}$$

Зробимо перевірку рівняння теплового балансу для ДВЗ, що приводить електрогенератор (верхні індекси "ДГ" опущені)

$$Q_{нал} = N_e + Q_z + Q_{нп} + Q_{зал} + Q_{пр.в} + Q_{м},$$

$$4000 + 2048 + 982 + 85 + 929 + 338 = 8381$$

Нев'язка балансу складає 0,77 %, припустимий небаланс $\pm 1,5$ %.

Втрати на генераторі складають

$$Q_{ez} = N_e^{ДГ} \times (1 - \eta_{e0}) = 4000 \times (1 - 0,95) = 200 \text{ кВт}$$

Потужність на валу генератора

$$P_{ez}^{ДГ} = N_e^{ДГ} - Q_{ez} = 4000 - 200 = 3800 \text{ кВт}$$

2.3.4 Утилізаційна секція комбінованого котла

Теплова потужність, що витрачена для одержання насиченої пари в УК,

$$Q_S^{УПГ} = D_{УПГ} \cdot (h'' - h_{жв}) / 3600 = 3000 \cdot (2760,1 - 251,1) / 3600 = 2091 \text{ кВт}.$$

Ентальпію сухої насиченої пари h'' та живильної води $h_{жв}$ знаходимо за таблицями для водяної пари при тиску $p_s = 0,7$ МПа та $t_{жв} = 60$ °С (див. п. 2.2).

Теплова потужність, яку мають ВГ після УК,

$$Q_2^{УПГ} = G_2^{ГД} \cdot \overline{c_{p2}} \cdot T_{yx} = 117 \cdot 1,02 \cdot 453 = 54069 \text{ кВт},$$

де $T_{yx} = 453$ К (180 °С) — температура ВГ після УК (див. п. 3.2).

Енергетичний баланс УК

$$Q_{впр}^{УПГ} = Q_2^{УПГ} - Q_S^{УПГ} - Q_2^{ГД} = 54069 - 36480 - 2091 = 15498 \text{ кВт},$$

					ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 02	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		19

де $Q_{\text{втр}}^{\text{упг}}$ – теплова потужність, що втрачається в довкілля.

$Q_2^{\text{ГД}}$ – теплова потужність, яку мають газу після ГД (див. п. 3.4.2).

Коефіцієнт використання енергії в УК

$$\eta_{\text{упг}} = \frac{Q_s^{\text{упг}}}{Q_2^{\text{ГД}}} = \frac{2091}{36480} = 0,057.$$

2.3.5 Топкова секція комбінованого котла

Кількість енергії, що виділилася при спалюванні палива у котлі

$$Q_{\text{нал}}^{\text{ДК}} = G_{\text{нал}} Q_i^r = 400 \times 42700 / 3600 = 4744 \text{ кВт}$$

Кількість енергії, що витрачено для здобуття насиченої пари

$$Q_s^{\text{ДК}} = D_s^{\text{ДК}} \times (i'' - i_{\text{ж.в}}) = 5000 \times (2760,1 - 251,1) / 3600 = 3485 \text{ кВт}$$

Ентальпію сухої насиченої пари i'' та живильної води $i_{\text{ж.в}}$ знаходимо по таблицях для водяної пари при тиску $p_s = 0,7 \text{ МПа}$ та $t_{\text{ж.в}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$.

Коефіцієнт використання енергії в ДК

$$\eta_{\text{дк}} = \frac{Q_s^{\text{ДК}}}{Q_{\text{нал}}^{\text{ДК}}} = \frac{3485}{4744} = 0,734$$

2.3.6 Допоміжний котел

Кількість енергії, що виділилася при спалюванні палива у котлі

$$Q_{\text{нал}}^{\text{ДК}} = G_{\text{нал}} Q_i^r = 400 \times 42700 / 3600 = 4744 \text{ кВт}$$

Кількість енергії, що витрачено для здобуття насиченої пари

$$Q_s^{\text{ДК}} = D_s^{\text{ДК}} \times (i'' - i_{\text{ж.в}}) = 5000 \times (2760,1 - 251,1) / 3600 = 3485 \text{ кВт}$$

Ентальпію сухої насиченої пари i'' та живильної води $i_{\text{ж.в}}$ знаходимо по таблицях для водяної пари при тиску $p_s = 0,7 \text{ МПа}$ та $t_{\text{ж.в}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$.

Коефіцієнт використання енергії в ДК

$$\eta_{\text{дк}} = \frac{Q_s^{\text{ДК}}}{Q_{\text{нал}}^{\text{ДК}}} = \frac{3485}{4744} = 0,734$$

2.3.7 Аварійний дизель – генератор.

Теплота, що виділилась при спалюванні пального, кВт,

$$Q_{\text{нал}}^{\text{АДГ}} = g_e N_e Q_i^r = 0,196 \cdot 800 \cdot 42700 / 3600 = 1850 \text{ кВт},$$

$$G_{\text{нал}} = g_e N_e = 0,196 \cdot 800 / 3600 = 0,0436 \text{ кг/с}.$$

Теплота, що втрачається з відпрацьованими газами:

$$Q_e^{\text{АДГ}} = G_e c_{pe} T_e - G_n c_{pn} T_n = 1,601 \cdot 1,064 \cdot 600 - 1,558 \cdot 0,99 \cdot 318 = 533 \text{ кВт},$$

G_e, G_n – кількість відпрацьованих газів та повітря дьвигуна

$$G_n = \alpha_{\Sigma} L_0 g_e N_e = 2,5 \cdot 14,3 \cdot 0,196 \cdot 800 / 3600 = 1,558 \text{ кг/с},$$

$$G_e = G_n + G_{\text{нал}} = g_e N_e (1 + \alpha_{\Sigma} L_0) = 0,196 \cdot 800 \cdot (1 + 2,5 \cdot 14,3) / 3600 = 1,601 \text{ кг/с};$$

теплоємності відпрацьованих газів та повітря відповідно

$$c_{pe} = 1,064 \text{ кДж/(кг K)} ; \quad c_{pn} = 0,990 \text{ кДж/(кг K)}$$

					ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 02	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		20

Теплота, що відбирається від наддувного повітря

$$Q_{\text{нп}}^{\text{АДГ}} = G_{\text{н}} c_{\text{pn}} (T_{\text{к}} - T_{\text{н}}) = 1,558 \cdot 0,99 (437,5 - 318) = 184 \text{ кВт};$$

$T_{\text{к}}$ — температура повітря після наддувного компресору

$$T_{\text{к}} = T_{\text{н}} + \Delta T = T_{\text{н}} \left[1 + \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k} \right] = 318 \cdot [1 + (2,5^{0,271} - 1) / 0,75] = 437,5 \text{ К};$$

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

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

$\pi_k = 2,5$ — ступінь підвищення тиску повітря в компресорі наддувного агрегату ДВЗ,

$\eta_k = 0,75$ — коефіцієнт корисної дії (ККД) компресору ТНА.

Втрати енергії від розсіювання до навколишнього середовища є залишковим членом балансу і складають 1,5 — 2 % від $Q_{\text{нал}}$.

$$Q_{\text{зал}}^{\text{АДГ}} = 0,02 Q_{\text{нал}}^{\text{АДГ}} = 0,02 \cdot 1850 = 37 \text{ кВт}$$

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

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

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

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

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

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

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

Втрати енергії з прісною водою складають 7...16 %, з маслом — 3...7 % від кількості енергії, що виділилася при спалюванні палива, в теплових двигунах. В нашому випадку для ВОД прийmemo 9% втрат енергії з прісною водою і 7% — з маслом. Тоді

$$Q_{\text{пр.в}} = 0,09 Q_{\text{нал}}^{\text{АДГ}} = 0,09 \cdot 1850 = 167 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{м}} = 0,07 Q_{\text{нал}}^{\text{АДГ}} = 0,07 \cdot 1850 = 130 \text{ кВт}$$

Зробимо перевірку рівняння теплового балансу для ДВЗ, що приводить електрогенератор (верхні індекси "АДГ" опущені)

$$Q_{\text{нал}} = N_{\text{е}} + Q_{\text{з}} + Q_{\text{нп}} + Q_{\text{зал}} + Q_{\text{пр.в}} + Q_{\text{м}},$$
$$1850 = 800 + 533 + 184 + 37 + 167 + 130 = 1851$$

Нев'язка балансу складає 0,005 %, припустимий небаланс $\pm 0,5$ %.

Втрати на генераторі складають

$$Q_{\text{ез}} = N_{\text{е}}^{\text{АДГ}} \times (1 - \eta_{\text{е}}) = 800 \cdot (1 - 0,95) = 40 \text{ кВт}$$

Потужність на валу генератора

$$P_{\text{ез}}^{\text{АДГ}} = N_{\text{е}}^{\text{АДГ}} - Q_{\text{ез}} = 800 - 40 = 760 \text{ кВт}$$

					ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 02	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		21

Ми розрахували потоки енергії в окремих елементах СЕУ. Визначення коефіцієнтів корисної дії та коефіцієнтів використання тепла у нашому прикладі є перевіркою правильності розрахунків і відповідності цих показників реальним значенням для прийнятого обладнання.

Однак це обладнання працює в складі СЕУ, має різні функціональні зв'язки поміж собою, на різних режимах роботи судна, як мова йшла вище, працюють різні по призначенню та по кількості їх видів.

Заключна частина розрахунків ставить питання визначення ефективності роботи СЕУ як суднового комплексу на окремих режимах. Ми розглядатимемо чотири таких режими: ходовий режим, режим стоянки без вантажних операцій, режим стоянки з вантажними операціями та аварійний.

Згідно з табл. 2.1 на **ходовому режимі** працюють ГД, УК, ОУ, та ДГ. Розрахункова схема представлена на рис. 2.2.

Від ГД потужність передається через муфту та валопровід на рушій, де мають місце втрати механічної енергії, що переходять в теплобу, $Q_{бр}$.

Механічна енергія буде передаватися далі на рушій.

Механічна енергія, що підводиться до валопроводу від кожного ГД

$$N_e = 68640 \text{ кВт}$$

До рушія підводиться потужність $N_{бр}$ (втрати потужності у підшипниках валопроводу)

$$Q_{бр} = 0,03 \times N_e = 0,03 \times 68640 = 2060 \text{ кВт}$$

$$N_{en} = N_e - Q_{en} = 68640 - 2060 = 66580 \text{ кВт}$$

Втрати енергії на рушії (Q_p) визначаються величиною пропульсивного коефіцієнту η . При $\eta = 0,7$ вони складають величину

$$Q_p = N_{бр} \times \eta = 66580 \times 0,3 = 19974 \text{ кВт.}$$

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

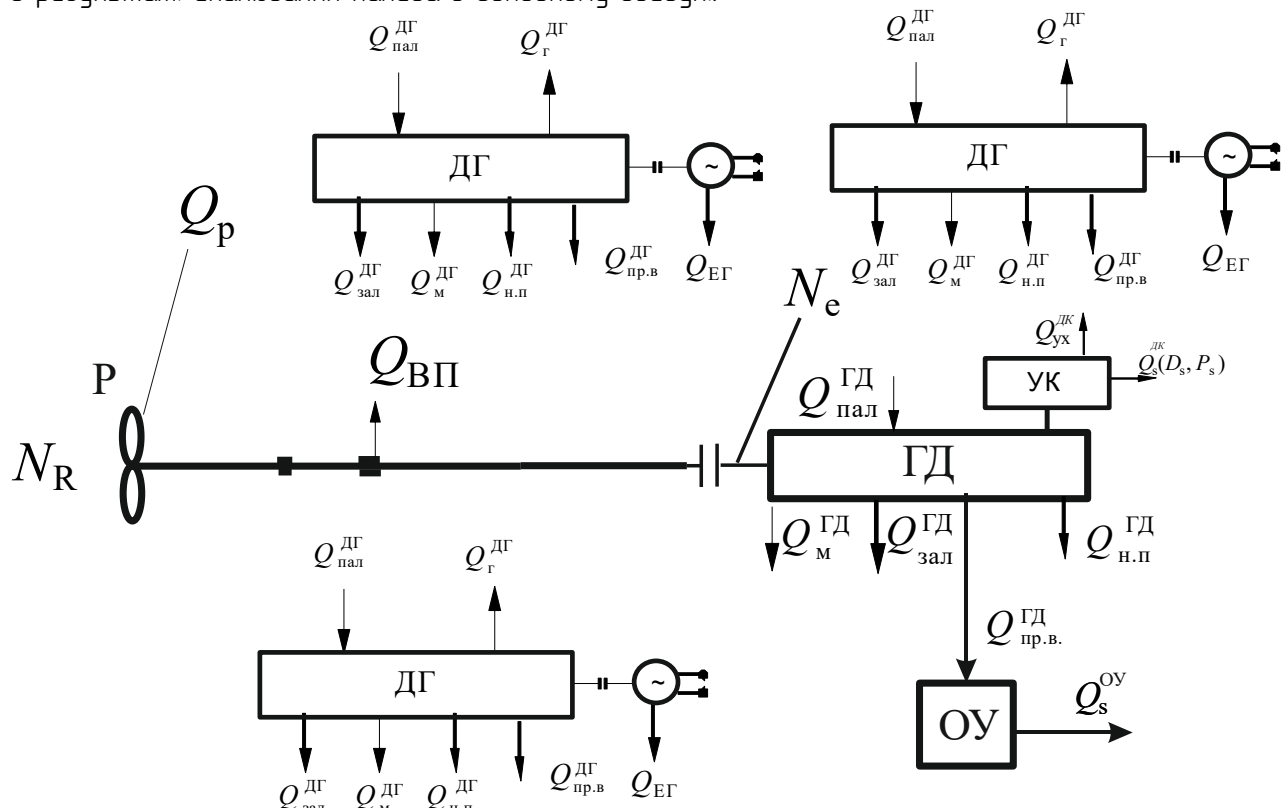


Рисунок 2.2 Розрахункова схема для визначення розподілу потоків енергії в СЕУ на ходовому режимі роботи судна

$$N_R = N_{en} - Q_p = 66580 - 19974 = 46606 \text{ кВт.}$$

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

ККД пропульсивного комплексу визначимо

$$\eta_e^{пк} = \frac{N_R}{Q_{пол}^{гд}} = \frac{46606}{135962} = 0,343$$

Коефіцієнт використання енергії в СЕУ на ходовому режимі

$$(\eta_{квт}^{сеу})_{хр} = \frac{N_R + Q_{сч} + 3 \times P_{ез}^{дг} + Q_s^{дк}}{Q_{пол}^{гд} + 3 \times Q_{пол}^{дг1}} = \frac{46606 + 955 + 3 \times 3800 + 2091}{135962 + 3 \times 8445} = 0,375$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на ходовому режимі

$$(\eta_e^{сеу})_{хр} = \frac{N_R + 3 \times P_{ез}^{дг}}{Q_{пол}^{гд} + 3 \times Q_{пол}^{дг1}} = \frac{46606 + 3 \times 3800}{135962 + 3 \times 8445} = 0,312$$

На **стоянковому режимі з вантажними операціями** працюють 3 ДГ та ДК.

Розрахункова схема надана на рис. 2.3.

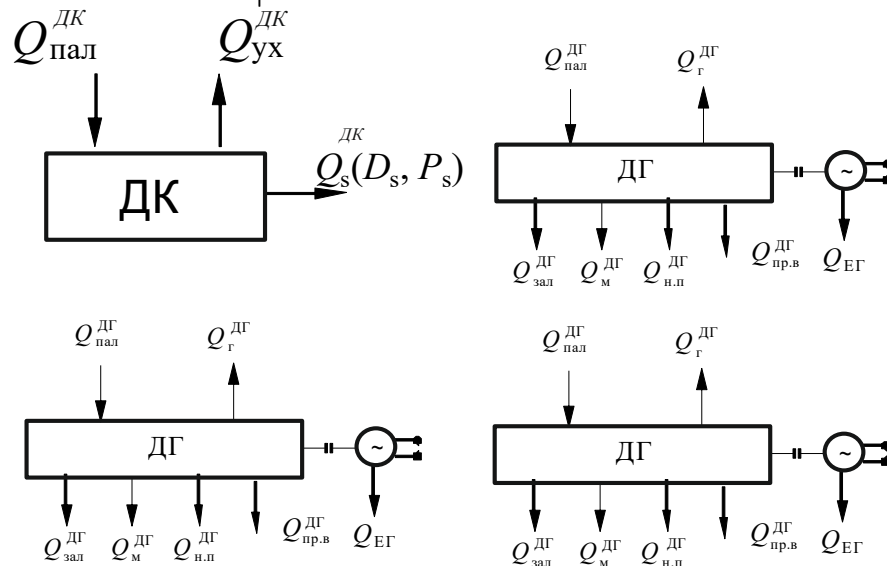


Рисунок 2.3 Розрахункова схема для визначення розподілу потоків енергії в СЕУ на стоянковому режимі (з вантажними операціями) роботи судна.

Коефіцієнт використання енергії в СЕУ на стоянковому режимі (з вантажними операціями)

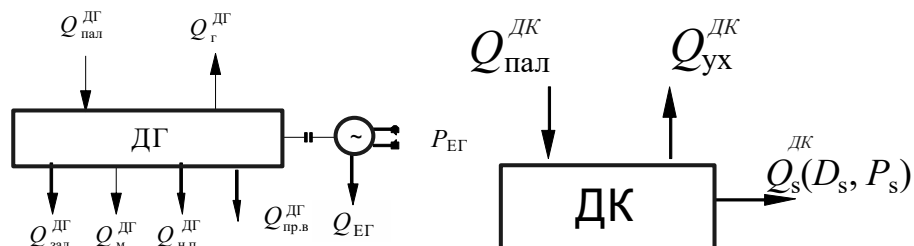
$$(\eta_{квт}^{сеу})_{ст/зВО} = \frac{3 \times P_{ез}^{дг} + Q_s^{дк1}}{3 \times Q_{пол}^{дг} + Q_{пол}^{дк1}} = \frac{3 \times 3800 + 3485}{3 \times 8445 + 4744} = 0,495$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на стоянковому режимі (з вантажними операціями)

$$(\eta_e^{сеу})_{ст/зВО} = \frac{3 \times P_{ез}^{дг}}{3 \times Q_{пол}^{дг} + Q_{пол}^{дк}} = \frac{3 \times 3800}{3 \times 8445 + 4744} = 0,379$$

На **стоянці без вантажних операцій** працюють ДГ та ТСКК.

Розрахункова схема надана на рис. 2.4.



Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 02

Аркуш

23

Рисунок 2.4 Розрахункова схема для визначення розподілу потоків енергії в СЕУ на стоянковому режимі (без вантажних операцій) роботи судна.

Коефіцієнт використання енергії в СЕУ на стоянковому режимі (без вантажних операцій) режимі

$$(\eta_{\text{квт}}^{\text{сеу}})_{\text{ст/безВО}} = \frac{P_{\text{ез}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{с}}^{\text{ДК}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = \frac{3800 + 2091}{8445 + 2965} = 0,552$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на стоянковому режимі (без вантажних операцій) режимі

$$(\eta_{\text{е}}^{\text{сеу}})_{\text{ст/безВО}} = \frac{P_{\text{ез}}^{\text{ДГ}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = \frac{3800}{8445 + 2965} = 0,288$$

На аварійному режимі працює 1 АДГ

Розрахункова схема надана на рис. 2.5.

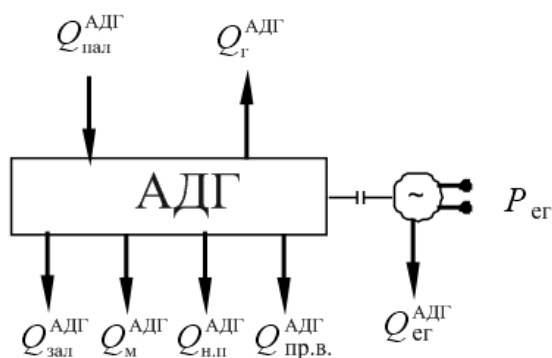


Рисунок 2.5 Розрахункова схема для визначення розподілу потоків енергії в СЕУ на аварійному режимі роботи судна.

Коефіцієнт використання енергії в СЕУ на аварійному режимі

$$(\eta^{\text{сеу}})_{\text{авар}} = \frac{P_{\text{ез}}^{\text{АДГ}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{АДГ}}} = \frac{800}{1850} = 0,432$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на аварійному режимі

$$(\eta_{\text{квт}}^{\text{сеу}})_{\text{авар}} = \frac{P_{\text{ез}}^{\text{АДГ}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{АДГ}}} = \frac{800}{1850} = 0,432$$

Таким чином, розраховані потоки енергії в СЕУ для ходового режиму, режиму стоянки з вантажними операціями, режиму стоянки без вантажних операцій та аварійного режиму аналіз яких показав, що можна утилізувати теплоту вторинних енергетичних ресурсів для здобуття прісної води (дистилату) для поповнення її запасів; визначена ефективність використання енергії палива, кількісна оцінка якої виражена коефіцієнтами корисної дії та коефіцієнтами використання тепла в СЕУ на чотирьох режимах.

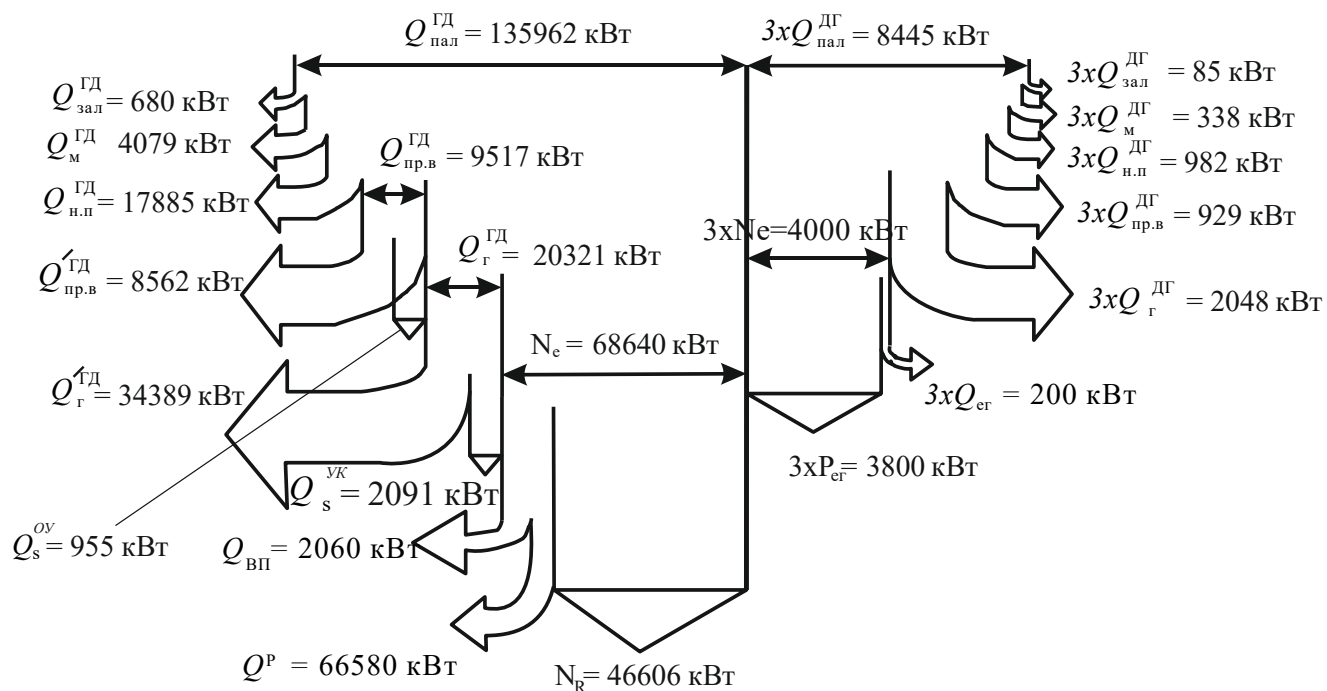


Рисунок 2.6 Потоки витрат енергії в ЦЕУ (теплова діаграма) на ходовому режимі судна

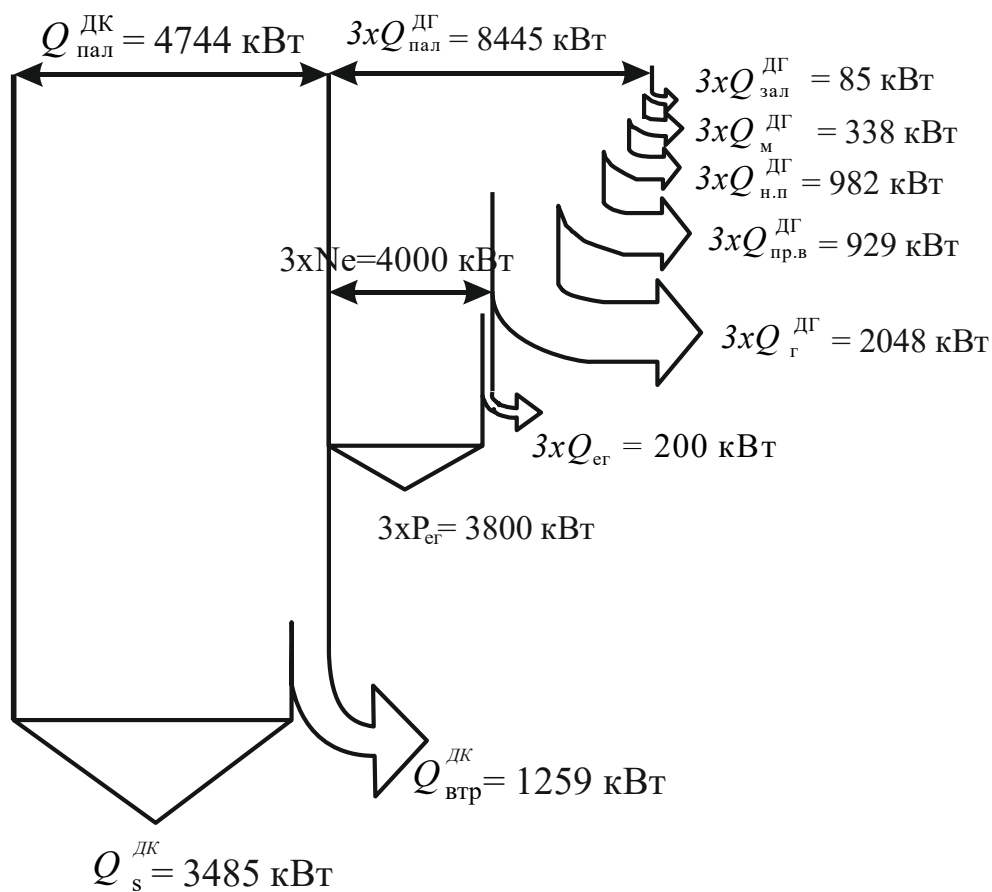


Рисунок 2.7 Потоки витрат енергії в ЦЕУ (теплова діаграма) на стоянці судна з вантажними операціями.

Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 02

Аркуш

25

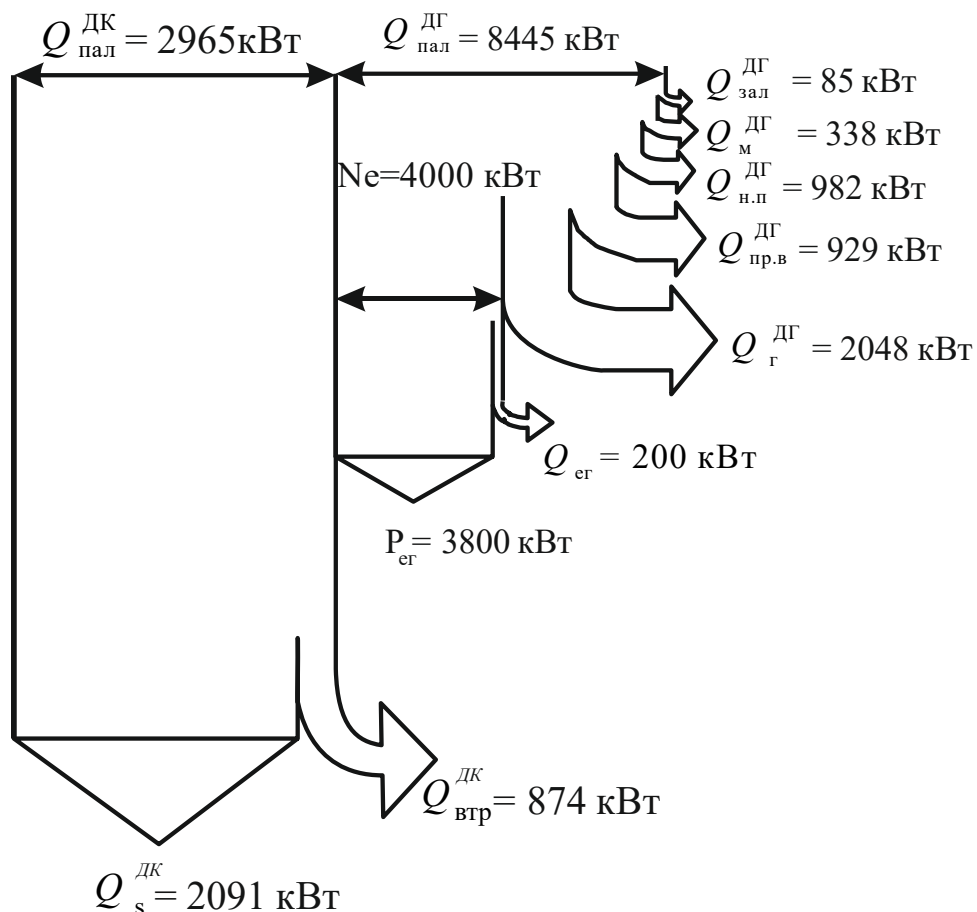


Рисунок 2.8 Потоки витрат енергії в СЕУ (теплова діаграма) на стоянці судна без вантажних операцій.

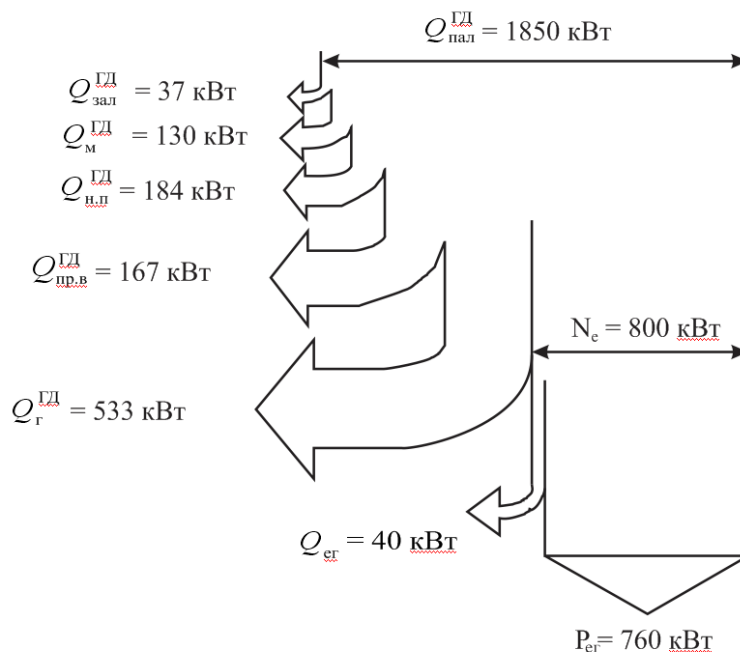


Рисунок 2.9 Потоки витрат енергії в СЕУ (теплова діаграма) на аварійному режимі.

Висновок: в розділі приведено опис енергетичного обладнання СЕУ, та проведено його розрахунок. В ході розрахунку визначено теплові потоки контейнеровоза «СМА CGM ARGENTINA» розраховано тепловий баланс енергетичного обладнання на основних робочих режимах СЕУ.

3. Судновий головний двигун 11G90ME-C10.5-EGRTC

3.1 Характеристики двигуна.

Тип двигуна — дизельний, двотактний, простої дії, реверсивний, крейцкопфний з наддуванням, з удовгованим упорним підшипником, розташування циліндрів рядні, вертикальне.

Виробник «MAN B&W», марка 11G90ME-C10.5-EGRTC, модто 11DKPH 90/326 за вітчизняним маркуванням.

Порядок нумерації циліндрів від носа.

Діаметр циліндра – 900 мм, хід поршня — 3260 мм.

Кількість оборотів 84 хв⁻¹

Система продувки прямоточно-клапанна.

Ефективна потужність при 100% навантаженні 68640 кВт. Робота на ПМ допускається не більш однієї години з інтервалом не менш 12 годин. За особливими замовленнями дизель може бути відрегульований на інші значення номінальної потужності.

Питома витрата палива 167 г/(кВт·год)

Габаритні розміри дизеля, мм:

довжина (по фундаментній рамі, із упорним валом) – 19530;

ширина (по фундаментній рамі) – 5110;

висота – 13975;

Дизель повинний надійно працювати при наступних атмосферних і зовнішніх умовах:

– температура повітря, що оточує дизель (у приміщенні) від +8° С до 45° С;

– температура повітря на впуску в ТК – від 10 до +45° С;

– відносна вологість повітря при + 35° С – до 98 %;

– розрідження на впуску до 10 гПа;

– протитиск на впуску до 30 гПа;

– температура води зовнішнього контуру (забортної води) – до + 32 ° С.

Паливо – за ДСТ 1667–68, ДСТ 10585–75, ДСТ 10433–75, дизельне ІІ за ДСТ 305 – 82.

Допускається застосування інших сортів палива.

Масло для циркуляційної мастильної системи головного руху, охолодження поршнів і автономної мастильної системи розподільного вала – M10M2ЦС і M10B2С ДСТ 12337 – 84.

Тривалість реверсування дизеля при ручному управлінні і управлінні з ДАУ і прямуванні судна малим ходом – не більш 15 с.

3.2 Опис конструкції двигуна

Устрій деталей остову.

Остов двигуна складається з наступних основних частин: фундаментної рами, станини, циліндрів і циліндрових кришок. Всі частини кістяка утворюють єдину жорстку конструкцію, що забезпечує відсутність деформацій при роботі двигуна від дії сил тиску газів і сил інерції рухомих частин.

					ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 03	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		27

Для надійної роботи двигуна необхідно, щоб вісь колінчастого валу була прямолінійна, а вісь руху (поршень (рис. 3.4), шток, шатун (рис. 3.5)) – перпендикулярна осі валу. Ці вимоги виконуються при обробці деталей і збірці двигуна. Недостатня жорсткість основа двигуна може призвести до появи в частинах основа деформації, що викликають викривлення осі колінчастого валу, а також змінити взаємне розташування осей валу і деталей руху, що в свою чергу тягне за собою появу додаткових напружень у колінчастого валу і нагрівання підшипників. Жорсткість конструкції основа (рис. 3.2) створюється за рахунок вибору матеріалу для виготовлення його частин, конструктивного оформлення деталей кістяка, перевірки вибраних розмірів розрахунком на міцність і способу з'єднання деталей кістяка між собою. Фундаментна рама складається з двох зварених подовжніх балок і декількох поперечних, на яких встановлюються рамкові підшипники. Останні мають сталеві вкладиші, залиті бетоном. Кожен рамковий підшипник постачений двома кришками, що кріпляться шпильками і гайками гідравлічним способом. На кормовому кінці фундаментної рами встановлюється упорний підшипник. Фундаментна рама (рис. 3.1) двигуна встановлюється на опорних клинах і кріпиться до постелі двигуна на судні довгими кріпильними болтами з чавунними дистанційними тручками.

Коробка картера має ту ж висоту, що і направляючі крейцкофа, кріпиться до верхньої частини фундаментної рами за допомогою болтів. Подібно фундаментній рамі, коробка картера складається з однієї секції з ланцюговим приводом, розташованим у кормовій її частині. Фундаментна рама і коробка картера разом утворюють картер двигуна.

Фундаментна рама, блоки циліндрів, що спираються на коробку картера, затягуються анкерними болтами і утворюють єдиний блок.

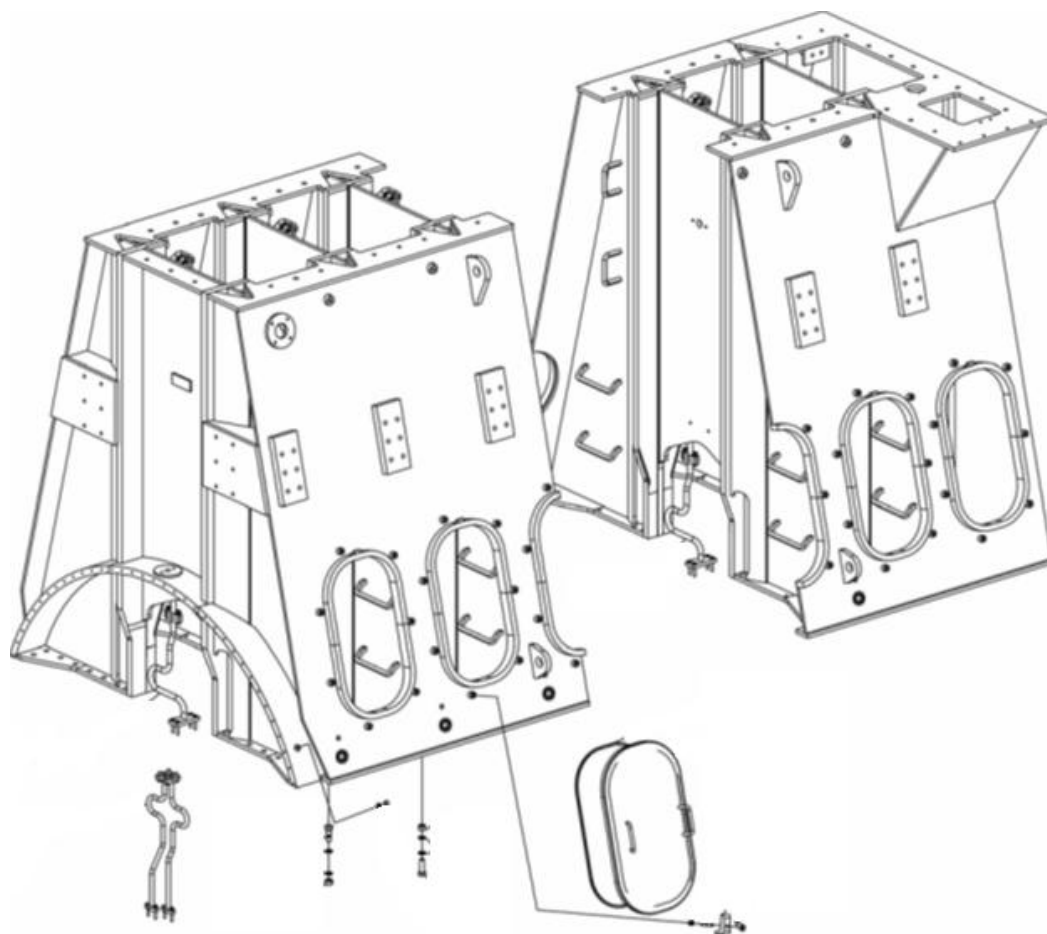


Рисунок 3.1 Фундаментна рама двигуна

Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 03

Аркуш

28

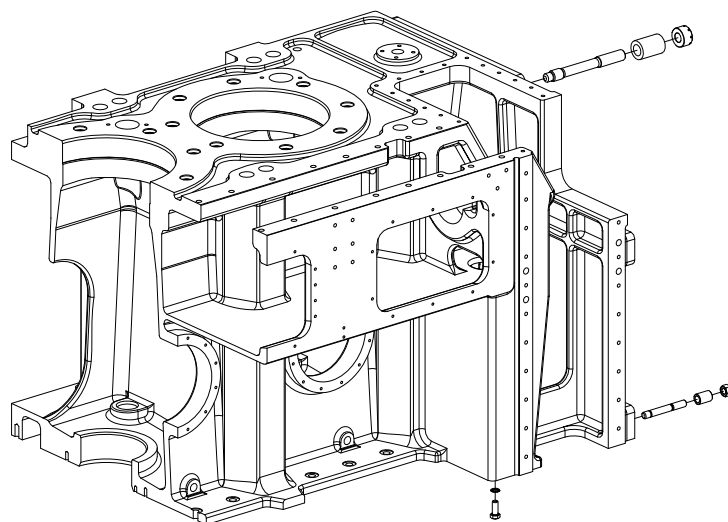
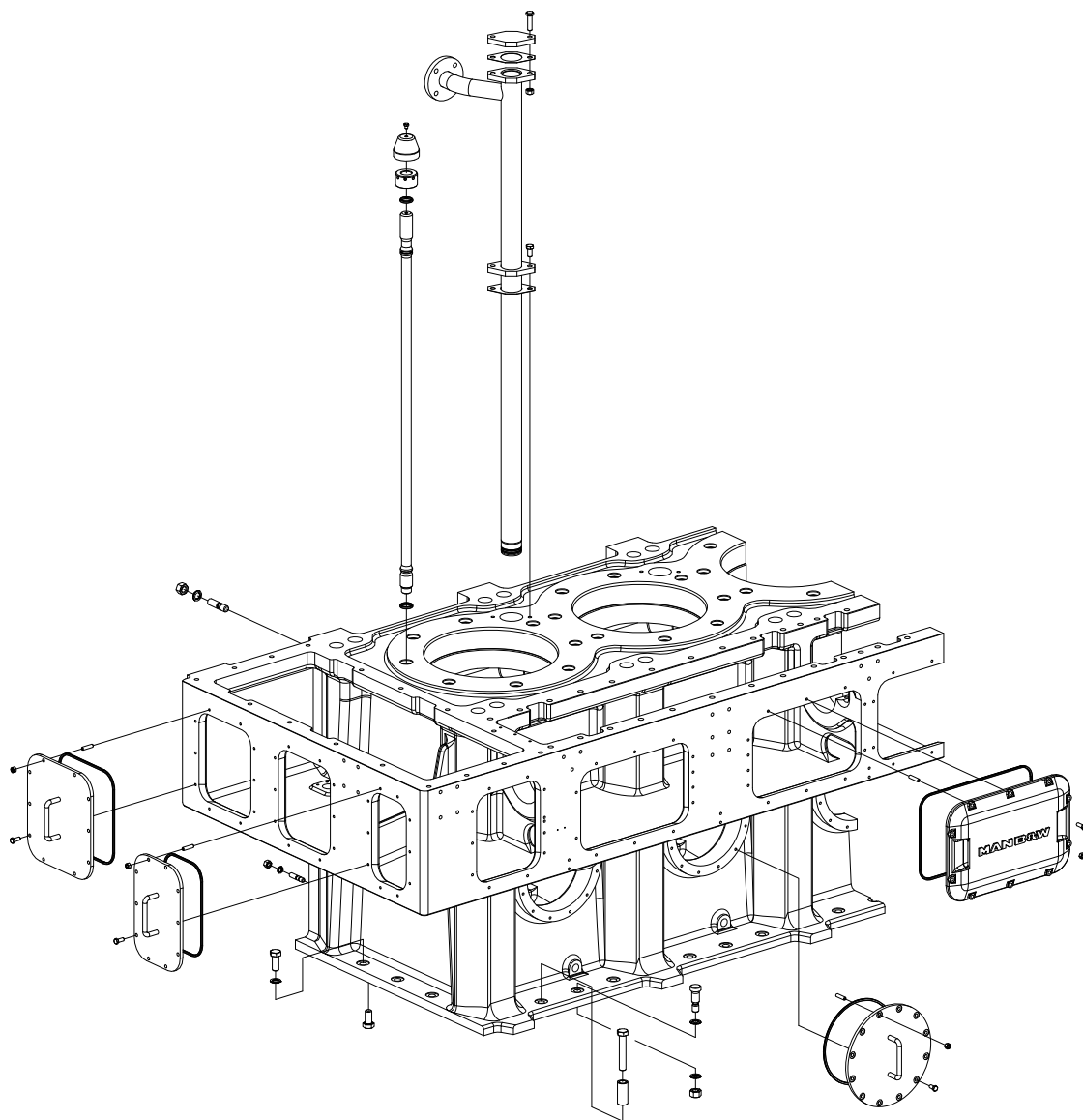


Рисунок 3.2 Блок циліндрів двигуна

Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 03

Аркуш

29

Устрій деталей кривошипно-шатунного механізму.

Кривошипно-шатунний механізм служить для передачі зусиль від тиску газів на колінчастий вал. У крейцкопфних двигунах – з поршня, штока, поперечки, повзуна, шатуна й колінчастого вала.

При роботі двигуна в КШМ діє рушійна сила P , що є сумою сил від тиску газів, сил ваги і сил інерції. Рушійна сила $P_{руш}$ направлена по осі циліндра і збігається за напрямком з шатуном тільки при положенні поршня в мертвих точках, в інших положеннях вона розкладається на дві складові – силу $P_{ш}$, спрямовану по шатуну, і силу $P_{н}$, спрямовану перпендикулярно осі циліндра. Силу $P_{ш}$ сприймає колінчастий вал, який передає її на стінки циліндра. У крейцкопфних двигунах повзун передає силу $P_{н}$ на паралель. Величина $P_{н}$ залежить від сили тиску газів в циліндрі і від площі поршня. У двигунах з діаметром циліндра 450 – 500 мм $P_{н}$ досягає 120 кН.

У крейцкопфних двигунах головний підшипник шатуна і пара повзун-паралель винесені із зони високих температур в картер двигуна, де можна забезпечити надійне змащення. Зовнішня поверхню повзуна залита антифрикційним сплавом (бабітом). Тому при рівній величині $P_{н}$ робота тертя у пари повзун-паралель менше, ніж у пари поршень-втулка в тронкових двигунах, що за інших рівних умов забезпечує підвищення механічного ККД у крейцкопфних двигунів в порівнянні з тронкових на 2–4% і більшу надійність роботи головних підшипників.

Колінчастий вал (рис. 3.3) у моделях більших ніж S35MC, S42MC, S35ME. Колінчастий вал є складеним із 2 частин.

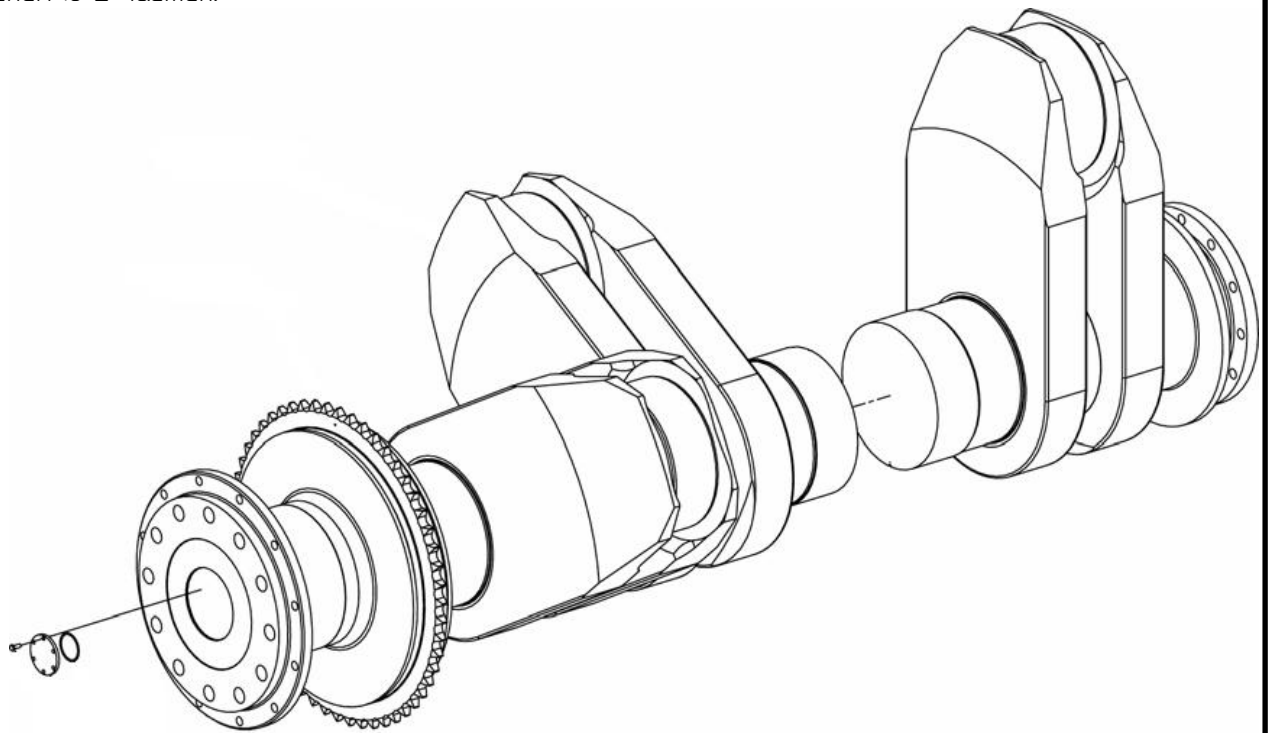


Рисунок 3.3 Конструктивна схема колінчастого вала

Масло до рамових підшипників надходить з головного трубопроводу масла, що розгалужується до кожного підшипника, у той час як масло на змащення мотильових підшипників надходить від крейцкопфів через свердління в шатунах.

На кормовому кінці колінчастого вала встановлюється маховик. Крім того, на колінчастому валу встановлюється упорний гребінь з яким з'єднана зірочка для привода розподільного вала.

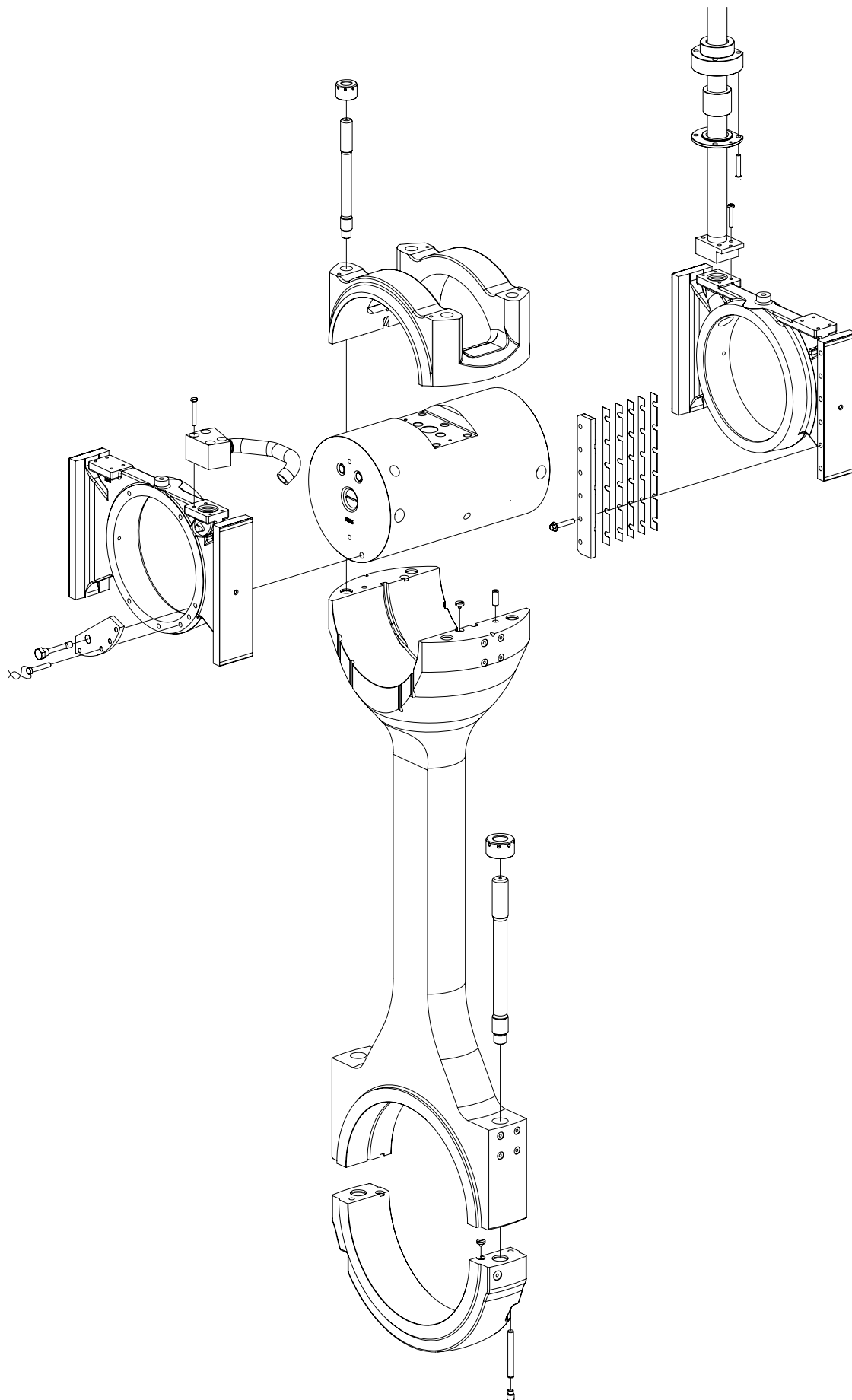


Рисунок 3.4 Крейцкопф з шатуном

Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 03

Аркуш

31

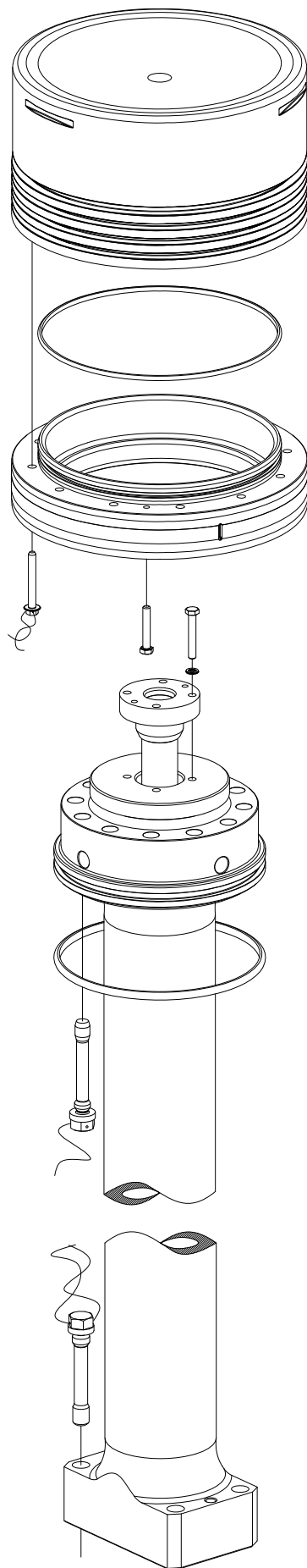


Рисунок 3.5 Поршень зі штоком

Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 03

Аркуш

32

До торців центральної частини (попереної) прикріплені шейки, на яких встановлюються направляючі башмаки, що плавають. Центральна частина крейцкопфа також є шийкою головного підшипника.

На кришці головного підшипника мається виріз для зборки поршневого штока з крейцкопфом. Головний підшипник обладнаний вкладишами, що заливаються бабітом.

Поршневий шток встановлюється в канавці на верхній частині крейцкопфа і кріпиться чотирма болтами. На кронштейн, встановлений між башмаком і головним підшипником, спирається телескопічна трубка, по якій мастильне охолодне масло надходить до крейцкопфа, мотильової шийки і поршню. Труба для зливу масла охолодження поршня встановлюється з протилежного кінця поперечки.

Центральний отвір і дві ковзні поверхні башмаків крейцкопфа заливаються пластом бабіту. Башмаки крейцкопфа центруються прямими, встановленими в картері, і направляючими планками, закріпленими до башмаків.

Вкладиші мотильових підшипників заливаються бабітом, а їхня зборка виробляється так само, як і головних підшипників.

Поршень складається з двох основних частин: голівки і юбки.

Голівка поршня кріпиться до верхнього кінця поршневого штока болтами. Юбка поршня кріпиться до голівки також болтами.

Голівка поршня постачена хромованими канавками для чотирьох поршневих кілець. Усі кільця мають косі зрізи: два – правих, два – лівих. Зверху голівка має три вирізи для кріплення пристосування для підйому поршня.

Поршневий шток має наскрізний отвір під трубу для випуску охолодного масла. Остання кріпиться до верхньої частини поршневого штока. Охолодне масло надходить по телескопічній трубці на крейцкопфі, проходить по свердлінню в підставі поршневого штока і поршневому штоку до голівки поршня.

Зі свердління в підставі поршневого штока масло по крейцкопфі надходить у зливальну трубу і у трубу з прорізом усередині картера двигуна, а також через пристрій контролю за потоком масла.

Масло надходить по свердліннях в опорній частині голівки поршня до випускної труби поршневого штока.

Устрій деталей механізму газорозподілу. Побудова діаграми газорозподілу.

Розподільний вал складається з декількох секцій. Секції з'єднуються за допомогою фланцевих з'єднань, а вони у свою чергу, з'єднуються призонними болтами і гаїками. Крім фланців секції розподільного вала постачені шайбами, по одній на кожен циліндр для привода паливного насоса, випускного клапана і індикаторного привода. Розподільний вал підтримується на підвісних підшипниках. Сполучні фланці, паливні і випускні шайби нагріваються і насаджуються на вал.

На розподільному валу реверсивного двигуна встановлюють два комплекти кулачкових шайб: один – для роботи двигуна на передній хід, інший – для роботи на задній хід. Профіль кулачковою шайби може бути утворений різними кривими. Він повинен забезпечувати плавне набігання і збігання ролика штовхача на виступ кулачної шайби, швидке відкриття і закриття клапана. При рівноплечіє клапанних важелях висота профілю h дорівнює висоті підйому клапана h_n . У високооборотних двигунах для зменшення сил інерції, що діють у частинах клапанного механізму, прагнуть зменшити переміщення штанги штовхача. З цією метою застосовують неравноплечіє важелі, при цьому висота профілю кулачковою шайби $h = 0,8 h_K$, де $0,8$ – відношення плечей клапанних важелів.

Обертання розподільного вала постійно впливає на обертання колінчатого вала. Під час реверса двигуна положення роликів штовхальників паливних насосів змінюється відносно відповідних

кулачних шайб, змінюючи тим самим момент початку подачі паливних насосів, пристосовуючи його для нового напрямку обертання.

Кожен циліндр постачений випускним клапаном, розташованим у центральному отворі циліндрової кришки. Корпус клапана кріпиться чотирма шпильками і гайками й утворює герметичне ущільнення з циліндровою кришкою.

Корпус клапана має знімне сидло зі стеллитовом зносостійким наплавленням на конічній поверхні, до якої притискається шпindelь клапана. Корпус клапана і сидло охолоджуються водою. У свердлінні під шпindelь клапана встановлюється знімна напрямна з зносостійкою і також знімною втулкою.

Подібно сидлу клапана (рис. 3.6) на конічну поверхню тарілки шпинделя клапана наплавляється зносостійкий шар стелита. На нижній циліндричній частині шпинделя клапана встановлюється кожух з лопатками, що сприяють провертанню шпинделя під час роботи двигуна. У верхній частині шпинделя до нього кріпиться повітряний поршень за допомогою двоскладного конічного сухаря.

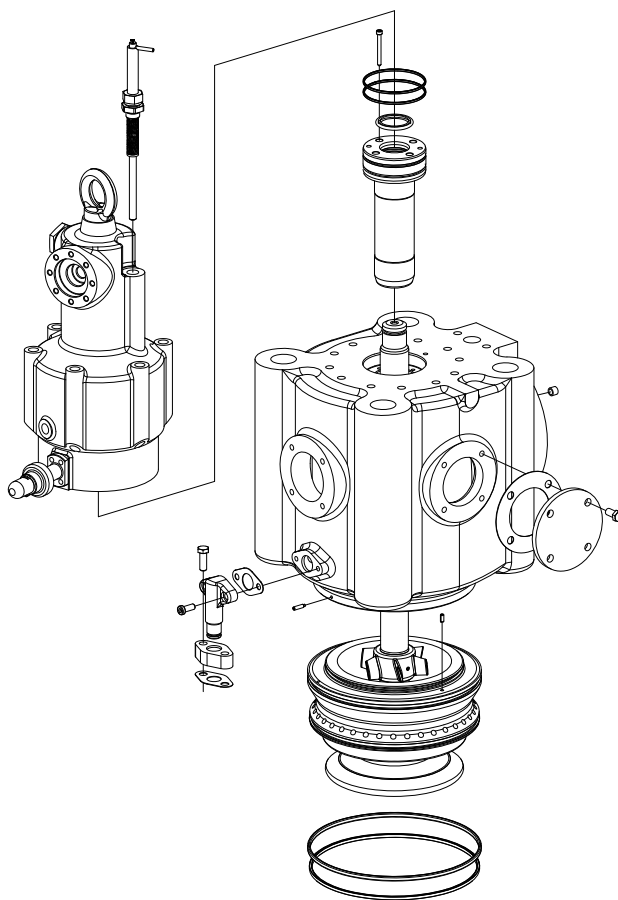


Рисунок 3.6 Випускний клапан

Поршень гідравлічного циліндра переміщається під дією обертання випускної шайби розподільного вала. Система живиться маслом від системи змащення розподільного вала, і рух штовхальника привода передається поршню гідравлічного циліндра випускного клапана.

Випускний клапан закривається під дією пневмопоршня. Повітря під тиском подається через безповоротний клапан. Клапан відкривається за допомогою поршня, що натискає на шпindelь і переміщається в гідравлічному циліндрі, розташованому у верхній частині випускного клапана.

Гідравлічний поршень приводиться в дію через трубопровід, що з'єднує його з відповідним гідравлічним циліндром, розташованим на корпусі привода випускного клапана і паливного насоса.

Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 03

Аркуш

34

3.3 Системи двигуна.

3.3.1 Система паливна.

Паливна система суднових дизелів складається з наступних основних елементів: паливної цистерни, насоса низького тиску (НТ); фільтрів зрубого і тонкого очищення; паливного насоса високого тиску (ВТ); приводу насоса; форсунки; паливопроводів і арматури низького і високого тисків.

Паливоподаюча апаратура повинна забезпечити:

- Точне дозування циклових подач палива в повному відповідності з заданими режимами роботи двигуна;
- Необхідний тиск уприскування палива;
- Уприскування циклової подачі палива в заданій фазі робочого процесу за певний, невеликий, проміжок часу;
- Можливість зміни моментів випередження уприскування палива;
- Рівномірний розподіл палива по окремих циліндрах (у багатациліндрових двигунів);
- Стійку роботу при заданих мінімальних числах оборотів, наприклад, близько 30% (і нижче) від номінального (для головних дизелів);
- Оптимальний закон уприскування для заданих умов розпилювання, запалення і згоряння палива;
- Надійну і безвідмовну роботу апаратури на всіх експлуатаційних режимах;
- Максимально-можливий термін служби (моторесурс), для плунжерних форсункових прецизійних пар.

Система влаштована таким чином, що можуть бути використані два види палива —дизельне та важке.

Паливна система забезпечує подачу палива в робочі циліндри, тому є однією з найважливіших систем дизеля. Вона складається з систем низького і високого тиску. Система низького тиску призначена для підготовки та подачі палива до системи високого тиску і включає в себе цистерну, фільтри, насоси, сепаратори, підігрівачі і паливопроводу. Система високого тиску (паливна апаратура) здійснює sprisкування палива в камері згоряння двигуна і включає в себе паливний насос високого тиску і форсунку, звичайно з'єднані топливopроводом високого тиску. Система низького тиску. Принципова схема паливної системи при роботі дизеля на важкому паливі показана на рис. 3.7

3.3.2 Система змащення

У суднових дизелях в залежності від способу підведення масла до тертьових елементів розрізняють три види систем мастила – примусова низького тиску (1,5 – 8,0 ат), примусова високого тиску (50 ат і вище) і мастило розбризкуванням.

У крейцкопфних суднових двигунах у зв'язку з повним відділенням циліндрів допомогою проміжної діафрагми від кривошипно порожнини (картера) для деталей «руху» та інших механізмів, розташованих у картері або поза ним, як і у тронкових двигунів, застосовують примусову циркуляційних систем мастила низького тиску, а для циліндрична – поршневі групи – примусову мастило високого тиску (лудрікаторною).

Примусова система мастила низького тиску характеризується розгалуженою системою циркуляційної, що підводить масло до численних точок двигуна і здійснює багаторазове звернення (циркуляцію) одного і того ж кількості масла, очищеного у фільтрах зрубого і тонкого очищення і охолодженого в масляних охолоджувачах до нормальної температури.

Примусова система мащення (рис. 3.8) високого тиску здійснює дозовану подачу масла на поверхню циліндричної втулки за допомогою лудрікатора плунжерного типу, причому кожній

змащуємо точці відповідає свій плунжер. Відпрацьоване масло частково випаровується й згоряє в циліндрі; несеться з відпрацьованими газами продувних повітрям; стікає в маслозбірник, передбачені в розділових діафрагмах (між циліндром і картером).

Завдяки наявності діафрагми, є можливість використовувати для змащення циліндропоршневої групи спеціальні сорти циліндрових масел (з присадками) для роботи на сірчистих паливах з метою зниження ізоносів втулки і поршневих кілець.

3.3.3. Система охолодження.

Охолодження суднових дизелів, як правило, здійснюється прісною водою, що циркулює по замкнутому контуру. Це пояснюється тим, що проточні системи охолодження заборотної водою мають ряд недоліків: через інтенсивне випадання солей неможливо підтримувати досить високий рівень температури води, а під впливом електрохімічної корозії швидко забруднюються і руйнуються зарудашечні порожнини дизеля; при зниженні температури заборотної води може статися переохолодження дизеля; якщо дизель охолоджується заборотної водою, то верхня температурна межа виходить з дизеля морської води визначається тим, що при її нагріванні вище 323–328 К починають інтенсивно виділятися в ній солі хлору, натрію, магнію, кальцію та інші, які осідають в вигляді щільного шару накипу на гарячих поверхнях втулок циліндрів і перешкоджають нормальному тепловідводу. Поява шару накипу товщиною в 2 мм майже удвічі збільшує температуру охолоджуваної стінки, що при певних умовах може призвести до появи в ній тріщин. Природно, прісна вода, а тим більше дистильована, дозволяє підтримувати в дизелі більш високий температурний режим.

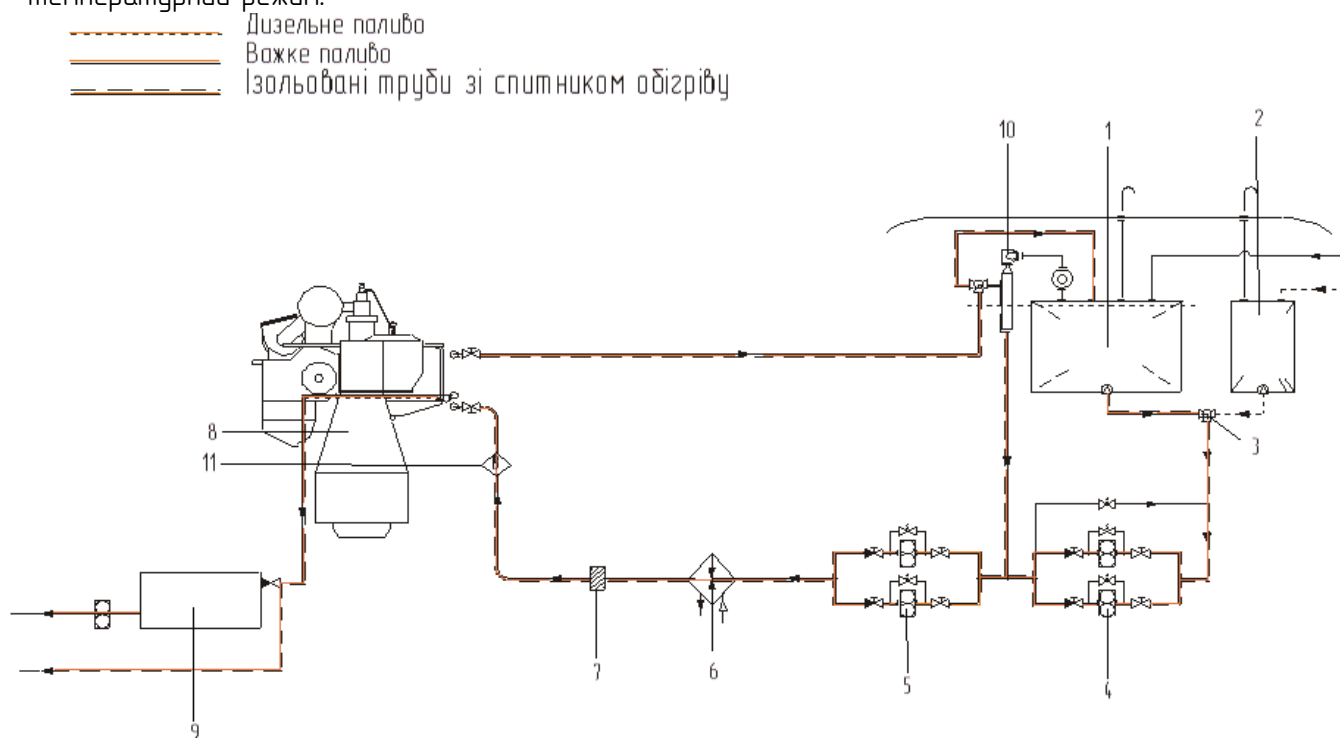


Рисунок 3.7 Принципова схема паливної системи

1 — витратна цистерна важкого палива, 2 — витратна цистерна дизельного палива,
3 — перекидний клапан, 4 — підкачувальні насоси, 5 — циркуляційні насоси, 6 — підігрівач палива, 7 — фільтр тонкої очистки, 8 — головний двигун, 9 — дренажна цистерна, 10 — віскозиметр

Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 03

Аркуш

36

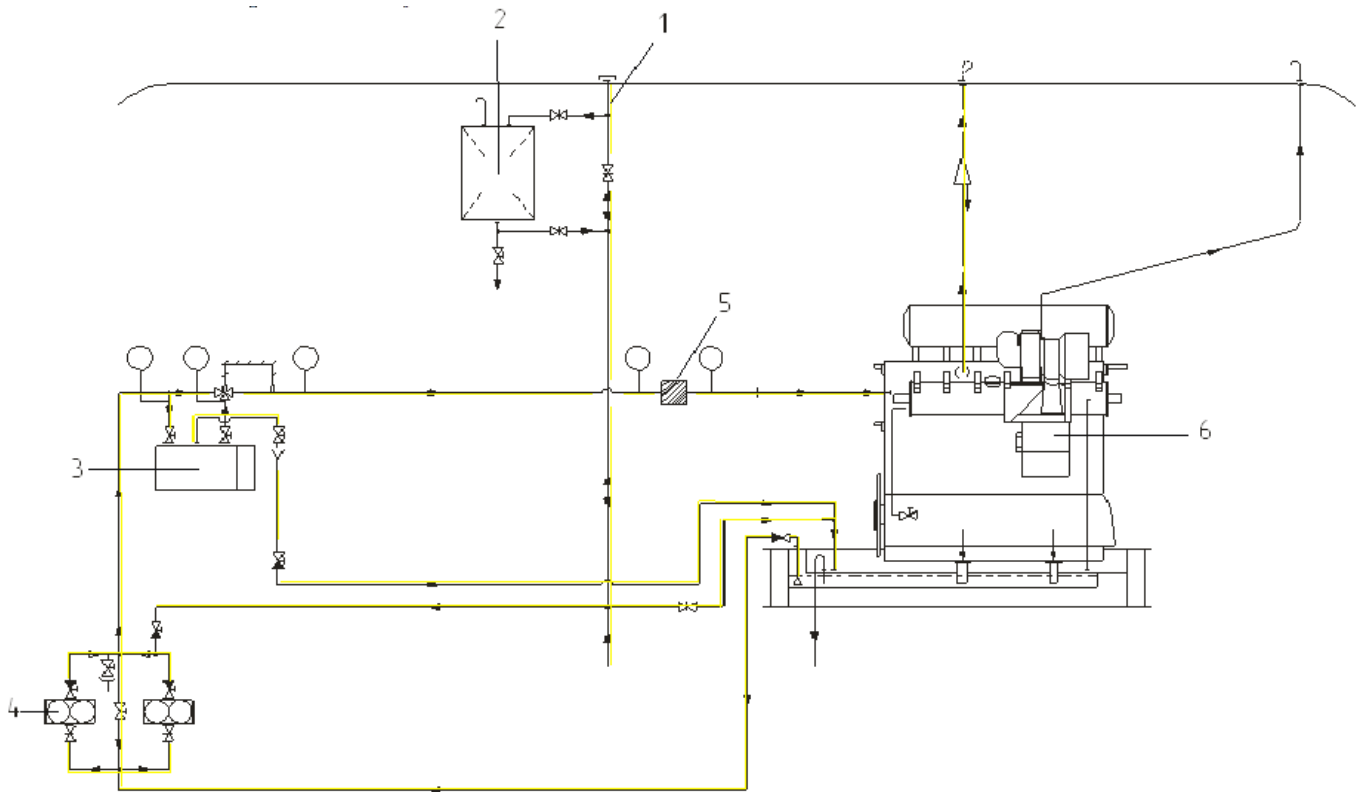


Рисунок 3.8. Принципова схема системи змащення

1 – живильний трубопровід, 2 – масляна цистерна, 3 – масляний охолоджувач,
4 – циркуляційний насос, 5 – фільтр, 6 – головний двигун

При більш високій температурі охолоджуючої води в порожнинах охолодження камери згоряння період затримки запалення палива скорочується. Тому тиск згоряння та швидкість наростання тиску зменшуються, згоряння палива розвивається більш плавно, робота дизеля стає м'якше і економічніше. Система охолодження дизеля (рис. 3.9) – двоконтурна. Дизель проохолоджується прісною водою, що циркулює по замкнутому контурі. Циркуляційна вода й масло проохолоджуються проточною водою в холодильнику води й масла. Система забезпечує встановлений температурний режим дизеля у всій діпазоні навантажень. У систему охолодження входять: насоси циркуляційної й проточної води, регулятор температури води, холодильник повітря, водяний розширювальний бачок, трубопроводи системи й холодильники води й масла. Водяні насоси забезпечують безперервний рух (циркуляцію) охолодної (рідини) води в системі. Охолоджувачі призначені для відводу у воду надлишкової теплоти від охолоджуваних рідин і наддувочного повітря. Розширювальна цистерна (бачок) служить для компенсації змін обсягу води в системі внаслідок зміни її температури, для заповнення витрат води в системі через витоки й випар, а також видалення із системи повітря й водяних пар. Терморегулятори повинні автоматично підтримувати температуру води, а так само охолоджуваних рідин у заданому діпазоні. В одноконтурній системі охолодження насос заборотної води через фільтр і усмоктувальну труду приймає забортну воду й подає її в нагнітальну магістраль, прокачивая через маслоохладитель. Після проходження через двигун нагрівається вода й потім зливається за борт.

У двоконтурній системі охолодження (рис 1.6) насос прісної води 7 нагнітає воду у двигун через магістраль 5. Вихідна вода із двигуна по трубопроводу 4 направляется в охолоджувач прісної води 8, і після охолодження вертається до насоса 7. Таким чином, система прісної води виявляється замкнутою й вода в ній циркулює безупинно. До цього замкнутого кільця підключені труди 2 і 6, а входні на розширювальний бачок 3, у якому завжди повинна бути вода. Труда 6 підключається до усмоктувального патрубку насоса й служить для заповнення витоків води й

компенсації зміни обсягу води в замкнутому контурі. При пуску і прогріві двигуна вода нагрівається, і частина її виходить у бачок 3, при остиганні води після зупинки двигуна її обсяг зменшується, і частина води з бачка 3 надходить у циркуляційний контур. Трубка 2, що з'єднує верхню частину двигуна з бачком 3, служить для видалення із системи пар води і повітря, тому її часто називають пароповітряною або паровідвідної. Забортна вода в зовнішньому контурі системи подається насосом забортної води 12 на охолоджувачі наддувочного повітря 1, палива 11, масла 10, прісної води 8. На охолоджувачі 8 установлений терморегулятор 9, що, для підтримки температури робочої рідини в заданих межах при зміні режиму роботи двигуна або зовнішніх умов, змінює кількість прісної води, що проходить через охолоджувач. У систему забортної води можуть бути включені охолоджувачі мастила редуктора і інші пристрої і агрегати дизельної установки.

3.3.4. Система пуску

Робота пускової системи (рис. 3.10) полягає в наступному. З бало́на пускового повітря, повітря надходить через безповоротний клапан до головного пускового клапана (ЦПК), що розміщений на двигуні і управляє подачею повітря до двигуна. Його робота може управлятися або з місцевого поста керування або із центрального поста керування. Після відкриття ЦПК повітря одночасно надходить до повітророзподільника (ПР) золотникового типу (і називається керуюче повітря) і до пускових клапанів (ПК) (називається силове повітря).

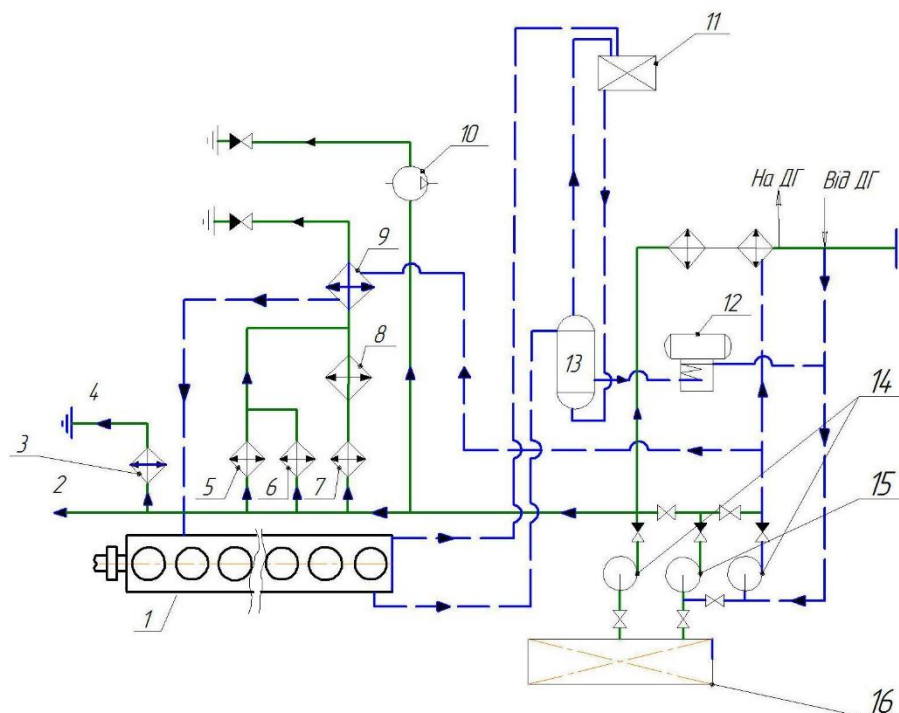


Рисунок 3.9 Принципова схема системи охолодження

1 – головний двигун, 2 – на охолодження підшипників валопровода, 3 – масло охолоджувач, 4 – злив води за борт, 5 – охолоджувач газотурбонагнітача, 6 – охолоджувач палива, 7 – охолоджувач наддувочного повітря, 8 – охолоджувач масла, 9 – охолоджувач прісної води, 10 – компресор, 11 – цистерна запасу прісної води, 12 – опріснювач, 13 – деаератор, 14 – циркуляційні насоси, 15 – резервний циркуляційний насос, 16 – кінгстонно-розподільчий канал.

ПР приводиться в рух від розподільного вала двигуна і залежно від положення колінчатого вала подає керуюче повітря на той пусковий клапан того циліндра, поршень якого перебуває в положенні такту «робочий хід». Керуюче повітря відкриває пусковий клапан циліндра і вступник

Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

силове повітря впливає на поршень, приводячи в обертання колінчатий вал. Не доходячи до половини ходу поршня подача пускового повітря в даний циліндр припиняється і починається подача в інший циліндр відповідно до порядку роботи циліндрів. ВР управляє подачею пускового повітря відповідно до порядку їхньої роботи, забезпечуючи необхідну швидкість обертання колінчатого вала. При досягненні пускових обертів колінчатого вала $n_n = 100 \text{ хв}^{-1}$. Подача пускового повітря припиняється і двигун переводиться в роботу на паливі. Тиск зберігання повітря в балоні 2,5 МПа.

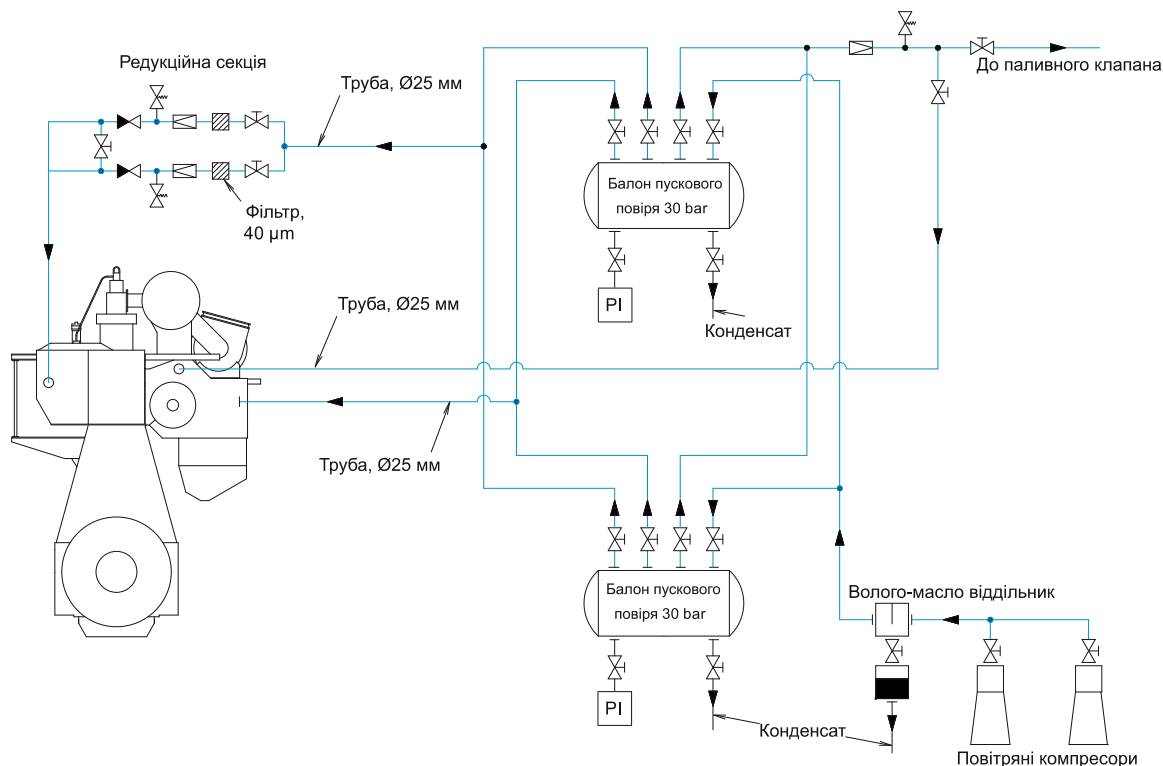


Рисунок 3.10 Принципова схема пуску дизеля

3.3.5. Спеціальні системи двигуна.

Система повітрязабезпечення для подачі повітря, що необхідно для згоряння палива і продувки циліндру, в належній кількості і з заданими параметрами.

Система повітрязабезпечення складається із компресорів, теплообмінників, ресиверів, повітрявідводів, глушників шуму. Компресори призначені для підвищення щільності повітря і переміщення стисненого повітря. У теплообмінниках щільність повітря змінюється за рахунок змінення його температури. Колектор слугує для рівномірного розподілення повітря по усім циліндрам двигуна. Глушники знижують рівень шуму системи повітропостачання.

Система газовідводу забезпечує найбільш раціональний відвід відпрацьованих у циліндрі газів. Під раціональним відводом розуміється така організація газовипускн, котра забезпечує максимальне використання енергії робочого тіла як у циліндрі двигуна, так і за ним, а також якісне очищення і наповнення циліндрів. Крім того, необхідно забезпечити мінімальну дію на навколишнє середовище.

Система газовідводу складається з випускних колекторів, утилізаційних газових турбін, утилізаційних котлів, глушників шуму, газовідводів (трубопроводів). Випускні колектори призначені для відводу з циліндрів відпрацьованих газів з максимально можливим зберіганням їх енергії. При цьому вони повинні очищати циліндри від залишкових газів. Утилізаційні газові турбіни перетворюють механічну енергію відпрацьованих в циліндрах газів у крутільний момент, утилізаційні котли — теплову енергію відпрацьованих газів у енергію пара (води). Глушники шуму призначені для зниження шкідливої звукової дії відпрацьованих газів на навколишнє середовище.

Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

Відпрацьовані в циліндрах двигуна газу поступають в колектор малого об'єму, потім в утилізаційну газову турбину, що перетворює швидкість і тиск газів в крутільний момент. Із турбіни газу поступають в утилізаційний котел, де тепла енергія газів перетворюється в енергію водяного пара. Далі газу потрапляють в глушник шуму і нарешті в атмосферу.

Система управління призначена для пуску і зупинки двигуна, зміни напрямку руху і частоти обертання колінчастого валу.

Система управління (рис. 3.11) включає в себе пости управління, пристрої запуску, механізм реверсування, блокуючі пристрої, а також зв'язки між складовими системи.

Система керування пневмо – електричного типу служить для виконання команд, що надходять з навігаційного містка. Існує кілька видів управління двигуном:

- ручне з машинного відділення (ЦПУ);
- дистанційне автоматичне управління (ДАУ);
- аварійне – безпосередньо з двигуна.

Управління з ЦПУ.

Переміщення рукоятки відповідного телеграфу в положення «уперед» видає сигнал на переміщення повітророзподільника і паливних насосів у їхній відповідне положення («уперед»).

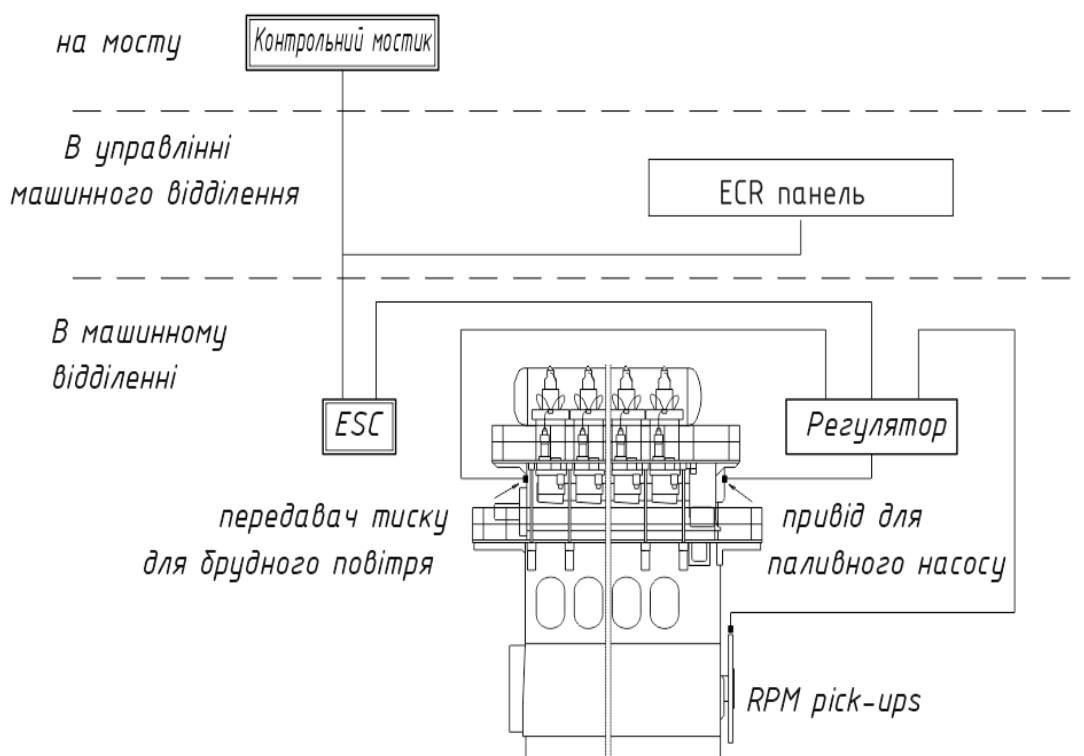


Рисунок 3.11 Схема автоматичного управління двигуном

При переміщенні пускорегулюючої рукоятки в положення «пуск» на регулятор подається сигнал, рівний по величині уставки, на яку відрегульований редуктор, встановлений у ЦПУ. До триходового клапана підводиться командний сигнал, і якщо валоповоротний пристрій не знаходиться в зачепленні, під дією сигналів керування відкриваються пускові клапана і клапан повільного провертання. Якщо двигун був зупинений більш, ніж на 30 хв, рекомендується натиснути на ручний вимикач повільного провертання в ЦПУ, щоб двигун зробив не менш одного обороту перед нормальним пуском.

Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 03

Аркуш

40

Коли двигун досягає пускового рівня оборотів на повітрі рукоятку, що регулює необхідно перевести в потрібне положення по градуйованій шкалі. У цьому положенні пускові клапани і головний пусковий клапан закриваються і сигнали до пускових пристроїв вентилуються. Процес реверсування в положення «назад» і пуску такої ж, що і при пуску в напрямку «уперед», тобто рукоятка телеграфу переміщається в задане положення ходу «назад». При цьому реверсує повітророзподільник і частково ролики приводів паливних насосів. Остаточна ролики реверсують на початку пуску.

Потім регулююча рукоятка переводиться в пускове положення, і далі пуск виробляється, як описано в розділі «Пуск у напрямку «уперед». Управління з навігаційного містка змінюється вручну положенням селекторного вимикача «ДАУ – ЦПУ», після чого керування здійснюється тільки з допомогою рукоятки телеграфу на містку. Необхідні функції, такі як установка швидкості, перехід на паливо при досягненні пускового рівня оборотів, повільне провертання і анулювання обмежень у роботі регулятора при повторному пуску убудовані в систему ДАУ. У випадку виходу з ладу звичайної пневматичної системи управління, регулятора чи його електронних пристроїв управління двигуном виробляється з аварійного поста на двигуні.

Перехід з положення «нормальна робота» у положення «аварійна робота» здійснюється шляхом провертання маховичка ударного типу проти годинної стрілки. При цьому регулятор від'єднується від паливних насосів і останні з'єднуються з регулюючим маховичком аварійного поста. Крім того, клапан «нормальне – аварійне» необхідно перевести в положення «аварійна робота». Перед тим, як перевести цей клапан, необхідно перевірити, щоб клапан ходу «уперед – назад» займав положення заданого напрямку ходу судна.

3.4. Розрахунок робочого циклу двигуна

3.4.1 Вибір і обґрунтування вихідних даних до розрахунку

Дійсні процеси, здійснювані в робочому циліндрі, унаслідок складних взаємозв'язків між параметрами і фізичними явищами, а також через змінність об'єму циліндра дуже складні. Тому в розрахунках звичайно приділяють до визначених спрощень опису фізичних явищ, що дозволяє використовувати загальновідомі положення технічної термодинаміки.

Зміна параметрів у процесах циклу залежить як від конструктивних особливостей двигуна, наприклад, дійсного ступеня стиску, так і від параметрів у колекторах, що залежать від особливостей систем повітророзподілення і газорозподілу.

Розрахунок власне циклу зводиться до визначення параметрів наприкінці відповідних процесів, починаючи з процесу наповнення; розрахунку параметрів, що характеризують цикл у цілому – індикаторних показників двигуна; побудові теоретичної індикаторної діаграми. Крім того, проводять розрахунок параметрів, що характеризують роботу двигуна в цілому – ефективних показників двигуна.

Цикл розраховується для номінального режиму роботи двигуна.

Для розрахунку робочого циклу необхідне знання ряду вихідних параметрів. Нижче приводяться зведення по основних вихідних параметрах до розрахунку циклу. Вибір кількості вихідних даних залежить від прийнятої схеми розрахунку робочого циклу, а правильність прийнятих даних істотно впливає на точність кінцевих результатів розрахунку:

ефективна потужність двигуна $N_e = 68640 \text{ кВт}$;

частота обертання колінчастого валу $n = 84 \text{ хв}^{-1}$;

очікувана питома ефективна витрата палива $g_e = 0,167 \text{ кг/(кВт·год)}$;

діаметр циліндра $D_{\text{ц}} = 0,9 \text{ м}$;

хід поршня $S = 3,26 \text{ м}$;

ступінь стиснення ε . При виборі ступеня стиснення варто враховувати розміри циліндру ($D_{ц}$ і S) і спосіб сумішоутворення. Вибираємо $\varepsilon = 14,5$ у відповідності з рекомендацією [4];

коефіцієнт надлишку повітря α . Як і при виборі ступеня стиснення розмір надлишку повітря в значній мірі залежить від розмірів і способу сумішоутворення. Приймаємо $\alpha = 2,5$ [4];

коефіцієнт залишкових газів γ_r . На підставі аналізу численних дослідних даних приймаємо $\gamma_r = 0,05$ [4];

температура залишкових газів T_r . При виборі цієї величини варто орієнтуватися на такі значення $T_r = 600 \dots 900$ К. Більш низькі значення T_r приймаються для малофорсованих по робочому процесу двигунів або при великих значеннях коефіцієнту надлишку повітря. Приймаємо $T_r = 850$ К [4];

температура навколишнього повітря T_0 . В усіх випадках варто приймати $T_0 = 293$ К (стандартні атмосферні умови) і тільки в особливих випадках приймають температуру машинного відділення; $T_k = 320$ К

тиск навколишнього повітря p_0 . В усіх випадках варто приймати $p_0 = 0,101$ МПа (стандартні атмосферні умови);

збільшення температури повітря при переході з наддвубного колектора в циліндр ΔT_a . Приймаємо $\Delta T_a = 5$, як для ДВЗ із наддвубанням [4];

коефіцієнт зміни тиску при переході повітря з наддвубного колектора в циліндр K_a . Приймаємо для МОД $K_a = 1,0$ [4];

коефіцієнт наповнення циліндра η_n . Для 2-тактних двигунів приймаємо $\eta_n = 0,95$;

показник політропи стиску n_1 . Ця величина надалі уточнюється, тому для організації розрахункової схеми циклу варто прийняти $n_1 = 1,35$;

коефіцієнт використання теплоти в точці z , ξ_z . Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Приймаємо $\xi_z = 0,94$ як для нової моделі МОД [4];

коефіцієнт використання теплоти в точці b , ξ_b . Ця величина знаходиться таким же шляхом, як і попередня. Приймаємо $\xi_b = 0,96$ [4];

ступінь підвищення тиску в циліндрі λ . Приймаємо $\lambda = 1,4$ – для високофорсованих двигунів за робочим процесом (модель двигунів останніх років) [4];

найбільша температура газів T_z . У першому наближенні слід прийняти

$T_z = 2000$ К. Далі ця величина буде уточнюватися [4];

показник політропи стиску n_2 . У першому наближенні слід прийняти

$n_2 = 1,25$. Далі ця величина буде уточнюватися [4];

температура в циліндрі наприкінці процесу розширення T_b . У першому наближенні слід прийняти $T_b = 1000$ К. Далі ця величина буде уточнюватися [4];

частка втраченого ходу $\psi_s = 0,08$. [4];

коефіцієнт скручення індикаторної діаграми $\phi_{скр}$. Приймаємо $\phi_{скр} = 0,98$;

механічний ККД двигуна η_m . Приймаємо $\eta_m = 0,95$ [4];

хімічний склад палива. У більшості випадків розрахунки ведуться на паливо середнього складу:

$C = 0,866$ кг – кількість вуглецю;

$H = 0,13$ кг – кількість водню;

$S = 0$ кг – кількість сірки;

$O = 0,004$ кг – кількість кисню;

$W = 0$ кг – кількість вологи.

коефіцієнт тактності $z = 1$ для 2-х тактних двигунів.

3.4.2 Розрахунок процесу наповнення циліндра

Розрахунок полягає у визначенні тиску і температури наприкінці наповнення, а також коефіцієнта наповнення.

Результати розрахунку представлені в табл. 3.1

Таблиця 3.1 Розрахунок процесу наповнення

Параметр	Розрахункові формули або джерело одержання даних	Двигун 11G90ME-С10.5-EGRTC
Необхідний тиск повітря в наддувному колекторі p_k , МПа	$0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{g_e \cdot N_e \cdot \alpha \cdot T_k}{D_{ц}^2 \cdot S \cdot i \cdot n \cdot z \cdot \eta_H}$	0,359
Тиск у циліндрі на початку стиску p_a , МПа	$K_a \cdot p_k$	0,359
Температура на початку стиску T_a , К	$T_a = \frac{T_k + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$	320
Коефіцієнт наповнення циліндра η_H	$\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} (1 - \psi_s)$	0,86

3.4.3 Розрахунок процесу стискання

Дійсний процес стиску є політропним з показником ступеня стиску n_1 , перемінним на всьому протязі ходу поршня. У розрахунку робочого процесу стиску приймається, що він відбувається по політропі з умовним середнім показником $n_1 = \text{const}$, величина якого забезпечує одержання такої ж роботи на лінії стиску, як і при дійсним показникові.

Результати розрахунку представлені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 Розрахунок процесу стиску

Параметр	Розрахункові формули або джерело одержання даних	Двигун 11G90ME-С10.5-EGRTC
Коефіцієнт в рівнянні середньої ізохорної теплоємності заряду на лінії стиску: a_{vc} , кДж/(кмоль·К) b_c , кДж/(кмоль·К ²)	$\frac{\gamma_r \cdot a_v'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot \alpha_v'}{\alpha(1 + \gamma_r)}$	19,283
	$\frac{\gamma_r \cdot b'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot b'}{\alpha(1 + \gamma_r)}$	0,0025
Середній показник політропи стиску n_1 (визначається методом послідовних наближень) Через те, що різниця значень показника n_1 політропи стиску в III і II наближеннях не перевищує $\pm 0,005$, останнє значення n_1 приймається як остаточне	$\frac{8,314}{a_{vc} + b_c T_a (1 + \varepsilon^{n_1-1})} + 1$	1,350 (I) 1,370 (II) 1,369 (III)
Тиск наприкінці стиску p_c , МПа	$p_a \cdot \varepsilon^{n_1}$	13,96
Температура наприкінці стиску T_c , К	$T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}$	939

3.4.4 Розрахунок процесу згоряння

Основним процесом, що відбувається в циліндрі двигуна, є горіння розпиленого палива, що впрорскується в циліндр. Процес горіння представляє окислювання складених частин палива з виділенням теплоти, яку необхідно корисно використовувати.

Розрахунок полягає у визначенні кількості повітря для повного згоряння 1 кг палива, коефіцієнта молекулярної зміни, середніх мольних теплоємностей, нижчої теплопровідності 1 кг палива, ступеня підвищення тиску і максимальної температури процесу.

Результати розрахунку представлені в табл. 3.3.

Таблиця 3.3 Розрахунок процесу згоряння

Параметр	Розрахункові формули або джерело одержання даних	Двигун 11G90ME-C10.5-EGRTC
Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива L_0 , кмоль/кг	$\frac{1}{0,21} \left[\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} + \frac{O}{32} \right]$	0.499
Дійсна кількість повітря, необхідна для згоряння 1 кг палива L , кмоль/кг	αL_0	1.248
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни β_0	$1 + \frac{8H + O}{32L}$	1.026
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни β	$\frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1.025
Частка палива, спаленого до точки z , X_z	$\frac{\varepsilon_z}{\varepsilon_b}$	0,969
Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z , β_z	$1 + \frac{\beta_i - 1}{1 + \gamma_r} \cdot \delta_z$	1.025
Постійна палива, k	$\frac{8H + O}{32L_0}$	0.026
Коефіцієнти в рівнянні середньої ізохорної теплоємності газів у точці z : a_{vz} , кДж/(кмоль·К) b_z , кДж/(кмоль·К)	$\frac{[(1+k_a)x_z + \gamma_r]a_v''}{a(1+\gamma_r) + kx_z} + \frac{[a(1+\gamma_r) - (x_z + \gamma_r)]a_v'}{a(1+\gamma_r) + k_a x_z}$ $\frac{[(1+k_a)x_z + \gamma_r]b''}{a(1+\gamma_r) + kx_z} + \frac{[a(1+\gamma_r) - (x_z + \gamma_r)]b'}{a(1+\gamma_r) + k_a x_z}$	19,7422 0,0029
Коефіцієнти в рівнянні середньої ізохорної теплоємності газів у точці b : a_{vb} , кДж/(кмоль·К) b_b , кДж/(кмоль·К)	$\frac{[(1+k_a) + \gamma_r]a_v'' + [(1+\gamma_r)(\alpha - 1)]a_v'}{\alpha(1+\gamma_r) + k_a}$ $\frac{[(1+k_a) + \gamma_r]b'' + [(1+\gamma_r)(\alpha - 1)]b'}{\alpha(1+\gamma_r) + k_a}$	19,7617 0,0030
Нижча теплота згоряння палива, Q_H , кДж/кг	$418,7[81C + 300H - 26(O-S) - 6(9H+W)]$	42716.11
Нижча теплота згоряння палива, приведена до абсолютного нуля Q'_H , кДж/кг	$Q'_H + \alpha L_0(1 + \gamma_r)[\beta Z(a_{vz} + b_z T_0) - (a_{vc} + b_c T_0)]T_0$	43420

Параметр	Розрахункові формули або джерело одержання даних	Двигун 11G90ME-C10.5-EGRTC
Постійні в рівнянні згоряння: C B A	$\frac{1}{\beta_z(1+\gamma_r)} \left\{ \frac{\beta_z Q'_H}{L} + [a_{vc} + b_c T_c + \gamma_r(a_{vc} + b_c T_c) + (1+\gamma_r)8,314\lambda] T_c \right\}$ b _z 8.314 + a _{vz}	6008 0,002966 28,218
Максимальна температура в циклі T _z , K; розв'язується методом послідовних наближень	Див. п. 2.1.19 $T_z = \frac{C}{A + BT_z}$	2000 (I) 1855 (II) 1750 (III)
Максимальний тиск в циліндрі p _z , МПа	$\lambda \cdot p_c$	17,45

3.4.5 Розрахунок процесу розширення

Основний робочий хід поршня здійснюється при розширенні продуктів згоряння. Розрахунок процесу розширення складається у визначенні ступеня наступного розширення, параметрів наприкінці процесу і середнього показника політропи розширення.

Результати розрахунку представлені в табл. 3.4.

Таблиця 3.4 Розрахунок процесу розширення

Параметр	Розрахункові формули або джерело одержання даних	Двигун 11G90ME-C10.5-EGRTC
Ступінь попереднього розширення ρ	$\frac{\beta_z T_z}{\lambda T_c}$	1,527
Ступінь подальшого розширення δ	$\frac{\varepsilon}{\rho}$	9,49
Постійні рівнянь для знаходження показника політропи розширення n ₂ , кДж/кмоль: D C	$\frac{Q_H(\varepsilon_b - \varepsilon_z)}{L(1 + \gamma_r)}$ $\frac{\beta_z}{\rho} (a_{vz} + b_z T_z) T_z$	649 45160
Середній розрахунковий показник політропи розширення n ₂	$\frac{8,314 \left[\left(\frac{\beta_z}{\rho} \right) T_z - T_b \right]}{D + C - (a_{vb} + b_b T_b) T_b + 1}$	1,286
Температура газу наприкінці розширення T _b , K.	$\frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$	961 1,266
Тиск наприкінці процесу розширення p _b , МПа	$\frac{p_z}{\delta^{n_2}}$	1,01

3.4.6 Визначення індикаторних показників циклу

Індикаторні показники характеризують досконалість робочого циклу в циліндрі, де враховуються тільки теплові втрати. Розрахунок індикаторних показників складається у

					ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 03	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		45

визначенні середнього індикаторного тиску, питомо індикаторна витрата палива й індикаторний ККД.

Результати розрахунку зведені в табл. 3.5

Таблиця 3.5 Розрахунок індикаторних показників циклу

Параметр	Розрахункові формули або джерело одержання даних	Двигун 11G90ME-C10.5-EGRTC
Середній індикаторний тиск по нескругленій діаграмі p'_i , МПа	$\frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$	2,33
Середній індикаторний тиск по скругленій індикаторній діаграмі p_i , МПа	$\varphi_{\text{скрп}} \cdot p'_i \cdot (1 - \psi_s)$	2,26
Питома індикаторна витрата палива g_i , кг/(кВт·год)	$433 \frac{p_k \eta_H}{L T_k p_i}$	0,164
Індикаторний ККД η_i	$\frac{3600}{g_i Q_n}$	0,53

3.4.7 Визначення ефективних параметрів двигуна

Ефективні показники робочого циклу враховують теплові і механічні втрати, що мають місце при передачі енергії розширення газів через поршень і кривошипно – шатунний механізм на колінчастий вал. Розрахунок ефективних параметрів двигуна складається у визначенні середнього ефективного тиску, питомої ефективної витрати палива, ефективного ККД.

Середній ефективний тиск є одним з найважливіших показників робочого циклу, що характеризують ступінь ефективного використання обсягу робочого циліндра, а також рівень освоєння наддування. Ефективний ККД характеризує ступінь досконалості робочого циклу, ступінь наближення розрахункового циклу до ідеального, ступінь досконалості конструкції.

Результати розрахунку зведені в табл. 3.6.

Таблиця 3.6 Визначення ефективних параметрів двигуна

Параметр	Розрахункові формули або джерело одержання даних	Двигун 11G90ME-C10.5-EGRTC
Середній ефективний тиск p_e , МПа	$P_i \eta_m$	2,07
Питома ефективна витрата палива g_e , кг/(кВт·год)	$\frac{g_i}{\eta_m}$	0,167
Ефективний ККД двигуна η_e	$\eta_i \eta_m$	0,51

3.4.8 Визначення середнього індикаторного тиску по згорнутій індикаторній діаграмі

Розрахункову індикаторну діаграму будують за даними розрахунку робочого циклу. Надалі ця діаграма є необхідним матеріалом для динамічного і міцнісного розрахунків двигуна.

Побудова діаграми виконують аналітичним способом, тому що графічні методи побудови дають великі помилки.

Ординати крапок політропи стиску і розширення обчислюють по наступним формулах:
для процесу стиску

$$P_{CT} = \frac{P_c}{(V/V_c)}, \text{ МПа}$$

для процесу розширення

$$P_{ROC} = \frac{P_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)}, \text{ МПа}$$

де V/V_c – відношення обсягів, що представляє собою поточні значення ступеня стиску.

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon_T - 1)} = \frac{\pi D^2 / 4}{(\epsilon_T - 1)} \cdot S$$

де ϵ_T – геометричний ступінь стиску

$\epsilon_T = 14,388(8)$

Значення P_a , P_b , P_c є контрольними і повинні відповідати розрахункам циклу.

Обчислення ординат крапок політропи ведуться в табл. 3.7.

Таблиця 3.7 Координати крапок політропи.

V/V_c	$P_{cx}, \text{ МПа}$	$P_{рсш}, \text{ МПа}$
1	13,960	P_z
1,25	10,285	P_z
1,5	8,013	P_z
1,61	6,489	14,69
1,75	5,405	12,4
2	3,102	7,425
2,5	2,092	5,158
3	1,201	3,08
4	0,810	2,145
6	0,597	1,617
8	0,465	1,284
10	0,359	1,01
12	13,960	P_z
14,5	10,285	P_z

3.5. Розрахунок динаміки двигуна.

3.5.1 Вибір і обґрунтування вихідних даних

Дійсні процеси, що здійснюються в робочому циліндрі, в результаті складних взаємозв'язків між параметрами і фізичними явищами, а також через зміну об'єму циліндра дуже складні. Тому в розрахунках зазвичай вдаються до певних спрощень опису фізичних явищ, які дозволяють використовувати відомі положення технічної термодинаміки.

Зміна в процесах циклу залежить як від конструктивних особливостей двигуна, наприклад, дійсного ступеня стиснення, так і від параметрів в колекторах, які залежать від особливостей систем повітропостачання і газовідводу.

Розрахунок циклу зводиться до визначення параметрів в кінці певних процесів, починаючи з процесу наповнення; розрахунок параметрів, які характеризують цикл в цілому, – індикаторних

показників двизуна; побудова теоретичної індикаторної діаграми. Крім того, проводять розрахунок параметрів, які характеризують роботу двизуна в цілому, – ефективних показників двизуна. Цикл розраховується для номінального режиму роботи двизуна.

Для розрахунку робочого циклу необхідно знати ряд параметрів, що виходять. Нижче приводиться зведення основних параметрів до розрахунку циклу.

Вибір кількості початкових даних залежить від прийнятої схеми розрахунку робочого циклу, а правильність прийнятих даних істинно впливає на точність кінцевих результатів розрахунку.

Тактність (число тактів), $D = 2$.

Крок (градуси), $H = 4,000$.

Частота обертання колінчастого вала, $n = 84 \text{ об}^{-1}$.

Питома маса поступальних частин КШМ, $M_S = 15000 \text{ кг/м}^2$

Радіус кривошипа, $R = 1,63 \text{ м}$.

Відношення радіуса кривошипа до довжини шатунна, $L = 0,47$.

Тиск сил ваги поступальних мас кривошипно-шатунного механізму, $P_T = 0,15 \text{ МПа}$.

Тиск на поршень з його тильної частини, $P_K = 0,356 \text{ МПа}$.

Тиск кінця стиску, $P_C = 13,96$ (з розрахунку робочого циклу) МПа.

Максимальний тиск у циліндрі, $P_Z = 17,45 \text{ МПа}$ (з робочого циклу).

Ступінь попереднього розширення, $R_O = 1,53$.

Показник політропи стиску, $p_1 = 1,369$ (з розрахунку циклу).

Показник політропи розширення, $p_2 = 1,255$ (з розрахунку циклу).

Ступінь стиску, $EP = 14,500$ (приймається з розрахунку робочого чи циклу по документації на двизун).

3.5.2 Побудова силової схеми КШМ

При роботі двизуна на КШМ діє сила тиску газів у циліндрі, сили інерції мас, що рухаються, сили ваги, сили тертя і сили корисного опору на колінчастому валу.

Сили тертя в порівнянні з іншими силами невеликі і залежать від багатьох факторів, що не піддаються точному обліку (шереховатість тертьових поверхонь, умови змащення, тепловий режим, зазори і ін.). Тому в динамічних розрахунках ними зневажають, а враховують механічним ККД двизуна. Сили ваги виникають у малообертливих двизунах. Визначають сили ваги по масах деталей з робочих креслень чи результатам зважування.

Результуючої всіх сил, що діють на поршень, є рушійна сила. Рушійна сила прикладена до центра приведення всіх мас механізму, що рухаються поступально. Для крейцкопфних двизунів крапкою приведення є центр головного підшипника.

У загальному випадку рушійна сила буде представляти алгебраїчну суму

$$P_{DV} = P_G + P_S + P_B + P_K + P_{TP},$$

де P_G – сила від тиску газів;

P_S – сила інерції поступальних мас;

P_B – сила ваги поступальних мас;

P_K – сила тиску на поршень з тильної його сторони (для крейцкопфних двизунів – тиск наддвувочного повітря);

P_{TP} – сила тертя між втулкою і поршнем (при необхідності додається сила тертя в крейцкопфі).

У зв'язку з тим, що сила P_B і сила P_K є величини постійні, то в розрахункових операціях буде використовуватися формула

$$P_{DV} = P_G + P_S.$$

3.5.3. Розрахунок та побудова діаграм діючих сил.

На рис. 3.12 представлена силова схема КШМ, де показана розкладання сил у центрі головного і центрі мотильового підшипників.

Найменування цих сил наступні:

N – нормальна сила, що діє перпендикулярно осі циліндра;

Q – сила, що діє уздовж осі шатуну;

Z – радіальна сила, що діє уздовж радіуса кривошипу;

T – дотична сила, що діє по дотичній до траєкторії центра мотилевої шейки.

Розрахункові формули мають вид:

нормальна сила

$$N = \frac{P_{ДВ}}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \alpha))};$$

сила, яка діє вздовж осі шатуну

$$Q = \frac{P_{ДВ} \cos(\alpha + \arcsin(\lambda \sin \alpha))}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \alpha))}$$

радіальна сила

$$Z = \frac{P_{ДВ} \sin(\alpha + \arcsin(\lambda \sin \alpha))}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \alpha))};$$

дотична сила

$$T = \frac{P_{ДВ} \sin(\alpha + \arcsin(\lambda \sin \alpha))}{\cos(\arcsin(\lambda \sin \alpha))}$$

Усі розрахункові формули, що приводяться, орієнтовані на машинний рахунок.

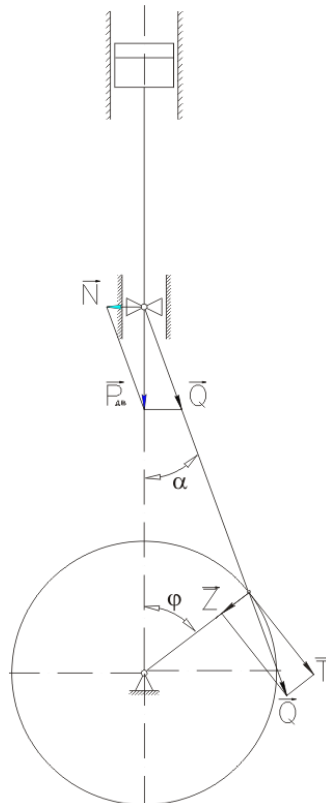


Рисунок 3.12 Силова схема КШМ.

3.5.4. Побудова діаграми сумарних дотичних сил.

Діаграма сумарних дотичних сил є у деякому масштабі сумарний обертальний момент на вихідному фланці колінчастого валу дизеля.

Кут заклинки між кривошипами колінчастого валу є кутом на який провертається колінчастий вал між двома вершинами при роботі двигуна.

$$\alpha_{закл} = \frac{360}{z \cdot i}$$

де: $z = 1$ — коефіцієнт тактності;

$i = 11$ — число циліндрів.

$$\alpha_{закл} = \frac{360}{1 \cdot 11} = 32^\circ$$

Значення кожної ділянки заноситься у табл. 3.10 у вигляді вертикальних стовбців у відповідності з порядком роботи циліндрів 1-10-3-8-5-6-7-4-9-2-11. після цього додаються по строкам значення дотичних сил усіх циліндрів, в останньому стовбці отримаємо значення сумарної дотичної сили.

На основі отриманих даних будується діаграма сумарної дотичної сили. Характер кривої сумарних дотичних сил залежить від тактності двигуна числа циліндрів та порядку їх роботи.

Таблиця 3.10 Розрахунок сумарних дотичних сил.

α° обертання колінчастого валу	Номер циліндра											ΣT , МПа
	1	10	3	8	5	6	7	4	9	2	11	
0	0	-0,407	-1,122	-1,256	-0,59	-2,497	5,903	3,577	2,652	1,71	0,629	8,599
4	-0,042	-0,478	-1,297	-1,146	-0,68	-2,389	6,902	3,298	2,593	1,552	0,531	8,844
8	-0,085	-0,556	-1,365	-1,022	-0,839	-1,925	6,578	3,093	2,516	1,397	0,441	8,233
12	-0,129	-0,64	-1,414	-0,894	-1,069	-1,086	6,06	2,95	2,418	1,248	0,358	7,802
16	-0,177	-0,73	-1,439	-0,771	-1,363	0	5,474	2,855	2,301	1,106	0,28	7,536
20	-0,227	-0,825	-1,436	-0,667	-1,702	1,49	4,899	2,794	2,167	0,973	0,206	7,672
24	-0,282	-0,924	-1,404	-0,594	-2,051	2,975	4,38	2,726	2,022	0,849	0,135	7,832
28	-0,341	-1,024	-1,343	-0,565	-2,346	4,448	3,937	2,694	1,868	0,734	0,067	8,129
32	-0,407	-1,122	-1,256	-0,59	-2,497	5,903	3,577	2,652	1,71	0,629	0	8,599

Середнє значення сумарної дотичної ΣT_{cp} визначається за площиною під кривою сумарних тангенціальних сил $\Sigma T - f(a)$. Графічним методом визначили $\Sigma T_{cp} = 8,15$ МПа.

3.4.4 Визначення середньої сумарної сили T_{cp} та індикаторної потужності двигуна
Розрахункова величина індикаторної потужності

$$N_i' = \Sigma T_{cp} \cdot F_u \cdot R \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot 10^3$$

де $\Sigma T_{cp} = 8,15$ – середнє сумарне дотичне зусилля, мм;

$\mu_T = 0,05$ – масштаб діаграми, МПа/мм;

$R = 1,63$ – радіус кривошипа, м;

$n = 83$ – частота обертання колінчастого вала, хв⁻¹.

ΣT_{cp} – знаходиться по формулі:

$$\Sigma T_{cp} = \frac{F_g}{L},$$

де F_g – площа діаграми, мм^2 ;

$L = 90$ – довжина діаграми, мм .

$$F_g = \sum F_i \Delta L, \text{мм}^2,$$

де $F_1 \dots F_9$ – ординати відповідних крапок діаграми, мм ;

$\Delta L = 5$ – крок осі абсцис діаграми, град ;

$MT = 0.05$ – масштаб діаграми, МПа/мм ;

$F_{\text{ц}} = 0.785 D_{\text{ц}}^2 = 0.636$ – площа поперечного перерізу циліндра, м^2 .

Тоді

$$N_i = 72115 \text{ кВт.}$$

$$N_e = N_i \cdot \eta_M = 72115 \cdot 0.95 = 68509 \text{ кВт.}$$

$$\Delta N = 1,0 \text{ \%}.$$

Оскільки розбіжність при розрахунках не перевищує 3% можна зробити висновок про правильність виконання динамічного розрахунку.

Розрахунок маховика

Визначаємо величину надлишкової роботи в період розгону (чи уповільнення) маховика за формулою

$$L_{\text{надл}} = L'_{\text{надл}} \cdot \mu_T \cdot \mu_{\alpha} \cdot \frac{\pi}{180} \cdot F_{\text{ц}} \cdot R \cdot 10^6 \text{ Дж},$$

де $L'_{\text{надл}} = 1886$ – площа, що відповідає надлишковій роботі (див. діаграму сумарних дотичних), мм^2 ;

$\mu_T = 0.01$ – масштаб діаграми сумарної дотичної сили, МПа/мм ;

$\mu_{\alpha} = 0.4$ – масштаб кута α , град/мм ;

$F_{\text{ц}} = 0,636$ – площа поперечного перерізу циліндра, м^2 ;

$R = 1.63$ – радіус кривошипа, м .

$$L_{\text{надл}} = 1886 \cdot 0.01 \cdot 0.4 \cdot 0,0174 \cdot 0,636 \cdot 10^6 \cdot 1.63 = 136\,080 \text{ Дж}$$

Визначення необхідної величини моменту інерції рухомих частин двигуна та моменту інерції маховика

Необхідна величина моменту інерції частин двигуна, що рухаються

$$I_D = 91.2 \frac{L_{\text{надл}}}{\delta \cdot n^2} \text{ кг}\cdot\text{м}^2,$$

де $\delta = 0.03$ – ступінь нерівномірності обертання колінчастого валу. Тоді

$$I_D = 91.2 \frac{136080}{0.03 \cdot 83^2} = 60010 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Необхідна величина моменту інерції маховика

$$I_M = 0.5 \cdot I_D.$$

$$I_M = 30005 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Граничний діаметр обода маховика

$$D_M = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot n},$$

де $v = 30$ м/с лінійна швидкість, що допускається, на ободу сталевго маховика.

$$D_M = \frac{60 \cdot 30}{3.14 \cdot 83} = 6,9 \text{ м.}$$

Визначаємо масу маховика, вважаючи, що вона вся зосереджена на його ободу

					ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 03	Аркуш
						51
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_M = \frac{4I_M}{D_M^2} \text{ кз.} \quad M_M = 2521 \text{ кз.}$$

З достатнім ступенем точності можна визначити масу ободу

$$M_M = \pi D_M B H \rho,$$

або, якщо ввести коефіцієнт $K_M = 1.0 \dots 2.0$, знайдемо висоту ободу

$$H = \sqrt{\frac{M_M}{\pi \cdot K_M \cdot D_M \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{2521}{3.14 \cdot 2 \cdot 6,9 \cdot 7800}} = 0,08 \text{ м}$$

де M_M , K_M , D_M — див. вище, $\rho = 7800 \text{ кз/м}^3$ — щільність матеріалу маховика.

Ширина ободу $B = K \cdot H = 2 \cdot 0,08 = 0,16 \text{ м}$.

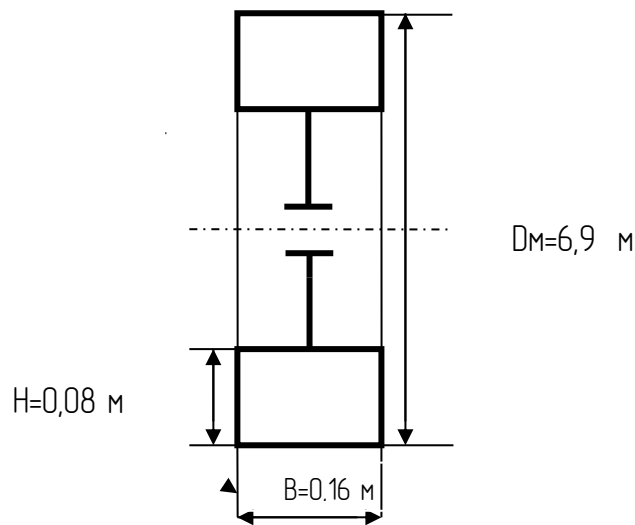


Рисунок 3.13 Ескіз маховика

Висновки

В розділі проекті було проведено розрахунок робочого циклу двигуна 11G90ME-C10.5-EGRTC виробництва MAN B&W. В результаті проведених розрахунків робочого циклу і динаміки двигуна було отримано теоретичне значення: індикаторного КПД $\eta_i=0,51$ та індикаторної потужності $N_i=72115 \text{ кВт}$. Аналізуючи отримані дані визначено, що процент відхилення від реальних значень незначний.

4. Турбіна агрегату наддуву

Розділ включає вибір марки турбокомпресора (ТК) для точки L_1 поля робочих параметрів двигуна, яка визначає максимальну тривалу потужність N_e^H (номінальну МТП).

Оскільки газодинамічні процеси, які відбуваються у циліндрах дизеля, у турбіні і компресорі, взаємозалежні, МОД розглядається як єдина система, як комбінований двигун.

Основні данні необхідні для розрахунків наводяться у попередніх розділах.

На підставі розрахунків сумісної роботи власне дизеля і прийнятого ТК визначаються геометричні та енергетичні характеристики компресора, турбіни, уточнюються показники двигуна.

4.1. Визначення основних параметрів компресора. Вибір турбонагнітача.

Для розрахунків системи повітропостачання та її агрегатів необхідно визначити витрати повітря на двигун. Цей параметр разом зі ступенем підвищення тиску повітря у компресорі є основними розрахунковими параметрами необхідними для вибору турбокомпресора.

Витрати повітря через компресор G_K , кг/с, які необхідні для наповнення і продувки двигуна, знаходяться згідно відомих умов визначення витрат повітря для згоряння заданої кількості палива і обчислюються за формулою:

$$G_K = g_e N_e^H L_0 \alpha \varphi_a / 3600,$$

$$G_K = 0,167 \cdot 68640 \cdot 14,3 \cdot 2,5 \cdot 1,15 / 3600 = 137,8 \text{ кг/с}$$

де L_0 – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива (для палива середнього складу $L_0 = 14,3$ кг/кг);

α – коефіцієнт надлишку повітря при згорянні палива φ_a – коефіцієнт продувки ($\varphi_a = 1,1 \dots 1,15$, для двотактних – $\varphi_a = 1,2 \dots 1,4$)

$\alpha \varphi_a = \alpha_\Sigma$ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря вихлопних газів.

Об'ємні витрати повітря через компресор, м³/с, обчислюються за формулою

$$Q_K = G_K / \rho_H,$$

$$\Sigma Q_K = 137,8 / 1,17 = 117,8 \text{ м}^3/\text{с}$$

де $\rho_H = 1,17$ кг/м³ – питома маса повітря при нормальних умовах.

Іншою важливою характеристикою компресора є ступінь підвищення тиску

$$\Pi_K = P_K / P_0,$$

де P_K' – тиск повітря після компресора, МПа,

$P_0 (P_H) = 0,102$ МПа – тиск навколишнього середовища (повітря).

Для визначення тиску повітря після компресора, використовується два рівняння витрат повітря через двигун. Перше рівняння базується на залежності зміни об'єму проточної частини двигуна в часі [20].

Об'єднання цих рівнянь дає можливість обчислювати тиск в повітряному ресивері, МПа, за формулою,

$$P_K = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{g_e \cdot N_e \cdot \alpha \cdot T_K}{D_{ц}^2 \cdot S \cdot i \cdot n \cdot z \cdot \eta_H}$$

де: g_e – питома витрата палива, кг/(кВт·год);

N_e – ефективна потужність двигуна, кВт;

$T_K = 320$ К – температура повітря в наддувному колекторі;

$D_{ц}$ – діаметр циліндра, м;

S – хід поршня, м;

i – кількість циліндрів;

n – частота обертів, хв⁻¹;

z – коефіцієнт тактності двигуна, який дорівнює 2 для чотиритактного та 1 для двотактного;

η_H – коефіцієнт наповнення циліндра $\eta_H = 0,95$,

$$P_K = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,167 \cdot 68640 \cdot 2,5 \cdot 320}{0,9^2 \cdot 3,26 \cdot 11 \cdot 84 \cdot 1 \cdot 0,95} = 0,359$$

Тиск повітря після компресора, МПа, обчислюються за формулою

$$P_s = P_K / (P_K / P_K'),$$

$$P_s = 0,359 / 0,98 = 0,363 \text{ МПа}$$

$$P_K = 0,363 / 0,1 = 3,63$$

де $P_s / P_K' = 0,98 \dots 0,99$ – відносна втрата тиску на шляху від компресора до ресивера.

Враховуючи об'ємну витрату повітря через компресор, що дорівнює $\sum Q_K = 117,8 \text{ м}^3/\text{с}$, вирішено використовувати чотири ТК, при цьому витрата через один компресор складатиме

$$Q_K = 117,8 / 4 = 29,2 \text{ м}^3/\text{с}$$

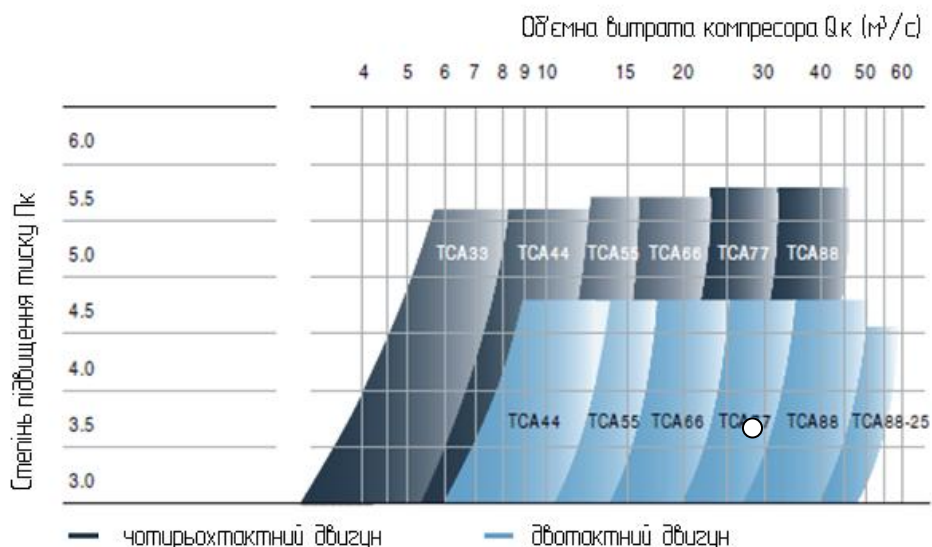


Рисунок. 4.1. Діаграма для вибору турбонагнітача

Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 04

Аркуш

54

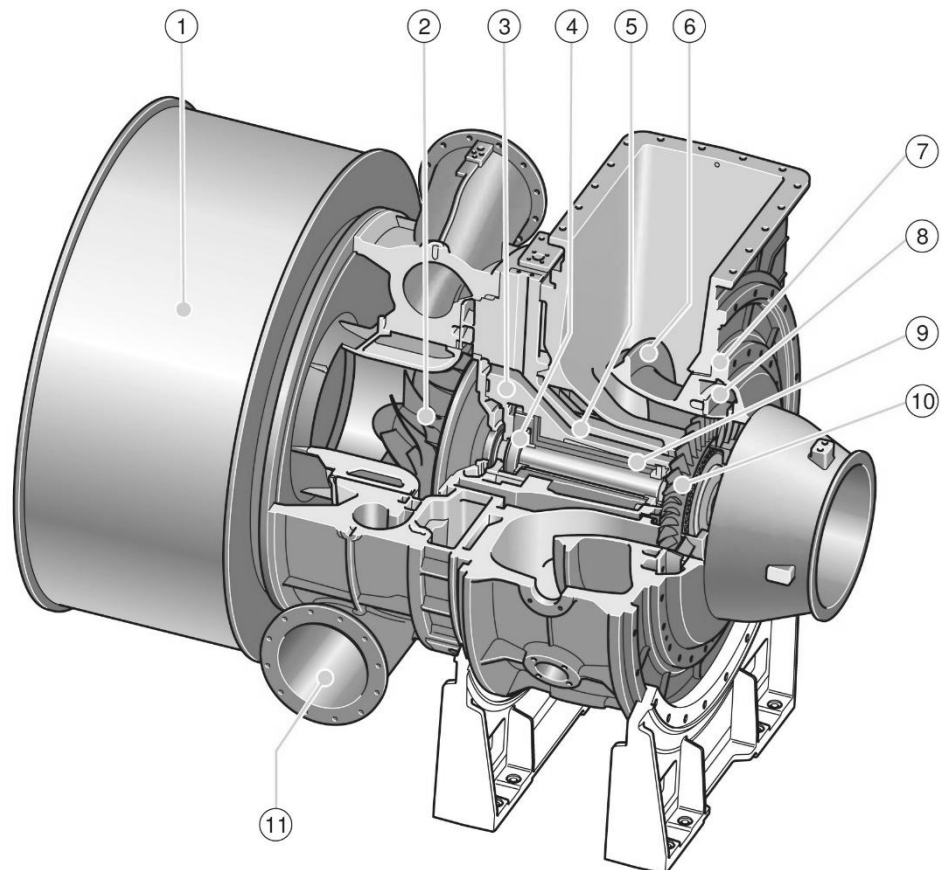


Рисунок 4.2. Загальний вигляд турбонагнітача ТСА — 77

1 – повітряний фільтр (шумоглушник); 2 – колесо компресора; 3 – корпус підшипника; 4 – упорний підшипник; 5 – система ущільнення; 6 – дифузор відпрацьованих газів; 7 – вибух – кожух; 8 – направляюче кільце; 9 – підшипник ковзання; 10 – лопатки турбіни; 11 – корпус компресора.

По визначеним значенням $P_k = 3,63$ та $Q_k = 29,2 \text{ м}^3/\text{с}$ вибираємо у полі робочих параметрів марок ТК потрібний турбокомпресор. У даному випадку нам підходить по значенням компресор ТСА–77, який має такі показники: $L_e = 19400 \text{ кВт}$; $n = 21000 \text{ хв}^{-1}$; $m = 8330 \text{ кг}$ та такі габаритні розміри: $L = 2985 \text{ мм}$, $H = 2669 \text{ мм}$, $W = 1694 \text{ мм}$.

Вибраний турбокомпресор забезпечує витрату та тиск повітря, які необхідні для забезпечення режиму максимальної тривалої потужності двигуна.

4.2. Розрахунок елементів проточної частини компресора

Таблиця 4.1 Попереднє визначення колової швидкості u_2

Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
Адіабатна робота стиску в компресорі	L_{ad} , Дж/кг	$1004,5T_0(P_k^{0,286} - 1)$	$L_{ad} = 1004,5 \cdot 300(3,12^{0,286} - 1)$	130197,9
Колова швидкість на діаметрі D_2	U_2 , м/с	$\sqrt{\frac{2L_{ad}}{H_k}}$	$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 130197,9}{1,3}}$	447,5

Таблиця 4.2 Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
Швидкість перед колесом	c_1 , м/с	$\bar{c}_m U_2$	$c_1 = 0,34 \cdot 447,5$	152,2
Температура повітря перед колесом	T_1 , К	$T_a - \frac{c_1^2 - c_a^2}{2C_p}$	$T_1 = 300 - \frac{152,2^2 - 30^2}{2010}$	282
Тиск перед колесом	P_1 , Па	$P_a \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n}{n-1}}$	$P_1 = 97 \cdot 10^3 \left(\frac{282}{300} \right)^{3,56}$	84194
Густина повітря перед колесом	ρ_1 , кг/м ³	$\frac{P_1}{RT_1}$	$\rho_1 = \frac{84194}{287,2 \cdot 282}$	1,036
Площа на вході у колесо	f_1 , м ²	$\frac{G}{\rho_1 c_1}$	$f_1 = \frac{16,5}{152,2 \cdot 1,036}$	0,0226
Зовнішній діаметр колеса на вході	D_n , м	$\sqrt{\frac{4f_1}{\pi} + D_0^2}$	$D_n = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0226 + 0,264^2}{3,14}}$	0,597
Середній квадратичний діаметр на вході в колесо	D_1 , м	$\sqrt{\frac{D_n^2 + D_0^2}{2}}$	$D_1 = \sqrt{\frac{0,264^2 + 0,597^2}{2}}$	0,46

Таблиця 4.3. Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
Коефіцієнт циркуляції	μ	$\frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{Z_k \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}}$	$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{3,14}{20 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,46}{0,77} \right)^2 \right]}}$	0,874
Кут входу потоку в колесо на діаметрі D_1	β_1 , град	$\arctg \left(\frac{c_1 D_2}{u_2 D_1} \right)$	$\beta_1 = \arctg \left(\frac{152,2 \cdot 0,77}{447,5 \cdot 0,46} \right)$	32,9
Кут установки лопатки на діаметрі D_1	$\beta_{1л}$, град	$\beta_1 + i_1$	32,9+0	32,9
Коефіцієнт захаращення на вході у робоче колесо	τ_1 , град	$1 - \frac{\delta_1 Z_k}{\pi D_1 \sin \beta_{1л}}$	$\tau_1 = 1 - \frac{0,002 \cdot 20}{3,14 \cdot 0,46}$	0,949
Швидкість повітря на вході з урахуванням	c'_1 , м/с	$\frac{c_1}{\tau_1}$	$c'_1 = \frac{152,2}{0,949}$	160,4

Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
захарачення лопатками ОСА				
Кут входу потоку у колесо з урахуванням захарачення на діаметрі D1	β'_{11} , град	$\arctg\left(\frac{c'_1 D_2}{U_2 D_1}\right)$	$\beta'_{11} = \arctg\left(\frac{160,4}{447,5} \cdot \frac{0,77}{0,46}\right)$	34,4
Кут входу потоку на діаметрі Dн	$\beta_{1н}$, град	$\arctg\left(\frac{c'_1 D_2}{U_2 D_н}\right)$	$\beta_{1н} = \arctg\left(\frac{160,4}{447,5} \cdot \frac{0,77}{0,22}\right)$	27,85
Відносна швидкість потоку на діаметрі Dн	$w'_н$, м/с	$\frac{c'_1}{\sin \beta_{1н}}$	$w'_н = \frac{160,4}{\sin 34,4}$	286,4
Число λ_w на діаметрі Dн	$\lambda_{нw}$	$\frac{w'_н}{18,3\sqrt{T_a}}$	$\lambda_{нw} = \frac{286,4}{18,3\sqrt{293}}$	0,915
Температура повітря за колесом	T2, К	$T_1 + \frac{U_2^2}{2C_p}$ $\left[2(\mu + \alpha_{me}) - \mu^2 - \varphi_{2r}^2 + \bar{C}_m^2\right]$	$T_2 = 282 + \frac{447,5^2}{2010} \cdot \left[2(0,874 + 0,05) - 0,874^2 - 0,20^2 + 0,30^2\right]$	395,6
Визначення комплексу	$\frac{n_2}{n_2 - 1}$	$\frac{k}{k - 1} \eta_2$	$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,92$	3,08
Тиск за колесом	P_2 , Па	$P_1 \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}}$	$P_2 = 84194 \cdot \left(\frac{395}{282}\right)^{3,08}$	237702
Густина повітря	ρ_2 , кг/м3	$\frac{P_2}{287 T_2}$	$\rho_2 = \frac{237702}{287 \cdot 395,6}$	2,09
Проекція абсолютної швидкості c_2 на колову	c_{2u} , м/с	μU_2	$c_{2u} = 0,874 \cdot 447,5$	391,1
Меридіональна складова абсолютної швидкості	c_{2r} , м/с	$\varphi_{2r} U_2$	$c_{2r} = 0,2 \cdot 447,5$	89,5
Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса	c_2 , м/с	$\sqrt{c_{2r}^2 + c_{2u}^2}$	$c_2 = \sqrt{89,5^2 + 391,1^2}$	401
Число Маха для швидкості c_2	M_{c_2}	$c_2 / \sqrt{k R T_2}$	$M_{c_2} =$	1,005

Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
			$401/\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 395,6}$	
Кут потоку на виході з колеса	α_2 , град	$\arctg\left(\frac{c_{2r}}{c_{2u}}\right)$	$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{89,5}{391,1}\right)$	12,9
Ширина колеса на виході	b_2 , м	$\frac{G}{\pi \rho_2 c_{2r} D_2}$	$b_2 = \frac{29,2}{3,14 \cdot 2,09 \cdot 89,5 \cdot 0,77}$	0,069

Таблиця 4.4 Розрахунок та конструювання безлопатного дифузора

Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
Швидкість на виході з БЛД у першому наближенні	$c_3^{(1)}$, м/с	$c_2 \frac{D_2}{D_3}$	$c_3^{(1)} = 401 \cdot \frac{0,77}{0,92}$	349,4
Температура повітря за БЛД	$T_3^{(1)}$, К	$T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2010}$	$T_3^{(1)} = 395,6 + \frac{401^2 - 349,4^2}{2010}$	414,8
Комплекс показника політропи у БЛД	k_{n3}	$\frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} n_3$	$k_{n3} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,8$	2,8
Показник політропи у БЛД	n_3	$\frac{k_{n3}}{k_{n3} - 1}$	$n_3 = \frac{2,8}{2,8 - 1}$	1,5
Тиск за БЛД	P_3 , Па	$P_2 \left(\frac{T_3}{T_2}\right)^{\frac{n_3}{n_3 - 1}}$	$P_3 = 237702 \cdot \left(\frac{414,8}{395,6}\right)^{2,8}$	273929
Густина повітря за БЛД	ρ_3 , кг/м ³	$\frac{P_3}{287 T_3}$	$\rho_3 = \frac{273929}{287 \cdot 414,8}$	2,29
Ширина БЛД на виході	b_3 , м	$b_2 \cdot 0,77$	$b_3 = 0,8 \cdot 0,069$	0,055
Кут виходу потоку з БЛД	α_3 , град	$\arctg\left[\frac{b_2}{b_3} \frac{\rho_2}{\rho_3} \{tg \alpha_2 + \sqrt{1 + tg^2 \alpha_2} \cdot \frac{\lambda_{БЛД}}{b_3} (R_3 - R_2) \times \left[1 + \frac{k - 1}{n_3 - 1} \frac{M_{c_2}^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{R_2}{R_3}\right)\right]\}\right]$	$\arctg\left[\frac{0,069}{0,055} \cdot \frac{2,09}{2,29} \cdot \{tg 12,906 + \sqrt{1 + tg^2 12,906} \cdot \frac{0,01}{0,055} (0,528 - 0,44) \times \left[1 + \frac{1,4 - 1}{0,5} \cdot 0,001 \cdot 0,166\right]\}\right]$	15,4

Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
Швидкість потоку на виході з Б/Д	$c_3^{(2)}$, м/с	$\frac{G}{\pi D_3 b_3 \sin \alpha_3 \rho_3}$	$c_3^{(2)} = \frac{36,2}{3,14 \cdot 1,01 \cdot 0,055 \cdot \sin 15,4 \cdot 2,29}$	336,8
Температура повітря за дифузором	$T_3^{(2)}$, К	$T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2010}$	$T_3^{(2)} = \frac{395,6 + 401^2 - 336,8^2}{2010}$	419,16
Визначення числа Маха	M_{c3}	$M_{c3} = c_3 / \sqrt{kRT_3}$	$M_{c3} = \frac{336,8}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 419,2}}$	0,82

Таблиця 4.5 Розрахунок та конструювання лопатного дифузора компресора

Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
Кут установки лопатки ЛД на вході	$\alpha_{3,л}$, град	$\alpha_{3,л} = \alpha_3 + i_3$	$\alpha_{3,л} = 15,4 + 0$	15,4
Кут установки лопатки ЛД на виході	$\alpha_{4,л}$, град	$\alpha_{3,л} + \Delta\alpha$	$\alpha_{4,л} = 15,4 + 15$	30,4
Середній кут установки лопатки	α_{cp} , град	$(\alpha_{3,л} + \alpha_{4,л})/2$	$\alpha_{cp} = (15,4 + 30,4)/2$	22,9
Кут потоку на виході з ЛД	α_4 , град	$\arcsin \frac{\sin \alpha_{4,л}}{k_\alpha}$	$\alpha_4 = \arcsin \frac{\sin 30,4}{1,06}$	28,5
Коефіцієнт захаращення на вході з ЛД	τ_3	$1 - \frac{z_{Д3} \delta_3}{\pi D_3 \sin \alpha_{3,л}}$	$\tau_3 = 1 - \frac{23 \cdot 0,002}{3,14 \cdot 1,01 \cdot \sin 15,4}$	0,94
Коефіцієнт захаращення на виході з ЛД	τ_4	$1 - \frac{z_{Д4} \delta_4}{\pi D_4 \sin \alpha_{4,л}}$	$\tau_4 = 1 - \frac{23 \cdot 0,002}{3,14 \cdot 1,5 \cdot 0,506}$	0,98
Ширина дифузора на виході	b_4 , м	$b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \operatorname{tg} \delta_m$	$b_4 = 0,055 + \frac{1,5 - 0,92}{2} \operatorname{tg} 2$	0,063
Дифузорність Л	f	$\frac{D_4 b_4 \tau_4 k_\alpha \sin \alpha_4}{D_3 b_3 \sin \alpha_3}$	$f = \frac{1,5 \cdot 0,063 \cdot 0,98 \cdot 1,06 \sin 28}{1,01 \cdot 0,055 \cdot \sin 15,4}$	3,2
Кут розкриття еквівалентного дифузора	δ , град	$2 \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \tau_3 \sin \alpha_{3,л}}{D_3 z_{Д}}} \times \sqrt{\frac{f-1}{D_3^2 - 1}} \right)$	$\delta = 2 \arctg \left(\sqrt{\frac{0,055 \cdot 0,94 \cdot 0,265}{0,92 \cdot 23}} \times \frac{\sqrt{2,2}}{1,01 - 1} \right)$	6,62

Таблиця 4.6 Розрахунок та конструювання повітрязбірної завитки

Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результати
Комплекси показника політропи в ЛД	k_{n_4}, k_{2n_4}	$k_{n_4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_4$ $k_{2n_4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{1}{n_4 - 1}$	$k_{n_4} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,85$ $k_{n_4} = \frac{1}{1,5 - 1}$	$k_{n_4} = 2,975$ $k_{2n_4} = 2$
Температура повітря на виході з ЛД (перше наближення)	$T_4^{(1)}, \text{ К}$	$T_4 = T_3$	$419,16 = 419,16$	419,16
Швидкість повітря на виході з ЛД	$c_4, \text{ м/с}$	$c_3 \frac{b_3 D_3 \sin \alpha_3}{b_4 D_4 \sin \alpha_4} \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{n_4 - 1}}$	$c_4 = \frac{336,810 \cdot 0,055 \cdot 0,92 \cdot 0,265}{0,063 \cdot 1,5 \cdot 0,44} \cdot \left(\frac{419,8}{439,2} \right)^2$	100,1
Температура повітря на виході з ЛД	$T_4^{(2)}, \text{ К}$	$T_3 + \frac{c_3^2 - c_4^2}{2010}$	$T_4^{(2)} = \frac{414,8 + 336,8^2 - 100,1^2}{2010}$	439,6
Тиск повітря за ЛД	$P_4, \text{ Па}$	$P_3 \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4 - 1}}$	$P_4 = 2,73 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{465,6}{414,8} \right)^3$	337506,152
Радіус дуги середньої лінії лопатки	$R_l, \text{ м}$	$\frac{D_4^2 - D_3^2}{4(D_4 \cos \alpha_{4,l} - D_3 \cos \alpha_{3,l})}$	$\frac{1,5^2 - 0,92^2}{4(1,5 \cdot 0,86 - 1,01 \cdot 0,96)}$	0,96
Радіус кола центрів дуг середньої лінії лопаток	$R_y, \text{ м}$	$\sqrt{R_l^2 + R_3^2 - D_3 R_l \cos \alpha_{3,l}}$	$\sqrt{0,96^2 + 0,505^2 - 0,92 \cdot 0,96}$	0,195
Швидкість повітря на виході з компресора	$c_5, \text{ м/с}$	$c_1 A$	$c_5 = 152,2 \cdot 0,5$	76,1
ККД завитки	η_5	$1 - \frac{\xi_5 c_4^2}{c_4^2 - c_5^2}$	$\eta = 1 - \frac{0,2 \cdot 100,1^2}{100,1^2 - 76,1^2}$	0,526
Комплекс показника політропи у завитці	$\frac{n_5}{n_5 - 1}$	$\frac{k}{k - 1} \eta_5$	$\frac{n_5}{n_5 - 1} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,526$	1,82
Зміна тиску повітря у завитці (при $\left \frac{c_5 - c_4}{c_4} \right \leq 0,03$)	$\Delta P_5, \text{ Па}$	$\xi_4 \frac{\rho_4 c_4^2}{2}$	$\Delta P_5 = 0,25 \cdot \frac{2,35 \cdot 100,1^2}{2}$	3532

Продовження табл. 4.6

Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результати
Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результати
Тиск повітря за завиткою	P_5 , Па	$P_4 - \Delta P_5$	$P_5 = 337506 - 3532$	333680
Температура повітря за завиткою ($\left \frac{c_5 - c_4}{c_4} \right \leq 0,03$)	T_5 , К	$T_5 = T_4$	$T_5 = 439,6$	439,6
Тиск повітря за завиткою	ΔP_5 , Па	$P_4 \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_5}{n_5-1}}$	$\Delta P_5 = 337506 \cdot \left(\frac{449,6}{439,6} \right)^{1,82}$	344832
Адіабатний ККД компресора	$\eta_{ад}$	$\frac{T_0 \left[(P_5/P_0)^{0,286} - 1 \right]}{T_5 - T_0}$	$\eta_{ад} = \frac{300 \left[(344832/1 \cdot 10^5)^{0,286} - 1 \right]}{439,6 - 300}$	0,82
Адіабатна робота стискування повітря	$L_{кад}$	$L_{ад} = \frac{k}{k-1} RT_0 \left(\Pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right);$	$\frac{1,4}{1,4-1} 287 \cdot 300 (3,12^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1)$	128785,64
Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результати
Потужність компресора	N_k	$\frac{G_{пов} \cdot L_{ад,к}}{\eta_{ад,к}}$	$\frac{29,12 \cdot 129,69}{0,82}$	4605
Повна температура газу за компресором	T_5^*	$T_5 + c_5^2 / 2C_{рп}$	$449,6 + 76,1^2 / 2050$	449,42

4.3. Розрахунок проточної частини турбіни

Таблиця 4.7 Визначення параметрів газу перед турбіною

Параметр	Джерела інформації, формули	Результати
Витрати газу через турбіну, G , кг/с	$G_k + \frac{g_e N_e}{3600} / 2$ $29,2 + 0,166 \cdot 36080 / 3600 / 2$	30,0
Тиск газу у колекторі, $P_r = P_t$, МПа	$(0,75 \dots 0,9) P_k$ $0,9 \cdot 0,312$	0,299
Температура залишкових газів, T_r	$T_z \approx T_b \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_z-1}{n_2}}$ $1000 \cdot (0,299/1)^{(1,31-1)/1,31}$	751,4

Параметр	Джерела інформації, формули	Результати
Повна температура газу перед турбіною T_0^*	$T_0^* = T_T \approx \frac{(\phi_a - 1) T_K + \beta_0 \cdot T_r}{\phi_a - 1 + \beta_0}$ $((1,2-1) \cdot 320 + 1,026 \cdot 751,4) / (1,2-1+1,026)$	681,09
Підігрів повітря в компресорі, ΔT_K , К	$\Delta T_K = \frac{T_1(\pi_K^{\frac{k_n-1}{k_n}} - 1)}{\eta_K}$ $(300 \cdot (3,44^{(0,4/1,4)} - 1)) / 0,82$	154,87
Температура робочого тіла за ступенем, T_{2f} , К	Береться з подальшим уточненням $T_0^* - \Delta T_{\epsilon}$ 681,09-154,87	526,21
Середня температура процесу в ступені, T_{cp} , К	$0,5 \cdot (T_0^* + T_{2f})$ $0,5 \cdot (681,09 + 526,2)$	603,6
Теплоємність робочого тіла, C_p , Дж/(кг · К)	прийнято	1102
Комплекс, $m = \frac{k-1}{k}$	прийнято	0,265
Показник ізентропи, k	$\frac{1}{1-m} = 1/(1-0,265)$ Примітка: k = 1,33...1,34 — для чотиритактного ДВЗ; k = 1,35...1,36 — для двотактного ДВЗ	1,34
Газова стала R, Дж/(кг · К)	$C_p \cdot m = 1102 \cdot 0,265$	292,03
Уточнення температури робочого тіла за ступенем, T_{2f} , К	$T_{2f} = T_0^* - \frac{h_a^*}{C_p}$ 681,09-176636,76/1102	502,8
Допустима величина опору за турбіною, ΔP , МПа	Визначається за результатами гідравлічного розрахунку системи газовідводу ДВЗ. Приймається 0,003...0,0060	0,005
Статичний тиск газу за турбіною, P_2 , МПа	$P_H + \Delta P$ 0,1012+0,0038 Примітка: при наявності дифузора за турбіною $P_2 = P_{2\partial} = P_H + \Delta P - \Delta P_{\partial}$	0,105

Параметр	Джерела інформації, формули	Результати
	де ΔP_a — підвищення тиску у дифузорі	
ККД турбокомпресора, η_{TK}	Приймається 0,68...0,72	0,70
Тиск газу перед турбіною, згідно енергетичного балансу P_0^* , МПа	$\frac{P_2}{\left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa} \frac{L_{\kappa} \cdot G_{\kappa}}{R \cdot T_0^* \cdot \eta_{\text{дк}} \cdot G}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}}$ $0,105 / (1 - 0,265 \cdot 127567,3 \cdot 29,12 / (0,286 \cdot 681,0 \cdot 0,70 \cdot 30))^{1/0,265}$	0,3044
Порівняння P_0^* з P_T	$(P_T - P_0^*) / P_0^* = (0,299 - 0,3044) / 0,3044$	0,0017 < 0,25 %
Наявна робота турбіни, L_T (наявний теплоперепад ступеня, h_a^*), Дж/кг	$\zeta_p \cdot T_0^* \cdot \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_0^*}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]$ $1102 \cdot 681,09 \cdot (1 - (0,105 / 0,3044)^{0,265})$	184467,3
ККД турбокомпресора, η_{TK}	Для сучасних ТК ККД відцентрових компресорів досягає 85%, осьових турбін 86%. Загальний ККД ТК при цьому становить близько 72,5%. В інших випадках ТК приймається в межах 0,60...0,70.	
Наявний теплоперепад ступеня, h_a^* , Дж/кг	$h_a^* = G_{\kappa} L_{\text{ад}} / G \cdot \eta_{TK}$ $29,12 \cdot 130197,9 / (30 \cdot 0,70)$	18192,708161

Таблиця 4.8. Термогазодинамічний розрахунок осьового ступеня турбіни з дифузором

Параметр	Джерела інформації, формули	Результати
Адiabатний перепад ентальпії у дифузорі, $h_{\text{ад}}$, Дж/кг	$(0,05 \dots 0,1) h_a^*$ $184467 \cdot 0,08$	14757,36
Наявний теплоперепад ступеня з дифузором, h_a^* , Дж/кг	$h_a^* + h_{\text{ад}}$ $184467 + 14757,36$	199224,36
Теоретична швидкість за сопловими каналами, відповідна наявному теплоперепад ступеня, $\zeta_{\text{ад}}$, м/с	$\sqrt{2 \cdot h_a^*}$ $(2 \cdot 199224,36)^{0,5}$	631,228
Віяловість ступеня, $\lambda = \frac{D_{\text{ср}}}{l_{\text{ср}}}$	Приймається 4...6, або згідно прототипу та уточнюється після обчислення довжини робочої лопатки	5
Міра реактивності ступеня в кореневому перерізі, ρ_{κ}	Приймається 0,03...0,05	0,05

Параметр	Джерела інформації, формули	Результати
Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі, ρ	$\rho_k + \frac{2 \cdot \lambda - 1}{\lambda^2}$ 0,05+(2*5-1)/5 ²	0,41
Кут виходу потоку із соплової решітки, α_1 , град.	Приймається 14...18	17
Швидкісний коефіцієнт соплової решітки, φ	Приймається 0,95...0,98	0,98
Наявний тепло перепад в соплових каналах, h_{ac}^* , Дж/кг	$h_a^* \cdot (1 - \rho)$ 199224,6*(1-0,41)	117542,5
Швидкість виходу потоку із соплової решітки, C_1 , м/с	$\varphi \cdot \sqrt{2 \cdot h_{ac}^*}$ 0,98*(2*117542,5) ^{0,5}	475,15
Характеристика ступеня, $\nu = \left(\frac{U_{cp}}{C_{ad}} \right)_{opt}$	$\frac{\varphi \cdot \cos \alpha_1}{2 \cdot \sqrt{1 - \rho}}$ 0,98*0,956/(2*(1-0,41) ^{0,5})	0,6097
Колова швидкість на середньому діаметрі, U_{cp} , м/с	$C_{ad} \cdot \nu$ 631,2*0,609	384,4
Середній діаметр ступеня, D_{cp} , м	$\frac{U_{cp}}{\pi n_{\text{ок}}}$ 384,4/(3,14*160) Примітка: $D_{cp} = (0,85 \dots 0,95) \cdot D_{2k}$	0,765 $D_{cp} = 0,93 \cdot D_{2k}$
Уточнення температури робочого тіла за ступенем, T_{2f} , К	$T_{2f} = T_0^* - \frac{h_a^*}{C_p}$ 681-184467,3/1102	513,61
Статичний тиск за ступенем турбіни з дифузorzом, P_{2a} , МПа	$P_0^* \left[1 - \frac{h_{ad}^*}{C_p \cdot T_0^*} \right]^{\frac{k}{k-1}}$ 0,3044*(1-199224,3/(1102*681)) ^(1/0,265)	0,09537
Густина потоку за ступенем турбіни з дифузorzом, ρ_{2a} , кг/м ³	$\rho_{2a} = \frac{P_{2a} \cdot 10^6}{R \cdot T_{2a}}$ 0,0953*10 ⁶ /(292,03*513,6)	0,63539
Втрати енергії в соплових каналах, q_c , Дж/кг	$(1 - \varphi^2) \cdot h_{ac}^*$ (1-0,98 ²)* 117542,4	4654,68

Параметр	Джерела інформації, формули	Результати
Статичні параметри робочого тіла за сопловою решіткою: тиск, P_1 , МПа	$P_0^* \cdot \left[1 - \frac{h_{ac}^*}{C_p \cdot T_0^*} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$ 0,3044 * (1-117542,4/(1102*681))^(1,359/(1,359-1))	0,1597
температура, T_1 , К	$T_0^* - \frac{C_1^2}{2 \cdot C_p}$ 681,6-475,15^2/(2*1102)	579,16
густина, ρ_1 , кг/м³	$\frac{P_1 \cdot 10^6}{R \cdot T_1}$ 0,1597*10^6/(292,03*579,16)	0,9442
Швидкість звуку на виході з соплової решітки, a_1 , м/с	$\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_1}$ (1,359*292,03*579,16)^0,5	479,3
Число Маха на виході з соплових каналів, M_1	$\frac{C_1}{a_1}$ 475,15/479,3	0,991
Довжина вихідної кромки соплових лопаток, l_c , м	$\frac{G}{\pi \cdot D_{cp} \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \rho_1}$ 30/(3,14*0,765*475,15*0,292*0,944)	0,1135
Кут розкриття проточної частини, $\gamma = \gamma_n + \gamma_k$, град	Приймається 4...18 $\gamma_n = \gamma_k = 2...9$	13
Осьовий зазор у ступені, S , м	Приймається 0,003...0,010	0,008
Ширина соплових лопаток, B_c , м	$B_c = l_c / (l_c / B_c) = 0,1135 / 3,0$ Рис. 1Д	0,03783
Відношення довжини до ширини робочих лопаток, $\frac{l_p}{B_p}$	Рис. 1Д або береться 2,5...4,0	3,5
Ширина робочих лопаток, B_p , м	$B_p = l_p / (l_p / B_p)$ 0,09/3,5	0,026
Радіальний зазор, δ_p , м	Приймається (0,005...0,010) * l_p	0,2*10 ⁻³

Параметр	Джерела інформації, формули	Результати
Віяловість ступеня, λ	$\frac{D_{\text{ср}}}{l_p}$ 0,765/0,101	7,5
Кут установки соплових лопаток, α_y , град	$\alpha_y = f \cdot (\alpha_0 - \alpha_1)$ (рис. 2Д)	35
Хорда профілю соплової лопатки, b_c , м	$\frac{B_c}{\sin \alpha_y}$ 0,0378/0,574	0,0658
Відносний крок соплової решітки, $\bar{t}_c = \frac{t_c}{b_c}$	Приймається 0,75...0,90	0,85
Відносна швидкість входу потоку на робочі лопатки, W_1 , м/с	$\sqrt{C_1^2 + U_{\text{ср}}^2 - 2U_{\text{ср}} \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1}$ (475,15 ² +384,4 ² -2*384,4*475,15*0,956) ^{0,5}	155,912
Кут входу потоку на робочі лопатки у відносному русі, β_1 , град	$\arcsin \frac{C_1 \cdot \sin \alpha_1}{W_1}$ $\arcsin(475,15 \cdot 0,29261 / 155,9752) = \arcsin(0,889)$	62,8
Швидкісний коефіцієнт робочої решітки, ψ	Приймається 0,94...0,96	0,96
Ізоентропійний теплоперепад у робочій решітці, h_{ap} , Дж/кг	ρh_a^* 199224,3*0,4	81681,96
Наявний теплоперепад у робочій решітці, h_{ap}^* , Дж/кг	$h_{ap} + \frac{W_1^2}{2}$ 81681,96+155,9 ² /2	93834,37
Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів, W_2 , м/с	$\psi \cdot \sqrt{2 \cdot h_{ap}^*}$ 0,96*(2*93834,37) ^{0,5}	415,879
Втрати енергії у робочому каналі, q_p , Дж/кг	$(1 - \psi^2) \cdot h_{ap}^*$ (1-0,96 ²)* 93834,3	7356,61
Статичні параметри потоку на виході з робочих каналів: температура, T_2 , К	$T_1 - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2 \cdot C_p}$ 579,16-(415,87 ² -155,9 ²)/(2*1102)	511,72 0,7

Параметр	Джерела інформації, формули	Результати
густина, ρ_2 , кг/м ³	$\frac{P_2 \cdot 10^6}{R \cdot T_2}$ 0,105*10 ⁶ /(292,03*511,72)	
Швидкість звуку на виході з робочих каналів, a_2 , м/с	$\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_2}$ (1,359*292,03*511,72) ^{0,5}	450,6
Число Маха на виході з робочої решітки, M_{w2}	W_2/a_2 415,87/450,3	0,924
Кут виходу потоку з робочої решітки, β_2 , град	$\arcsin \cdot \frac{G}{\pi \cdot D_{cp} \cdot W_2 \cdot l_p \cdot \rho_2}$ Arcsin(30/(3,14*0,765*415,9*0,101*0,7))= arcsin(0,5056)	30
Кут установки профілів робочої решітки, β_y , град	$\beta_y = f(\beta_1 - \beta_2)$ f(68-30)= f(38) (рис. 2Д)	48
Хорда профілю робочих лопаток, b_p , м	$\frac{B_p}{\sin \beta_y}$ 0,026/0,743	0,034993
Відносний крок робочої решітки, $\bar{t}_p = \frac{t_p}{b_p}$	$0,4 \cdot p + 0,6$ 0,4*0,41+0,6	0,76
Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки, C_2 , м/с	$\sqrt{W_2^2 + U_{cp}^2 - 2 \cdot U_{cp} \cdot W_2 \cdot \cos \beta_2}$ (415,87 ² +384,4 ² -2*384,4*415,877*0,866) ^{0,5}	209
Втрати енергії з вихідною швидкістю, q_a , Дж/кг	$C_2^2/2$ 209 ² /2	21840,5
Кут виходу потоку зі ступеня, α_2 , град	$\arccos \frac{W_2 \cos \beta_2 - U_{cp}}{C_2}$ arccos(415,87*0,866-384,4)/ 209= Arcos(-0,0772) у випадку значного (більше 5...10°) відхилення від 90° змінити кут γ або α_1	94.8
Колові складові абсолютних швидкостей за сопловою решіткою,	$C_1 \cdot \cos \alpha_1$	

Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 04

Аркуш

67

Параметр	Джерела інформації, формули	Результати
ζ_{1u} , м/с за робочою решіткою, ζ_{2u} , м/с	$475,15 \cdot 0,956$ $\zeta_2 \cdot \cos \alpha_2$ $209 \cdot (-0,0772)$	454,243 -16,134
Колова робота ступеня, l_u , Дж/кг	$U_{cp} \cdot (\zeta_{1u} + \zeta_{2u})$ $384,4 \cdot (454,243$ $-16,13)$	168410,6
Коловий ККД ступеня за кінематичними параметрами, η_u	l_u / h_a^* $168410,6 / 199224,3$	0,85
Коловий ККД ступеня за коловими втратами, η_u'	$\eta_u' = \frac{h_a^* - q_c - q_p - q_a}{h_a^*}$ $(184467,8 - 4654,68 - 7356,61237 - 21840,5) /$ 184467 Таким чином, забезпечується умова $\eta_u \geq \eta_u'$	0,82
Радіальний зазор, δ_p , мм	Приймається 0,5...1,0	0,8
Відносна величина радіального зазору, $\bar{\delta}_p = \delta_p / l_p$	0,0008/0,101	0,00792
Число виступів радіального лабіринтового ущільнення, Z	За відсутністю лабіринтів Z = 1	1
Міра реактивності у периферійному перерізі, $\rho_{зоз}$	$1 - (1 - \rho) \cdot \left(\frac{\lambda}{\lambda + 1} \right)^2$ $1 - (1 - 0,41) \cdot (6,4 / (6,4 + 1))^2$	0,56
Витоки через периферійний радіальний зазор лопаток, $\xi_{вт}^\delta$	$\frac{0,15 \cdot \zeta_{ад} \cdot \operatorname{ctg} \alpha_1}{\lambda_2 \cdot \sin \beta_2} \cdot \frac{\delta_p}{l_p} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{зоз}}{Z}} \cdot \eta_u$ $0,15 \cdot 631,22 \cdot 3,487 \cdot 0,0079 \cdot 0,85 \cdot 0,56 \cdot 0,5 /$ $(415,87 \cdot 0,5)$	0,0079
Середня густина потoku в робочих каналах, ρ_{cp} , кг/м ³	$0,5 \cdot (\rho_1 + \rho_2)$ $0,5 \cdot (0,944 + 0,7)$	0,822
Коефіцієнт конструктивного оформлення ступеня, K_o	Приймається $(0,55 \dots 0,90) \cdot 10^{-3}$	$0,8 \cdot 10^{-3}$
Втрати від тертя диска од робоче тіло, $\xi_{тр}$	$K_T \cdot \frac{D_{cp}}{l_c \cdot \sin \alpha_1} \cdot \frac{\rho_{cp}}{\rho_1} \cdot \left(\frac{U_{cp}}{\zeta_{ад}} \right)^3$ $0,0008 \cdot 0,765 \cdot 0,822 \cdot 0,608^3 / (0,0909 \cdot 0,292 \cdot$ $0,944)$	0,0045

Параметр	Джерела інформації, формули	Результати
Внутрішній ККД ступеня, η_i	$\eta_{\text{и}} - \xi_{\text{вт}}^{\delta} - \xi_{\text{тр}}$ 0,8-0,0079-0,0045	0,8376
Внутрішній тепलोперепад ступеня, h_i . Дж/кг	$h_a^* \cdot \eta_i$ 199224 * 0,837	166750
Внутрішня потужність ступеня, N_i , Вт	$G \cdot h_i$ 30 * 166750 / 1000	5002500
Механічний ККД ступеня, η_m	Приймається 0,95...0,99	0,99
Потужність турбіни, N_T , кВт	$N_i \cdot \eta_m \cdot 10^{-3}$ 5002500 * 0,99 / 1000	4952
Оцінка помилки у забезпеченні енергетичного балансу турбокомпресора	$\frac{ N_T - N_K }{N_T}$ (4952-4605) / 4952	0,031 тобто не перевищує 3,3 %
Ефективний ККД турбіни, η_{eT}	$\eta_i \cdot \eta_m$ 0,8376 * 0,99	0,8292
Відносна потужність турбіни, δ_T	N_T / N_e 4952 / 36080	0,137

4.4. Розробка загальної компоновки турбокомпресора та його основних елементів

При компонуванні ТК обирається схема з консольним розташуванням коліс компресора та турбіни, яка характерна для фірми MAN. Опорно-упорний підшипник розташовується зі сторони колеса компресора, а опорний — зі сторони диска турбіни. Підшипниковий вузол захищається від високих температур тепловими екранами, які виконуються у вигляді порожнин зі сторони турбіни. Компоновання компресора та турбіни виконується за результатами розрахунків геометрії їх елементів та побудови ескізів проточних частин

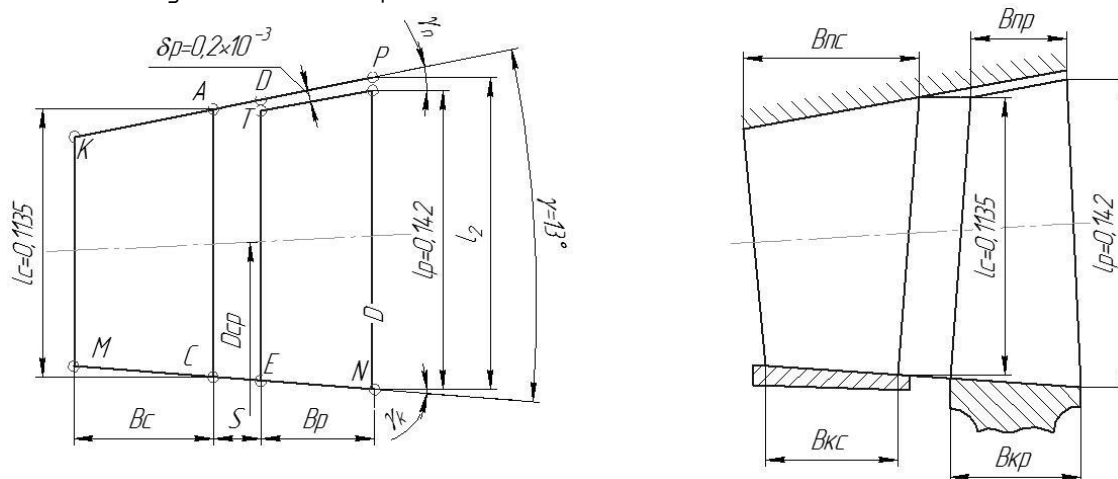


Рисунок 4.3. Ескіз проточної частини осьового турбінного ступеня

Висновок: В розділі розраховано турбокомпресор двигуна 11G90ME-C10, судна "СМА CGM ARGENTINA". Прораховано турбінну та компресорну ступінь для турбокомпресора серії TCA — 77, та визначено його основні розміри та характеристики.

					ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 04	Аркуш
						70
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

5 Судновий паровий котел

5.1. Опис конструкції котла

На сучасних морських транспортних судах широко використовуються різноманітні пароенергетичні установки, робота яких заснована на використанні теплової енергії водяної пари.

Пароенергетична установка (ПЕУ) — комплекс технічних засобів, призначених для отримання пари і використання її теплової енергії для забезпечення виробничої функції судна і створення нормальних умов мешкання екіпажу.

Основні елементи ПЕУ:

котельна установка (допоміжна, головна), призначена для отримання водяної пари;

парова турбіна, що служить для перетворення теплової енергії водяної пари в механічну роботу обертання гребного звинта;

допоміжні пристрої, системи і механізми, що забезпечують роботу ПЕУ;

загальносуднові споживачі пари, що забезпечують технологічні потреби і нормальні умови життєдіяльності екіпажу.

Суднові котельні установки характеризуються великою різноманітністю конструкцій, методів і систем керування. Для забезпечення надійної та економічної роботи таких установок необхідно враховувати особливості та умови, за яких вони експлуатуються, а від обслуговуючого персоналу потрібні глибокі знання та практичні навички щодо їх використання. Невиконання експлуатаційних вимог призводить до зниження техніко-економічних показників і аварій котельних установок.

Двигуни, призначені для обертання гребних звинтів (рушіїв), називаються головними. В якості головних на морських судах використовуються двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ), парові та газові турбіни. Робочим тілом, тобто носієм теплоти, в ДВЗ і газових турбінах є суміш газів, що отримується при згоранні палива. Робочим тілом в парових турбінах є водяна пара.

Пароенергетична установка, в якій енергія використовується для приведення в дію рушіїв судна, так само називається головною. ПЕУ, що забезпечує роботу допоміжних технічних засобів і нормальне функціонування головної енергоустановки, є допоміжною.

При обслуговуванні котельної установки необхідно керуватися правилами технічної експлуатації суднових технічних засобів; інструкціями заводів-виробників; інструктивними матеріалами пароплавств; окремими положеннями: "Керівництва з технічного нагляду за суднами в експлуатації", "Правил технічної експлуатації суден", "Положення про заводський ремонт суден", "Правил техніки безпеки на судах морського флоту", "Міжнародної конвенції щодо запобігання забрудненню моря з суден" та інших нормативних документів.

Нагляд за проектуванням, будівництвом, випробуванням, установкою на судно і експлуатацією котельних установок здійснюється класифікаційними товариствами — органами технічного контролю.

Для забезпечення суднових споживачів паром на судні "CMA CGM ARGENTINA" встановлено допоміжний котел фірми Kangrim [25] номінальною паропродуктивністю 6000 кг/год (рис. 5.1), яка прийнята за даними специфікації на судно.

Основні характеристики суднового допоміжного котла марки «Kangrim»

Паропроодуктивність	5,0 т/год
КПД	91 %
Витрата мазуту	400 кг/год
Температура вихідних газів	200 °С
Максимальний робочий тиск	0,7 МПа
Температура живильної води	50 °С
Коефіцієнт надлишку повітря	1,2

Kangrim — вертикальний циліндричний котел побудований із стандартних модулів, повністю автоматизований і розрахований на експлуатацію без постійної вахти. Парогенератор працює на різних видах палива, що збільшує його економічність. При навантаженнях до 20% номінальної подача палива в топку регулюється позиційно (включено – виключено). При навантаженнях більше 20% здійснюється плавне, або, пропорційне, регулювання, тобто витрата палива і відповідна йому кількість повітря змінюється пропорційно паропроодуктивності. При цьому тиск пара підтримується постійним.

Kangrim поставляється, як попередньо зібраний пристрій, що скорочує витрати на установку та транспортування.

Нижче наводиться опис конструкції котла Kangrim

До складу Kangrim входять наступні елементи: власне котел (ПК), паливна, повітряна та живильна системи; системи автоматичного управління, захисту та сигналізації; система пуску; контрольно-вимірювальні прилади.

Безпосередньо на зовнішній обшивці встановлені паливний блок, регулюючий блок, кнопковий пост «пуск-стоп» та інші пристрої системи автоматичного управління, а також прилади теплотехнічного контролю. Котел забезпечений топковим пристроєм з паромеханічною форсункою. Кришка закриває оглядовий отвір. На пароводяному колекторі розташовуються стопорний клапан, головний та імпульсний запобіжні клапани, живильний клапан, водопоказник, імпульсний генератор термозідравлічного регулятора живлення, клапан верхнього продування і інша арматура. На водяному колекторі знаходяться клапани нижнього продування.

Котел кріплять до суднового фундаменту за допомогою чотирьох опор і перехідних стільців. Дві опори приварені до водяного колектора, інші дві – до кожуха.

Живильний насос, вентилятор і блок автоматичного управління (БАУ) монтують поблизу ПГ на окремих фундаментах.

В комбінованому котлі типу РА-05 фірми "Kangrim" водотрудна частина виконана зі слабонахиленими кип'ятильними трубами і повністю охолоджуваною циліндричною топкою. Котел типу РА-05 фірми "Kangrim" повністю автоматизовано, його паливна частина автоматично підтримує потрібну паропроодуктивність при зниженні потужності ДВЗ. Паропроодуктивність робочої пари складає 5,0 т/год.



Рисунок 5.1 Судновий допоміжний паровий котел PA-05 фірми "Kangrim":

Конструктивно котел виконаний циліндричним вертикальним з повністю екранованою топкою. Екран виконаний газоплотним, звареним із плавникових труб, нижнім кінцем уварених в екранний колектор тороїдальної форми із круглим перетином. Верхня частина топкової камери являє собою трубну дошку плоскої форми, по периметру якої уварені верхні кінці екранних труб, на іншій площі уварені димогарні труби великого діаметру. Усередині кожної димогарної труби встановлений елемент «Санрод» 1. У сукупності труби утворюють конвективну водотрубну частину пароутворюючої поверхні котла. Кількість димогарних труб залежить від паропроодуктивності котла і може коливатися від 10 до 30 труб.

Опускні труби екранного контуру циркуляції, що не обігріваються, розміщені за газоплотним екраном у шарі зовнішньої ізоляції котла. Опускні труби верхнім кінцем уварені в пароводяну верхню циліндричну частину корпусу котла, а нижнім кінцем – в екранний колектор. Організована природна циркуляція в екранному контурі і стійкій циркуляції в елементах Санрод обумовлена напіввільною конвекцією забезпечують надійну роботу котла на всіх режимах. Фурменний отвір топкового пристрою в екрані утворено спеціальним розведенням труб екрана. Під топку виконані з вознетривкої цегли і обмазки. Великий об'єм парового простору, достатня його висота і проходження димогарних труб через паровий простір забезпечують одержання сухої насиченої пари, а на малих навантаженнях можливо слабо перегрітої пари.

Котел обладнаний топковим улаштуванням з обертовим розпилювачем (ротаційною форсункою) типу Саакє зі складною системою розподілу підведення первинного і вторинного повітря до факела, що значно ускладнює його технічне обслуговування.

Схема паливної системи.

На рис. 5.2 показана схема паливної системи парогенератора Kangrim OM. Для розпалювання ПГ використовують дизельне паливо, яке забирається насосом 7 з витратної цистерни 5 через фільтр 6 і подається до топкового пристрою 13 через спеціальний клапан. Тиск дизельного палива підтримується таким, щоб забезпечити 20% - коє навантаження ПГ.

Щоб уникнути потрапляння палива в топку в разі відмови клапана 11 і при розташуванні витратної цистерни 5 вище за рівень форсунки на трубопроводі дизельного палива передбачена вертикальна ділянка з запобіжним пристроєм 8, що знаходиться над цистерною. За відсутності надлишкового тиску пристрій розриває паливну лінію сполучається з атмосферою.

Один з насосів 3 забирає основне паливо (мазут) через фільтр 2 і прокачує його через паливний блок 4 де здійснюється підігрів палива.

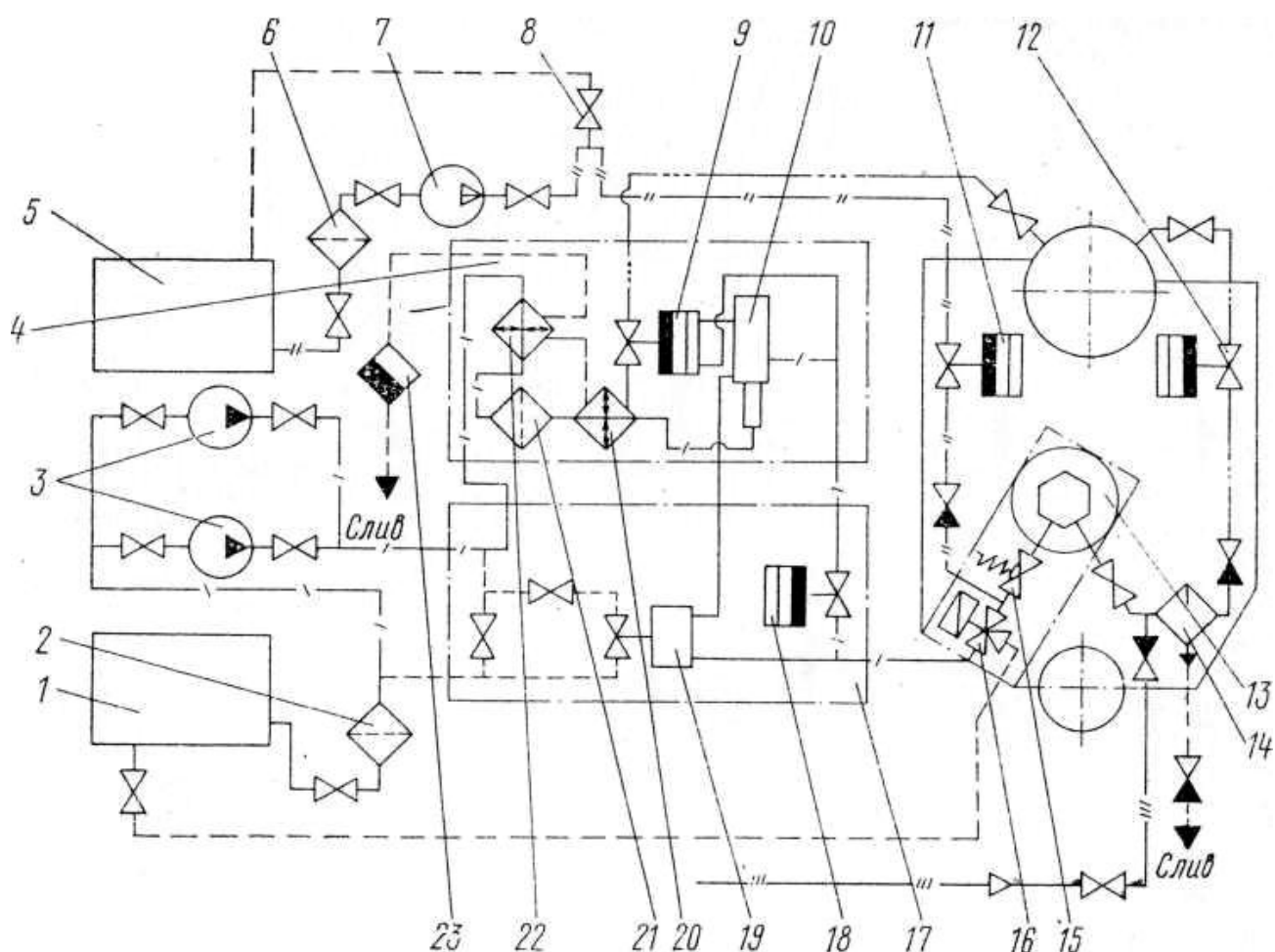


Рисунок 5.2. Схема паливної системи котла Kangrim PA

⬡ – запірний клапан

— — — — — неповоротний клапан

— / — — — — трубопровід в'язкого палива; — // — — — — трубопровід дизельного палива; —
— /// — — — — трубопровід повітря на розпил палива; — · · — — — трубопровід пару на розпил
палива; — · · · — — — трубопровід пару на підігрів палива; — — — — — зливний паливний
трубопровід.

Паливний блок включає секції 22 і 20 підігрівача, фільтр 21, регулятор 9 і датчик в'язкості 10. При роботі ПГ датчик в'язкості впливає на регулятор 9, який встановлює необхідну витрату

Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 05

Аркуш

74

зріючої пари на підігрівач і тим самим забезпечує потрібний підігрів палива. Конденсат зраючої пари через конденсатовідвідник 23 йде на злив.

З паливного блоку паливо надходить через регулюючий паливний клапан 18 регулюючого блоку 17 до електромагнітного рециркуляційного клапана 16. До тих пір, поки в'язкість основного палива не досягла потрібного значення, клапан 16 направляє паливо в цистерну 19, а у форсунку на горіння надходить дизельне паливо. Одночасна подача в форсунку різних палив забороняється.

Як тільки в'язкість основного палива досягне потрібного значення, відбувається автоматичне перемикання роботи топочного пристрою на основне паливо, для розпилювання якого через регулятор тиску 12 подається пар з пароводяного колектора ПГ, а робота насоса 7 і подача повітря на розпил дизельного палива припиняються.

На шляху розпилюючого пара встановлений сепаратор 14 з якого волога направляється на злив. Необхідне співвідношення витрат повітря і палива забезпечує регулюючий блок 17, який складається з регулятора перепаду тиску палива 19, що регулює паливний клапан 18 і клапанів ручного регулювання перепаду тиску.

При зміні навантаження ПГ змінюється тиск пари і по сигналу з БАУ приводиться в дію виконавчий механізм. Останній впливає на регулюючий паливний клапан 18, що змінює витрата палива, і привід повітряної заслінки, розташованої в каналі підведення повітря від вентилятора до ПГ, встановлюючи її в нове положення, що відповідає змінам витрат палива.

Для запобігання потрапляння палива в топку при вимкненому горінні служить швидкодіючий запірний клапан 15, пружина якого закриває клапан при відсутності тиску в паливному трубопроводі.

Щоб уникнути охолодження підігрітого палива трубопровід між паливним блоком 4 і топковим пристроєм 13 обігрівается паром, що відбирається з трубопроводу розпилюючого пара. Конденсат цього пара відводиться в зливний трубопровід від сепаратора.

Схема живильної системи.

Ця система є комбінованою, вона призначена для розпалювання котла, автоматичного управління процесами горіння і живлення, а також для припинення горіння в топці і включення аварійно-попереджувальної сигналізації. На рис. 5.3 зображена принципова паливна і живильна схема котла Kangrim.

Управління процесами горіння і живлення здійснюється позиційно за допомогою реле робочого тиску 1 і регулятора живлення 20.

Останній з'єднаний з котлом конденсаційною посудиною 21 і щитом автоматичного управління 22. Реле робочого тиску 1 шляхом відключення і включення електродвигуна вентилятора 6 і електромагнітного клапана 7, встановленого на паливній магістралі, підтримує тиск пари в діапазоні $(0,34-0,54)+0,02$ МПа. Паливна магістраль включає паливний трубопровід, форсунки 5, насос 10, фільтри 8 і перепускний клапан 11. Паливо підводиться через трубку 9 з витратного бака.

При пуску парогенератора для попередньої вентиляції топки щоб уникнути вибуху спочатку включається вентилятор, а потім через 15с відкривається паливний електромагнітний клапан. Включення парогенератора відбувається в зворотній послідовності: спочатку закривається електромагнітний клапан, а через 13-17с вимикається електровентилятор. Автомат харчування включає або вимикає електродвигун живильного насоса 13 при досягненні рівня води в ПГ на 20 мм нижче або вище середнього положення з водомірного скла. Пуск парогенератора здійснюється автоматично після установки в

пускове положення тумблерів і головного вимикача, що розташовуються разом з аварійно-попереджувальною сигналізацією на щиті 22.

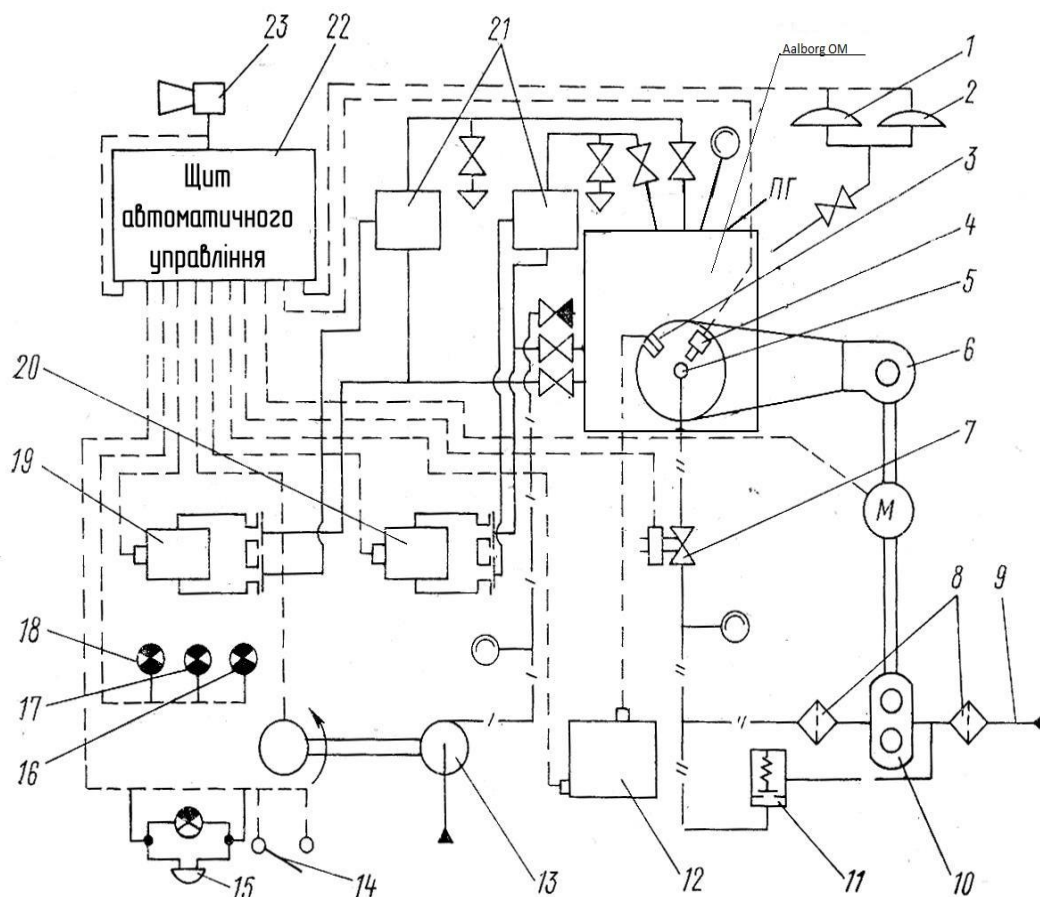


Рисунок 5.3. Схема паливної і живильної системи Kangrim.

 – запірний клапан
 – неповоротний клапан

— / — трубопровід в'язкого палива; — // — трубопровід дизельного палива;
 — / / / — трубопровід повітря на розпил палива; — - - - трубопровід пару на розпил палива;
 — - - - трубопровід пару на підігрів палива; — · — зливний паливний трубопровід.

Для запалювання палива служить трансформатор 12 (ТГ-1020), з'єднаний з електродами 3 висковольтним проводом. Розглянута система забезпечує безвахтеву роботу котла у всьому діапазоні навантажень і автоматичний захист котла при досягненні пари вище допустимого (– +80мм), обриві факела під час роботи, не запалення палива при розтопленні. При аварійних ситуаціях включається звукова і світлова сигналізація, а саме: дзвінок 15 з лампою, червоні лампи 17 і 18. Екстрена зупинка здійснюється вимикачем 14. При нормальній роботі горить зелена лампа 16.

Робота котла може бути переведена повністю на ручне управління. При цьому для електричного розпалу передбачена кнопка на щиті автоматичного управління. Розпалювання може бути здійснена також в ручну від факела, що вноситься в топку через патрубок фотореле.

5.2. Характеристики палива

Мазути — найпоширеніший тип рідкого палива для теплоенергетичного устаткування. Вони застосовуються як паливо для ДВЗ, парових котлів різного призначення, водогрійних котлів, промислових печей.

Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 05

Аркуш

76

Особливості властивостей мазутів визначаються тим, що до них переходять нафтові смоли та асфальтени, які містяться у сирій нафті. З технологічної точки зору мазути є найменш цінною нафтопродуктів, вони характеризуються підвищеною в'язкістю та густиною містять значну кількість високомолекулярних речовин, а також твердих продуктів смолисто-асфальтового типу (асфальтени, карбени, карбоїди). Як сторонні домішки у мазутах присутня волога з розчиненими в ній мінеральними солями. Висока густина і в'язкість призводять до необхідності його розігрівання.

Залежності кінематичної в'язкості палива від температури наведено на рис. 5.4. В якості палива обрано мазут марки М-40. Для забезпечення в'язкості М-40 перед форсунками головного двигуна і котла на рівні 12 ссм необхідно підігріти М-40 до 135 °С (рис. 5.4).

Температуру зріючої пари знаходимо за формулою

$$t_s = t_m + \Delta t = 135 + 30 = 165 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

По температурі t_s знаходимо тиск пари $P = 700 \text{ кПа}$ [25].

В якості палива обрано важке паливо марки М-40. Характеристики палива наведені нижче в табл. 5.1.

Таблиця 5.1. Склад палива М-40

Марка палива	Елементарний склад, %						Q^p_n
	C^2	H^2	(N^2+O^2)	S^2_n	A^p	W^p	
М-40 (Середньосірчастий)	85,1	10,7	0,7	3,5	0,15	2,0	39200

Мазут М-40 має умовну в'язкість не більше 100 °ВУ при температурі 50 °С, що відповідає умовній в'язкості 16 °ВУ при 165 °С. Може бути застосовано як для допоміжного котла так і для головних та допоміжних суднових двигунів.

5.3. Вихідні данні за пароводяним трактом

Повна паропроодуктивність допоміжного котла за насиченою парою:

$$D_{\text{нп}} = 5000 \text{ кг/ч} = 1,39 \text{ кг/с (задано).}$$

У судновій енергетичній установці котлу належить роль виробника пари для головних і допоміжних механізмів, а також для цілого ряду побутових потреб. Процеси пароутворення та перегріву пара — це складні термодинамічні процеси, пов'язані з великими температурами та тисками. Ці процеси зображують у $T-s$ і $h-s$ теплових діаграмах (рис. 5.5, 5.6) відповідно до тиску і температури насичення пари на виході з котла.

Опис процесів:

1—2 — підігрів води в підігрівачі живильної води, вбудованій у ДК;

2' — після переміщення живильної води з кип'ячої;

2—3 — підігрів води в пароводяному просторі за рахунок змішування з водою, що кипить;

Кінематична в'язкість, сСт

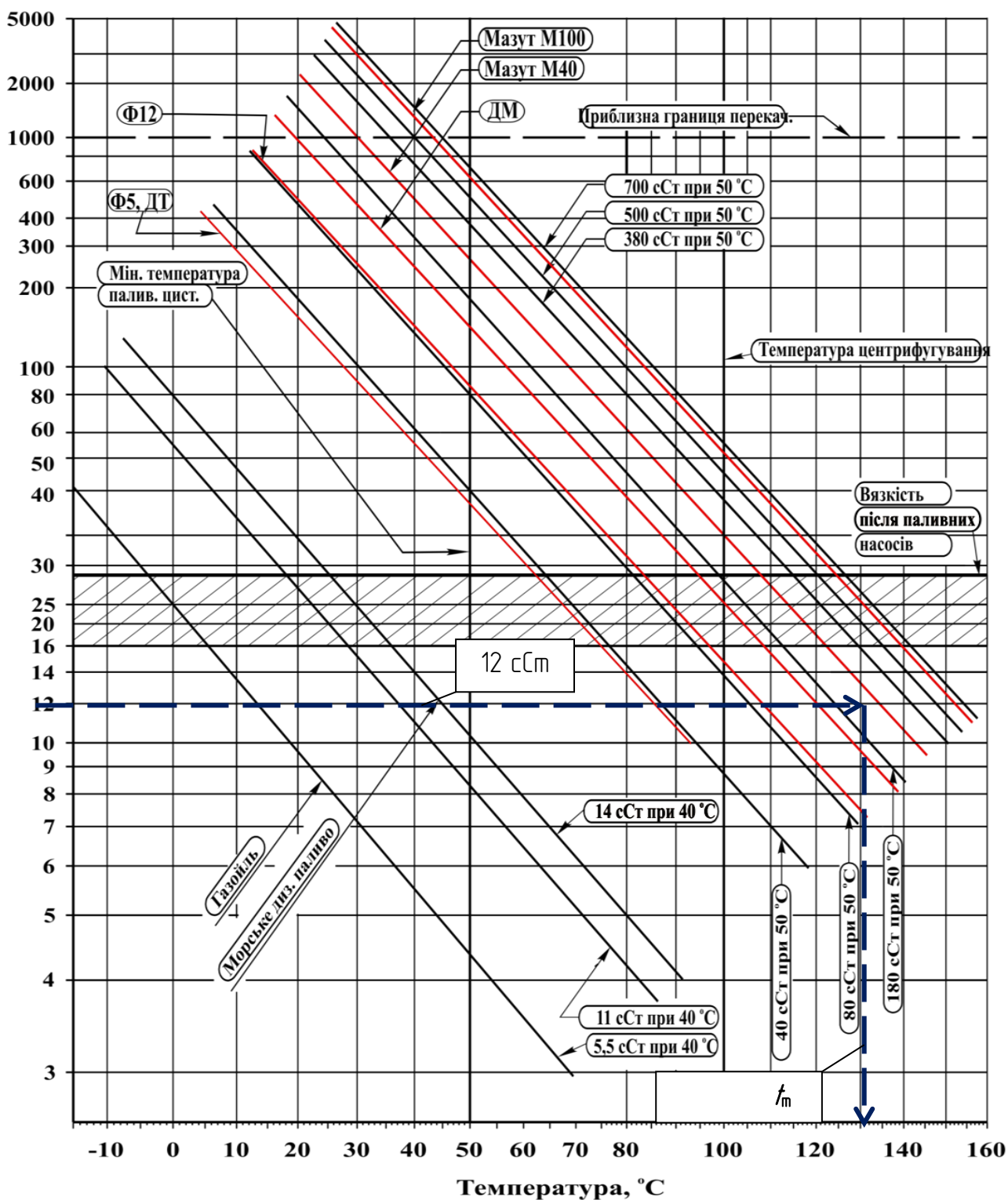


Рисунок 5.4. Визначення температури палива для забезпечення в'язкості перед ГД 12...14 сСт для палива М-40

- м. 3 — вхід води в пароводяний простір;
- 3' — вихід пари з дзеркала випарювання;
- 3'—4 — сепараційний процес відділення крапель води;
- м.4 — вихід вологої пари до споживача.

Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 05

Аркуш

78

За процесами, що побудовані на рис. 5.5 і рис. 5.6, визначено параметри в характерних точках.

Тиск:

— в пароводяному колекторі $P_{\text{нп}} = 0,7$ МПа (задано);

Температура:

— живильної води $t_{\text{нб}} = 60$ °С (задано);

— насичення $t_s = 165$ °С (визначаємо відповідно до тиску насичення з [25]).

Степінь сухості пари при виході з пароводяного колектора $x = 0,99$ (приймаємо).

Ентальпія:

— води, що кипить при $P_{\text{нп}}$ $l = 697,5$ кДж/кг [25];

— сухої пари при $P_{\text{нп}}$ $l' = 2763,0$ кДж/кг [25];

— насиченої пари при виході з пароводяного колектора

$h_{\text{нп}} = l(1 - x) + l' x = 697,5(1 - 0,99) + 2763,0 \cdot 0,99 = 2742,3$ кДж/кг;

— живильної води $h_{\text{нб}} = 251$ кДж/кг [25];

Питомий об'єм:

— живильної води $v_{\text{нб}} = 0,0010121$ м³/кг [25];

— води, що кипить $v' = 0,0011009$ м³/кг [25];

— сухої пари $v'' = 0,30685$ м³/кг [25];

— насиченої пари

$v_{\text{нп}} = v'(1 - x) + v'' x = 0,0011009(1 - 0,99) + 0,30685 \cdot 0,99 = 0,30379$ м³/кг;

5.4 Визначення об'ємів повітря та продуктів згоряння

Розрахунок складу робочої маси:

вузлець C^p

$$C^p = C^r \cdot \frac{100 - A^p - W^p}{100},$$

$$C^p = 85,1 \cdot \frac{100 - 0,15 - 2,0}{100} = 83,27 \%;$$

водень H^p

$$H^p = H^r \cdot \frac{100 - A^p - W^p}{100},$$

$$H^p = 10,7 \cdot \frac{100 - 0,15 - 2,0}{100} = 10,47 \%;$$

азот + кисень $N^p + O^p$

$$(N^p + O^p) = (N^r + O^r) \cdot \frac{100 - A^p - W^p}{100},$$

$$(N^p + O^p) = 0,7 \cdot \frac{100 - 0,15 - 2,0}{100} = 0,685 \%;$$

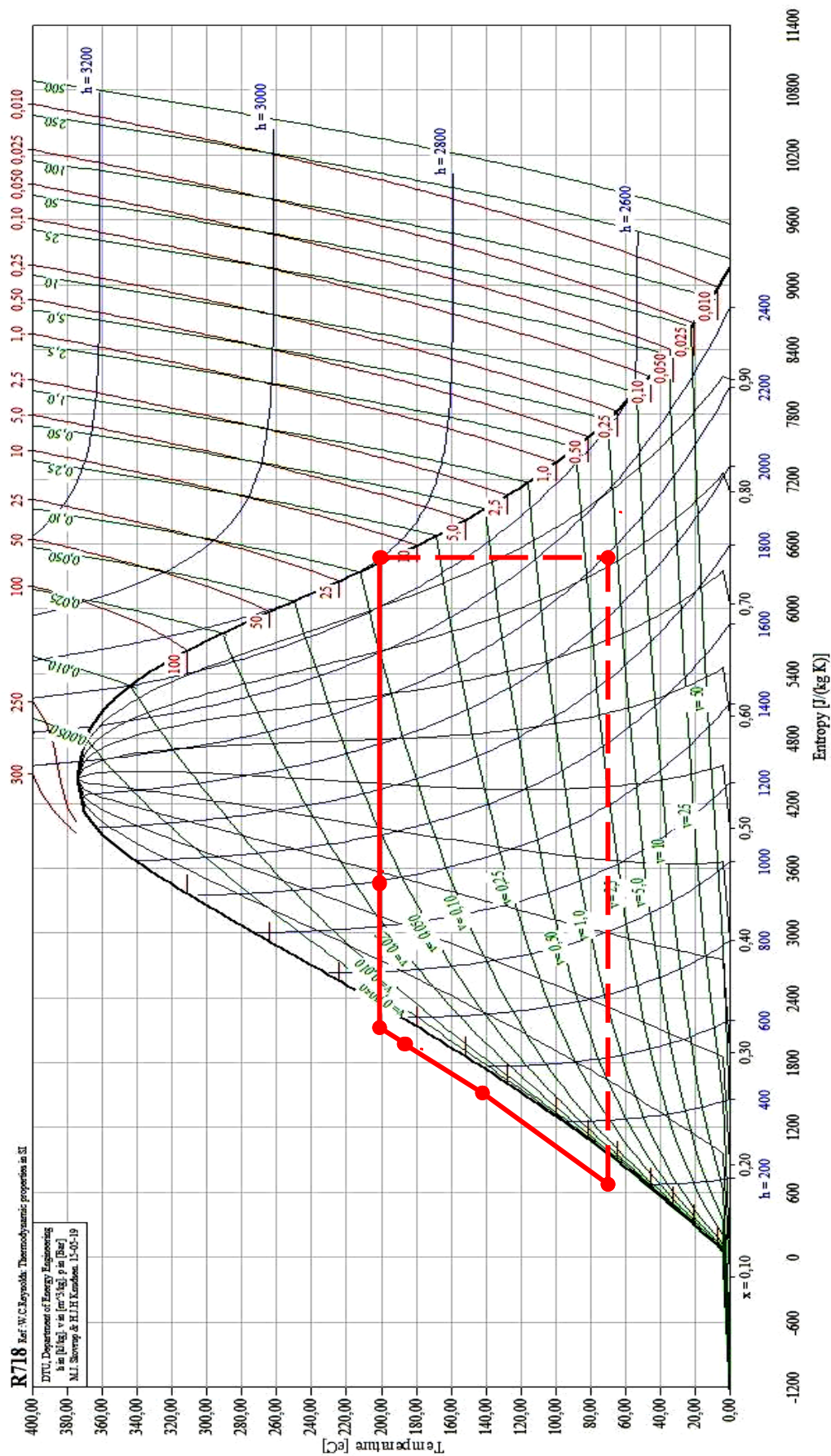


Рисунок 5.5. Процес пароутворення на T-S діаграмі

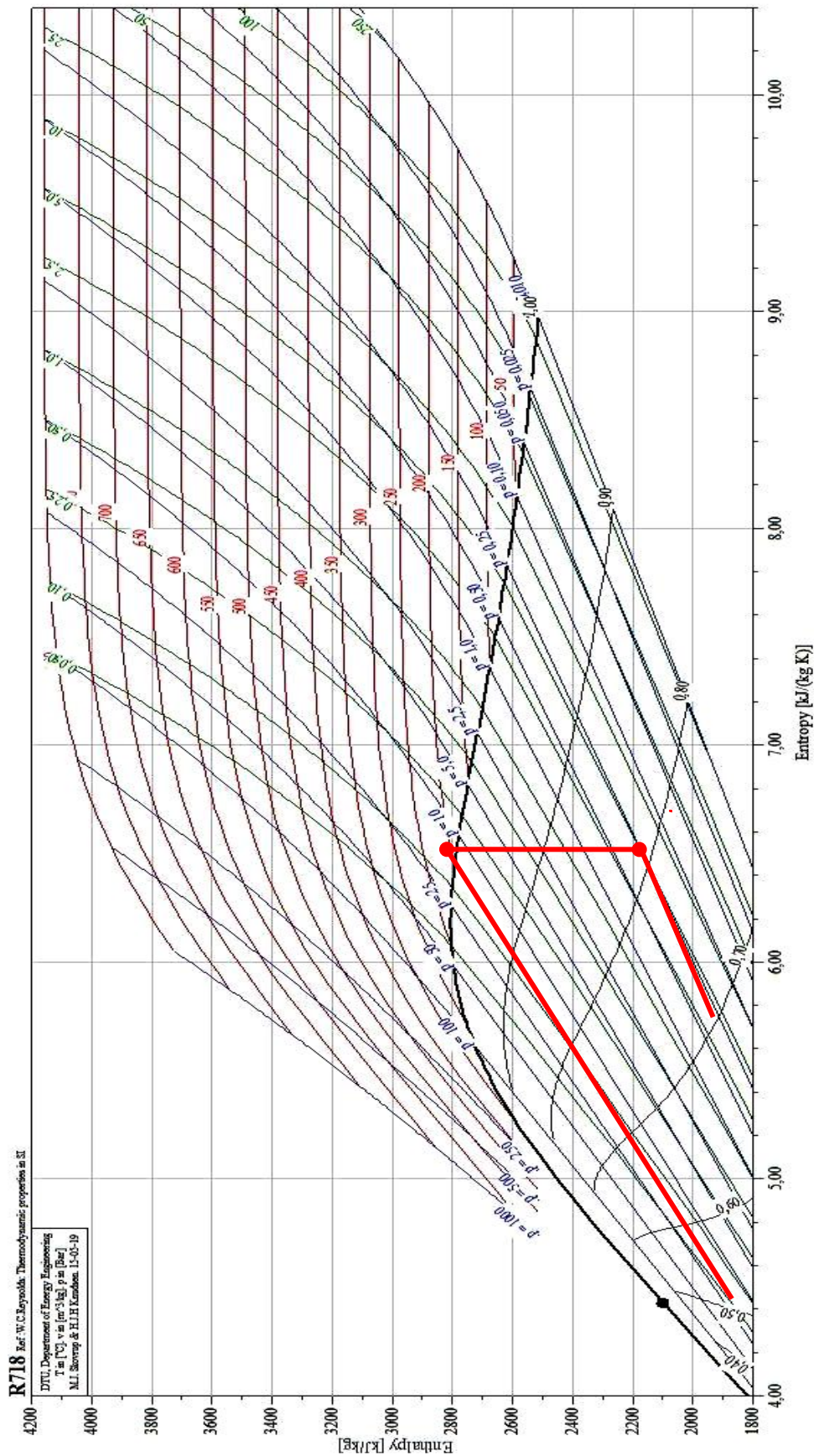


Рисунок 5.6. Процес пароутворення на h - s діаграмі

Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 05

Аркуш

81

летуча сірка $S^p_{\text{л}}$

$$S^p_{\text{л}} = S^z_{\text{л}} \cdot \frac{100 - A^p - W^p}{100},$$
$$S^p_{\text{л}} = 3,54 \cdot \frac{100 - 0,15 - 2}{100} = 3,42 \text{ \%}.$$

Коефіцієнт збитку повітря приймаємо $\alpha = 1,2$.

Витрата пари, що розпилюється приймаємо $G_{\text{ф}} = 0,04 \text{ кг/кг}$.

Вологоміст повітря приймаємо $d = 0,01 \text{ кг/кг}$.

Об'єм теоретично необхідної кількості повітря:

$$V^0 = 0,0889(C^p + 0,975S^p_{\text{л}}) + 0,267H^p - 0,0333O^p,$$
$$V^0 = 0,0889(83,27 + 0,975 \cdot 3,42) + 0,267 \cdot 10,47 - 0,0333 \cdot 0,7 = 10,471 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Приведений вуглець палива:

$$K^p = C^p + 0,375S^p_{\text{л}},$$
$$K^p = 83,27 + 0,375 \cdot 3,42 = 84,55$$

Сумарний об'єм вуглекислого і сірчистого газів:

$$V_{\text{R02}} = 0,0187K^p,$$
$$V_{\text{R02}} = 0,0187 \cdot 84,55 = 1,581 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Об'єм водяної пари:

$$V_{\text{H2O}} = 0,0111H^p + 0,0124W^p + 1,24G_{\text{ф}} + 1,6d\alpha V^0,$$
$$V_{\text{H2O}} = 0,111 \cdot 10,47 + 0,0124 \cdot 2,0 + 1,24 \cdot 0,04 + 1,6 \cdot 0,01 \cdot 1,2 \cdot 10,471 = 1,438 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Об'єм водяної пари при $\alpha = 1$:

$$V^0_{\text{H2O}} = 0,111H^p + 0,0124W^p + 1,24G_{\text{ф}} + 1,6dV^0,$$
$$V_{\text{H2O}} = 0,111 \cdot 10,47 + 0,0124 \cdot 2,0 + 1,24 \cdot 0,04 + 1,6 \cdot 0,01 \cdot 10,48 = 1,404 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Об'єм азоту при $\alpha = 1$:

$$V^0_{\text{N2}} = 0,79V^0,$$
$$V_{\text{N2}} = 0,79 \cdot 10,471 = 8,272 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Об'єм газів (продуктів згоряння) при $\alpha = 1$:

$$V^0_{\text{г}} = V_{\text{R02}} + V^0_{\text{N2}} + V^0_{\text{H2O}},$$
$$V^0_{\text{г}} = 1,581 + 8,272 + 1,404 = 11,257 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Дійсний об'єм газів:

$$V_{\text{г}} = V_{\text{R02}} + V^0_{\text{N2}} + V^0_{\text{H2O}} + (1 + 1,6d)(\alpha - 1)V^0,$$
$$V_{\text{г}} = 1,581 + 8,272 + 1,404 + (1 + 1,6 \cdot 0,01)(1,2 - 1) \cdot 10,471 = 13,384 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Об'ємні доли продуктів згоряння:

суми вуглекислого і сірчистого газів

$$\Gamma_{\text{R02}} = V_{\text{R02}}/V_{\text{г}},$$
$$\Gamma_{\text{R02}} = 1,581/13,384 = 0,118$$

водяної пари

$$\Gamma_{\text{H2O}} = V_{\text{H2O}}/V_{\text{г}},$$

					ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 05	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		82

$$\Gamma_{H_2O} = 1,438/13,384 = 0,107$$

суми триатомних газів

$$\Gamma_{\Pi} = \Gamma_{RO_2} + \Gamma_{H_2O},$$

$$\Gamma_{\Pi} = 0,118 + 0,107 = 0,225$$

5.5. Розрахунок ентальпії продуктів згорання. Побудова діаграми $t - \theta$

Для побудови $t-\theta$ — діаграми продуктів згорання необхідно розрахувати:

ентальпія продуктів повного згорання 1 кг палива при $\alpha = 1$ у $t^{\circ}\text{C}$

$$I_{\Gamma}^0 = (V_{RO_2} c_{RO_2} + V_{N_2}^0 c_{N_2} + V_{H_2O}^0 c_{H_2O}) t,$$

ентальпія теоретично необхідної кількості повітря при тієї ж температурі

$$I_B^0 = V^0 c_B t,$$

ентальпія продуктів згорання

$$I_{\Gamma} = I_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1) I_B^0,$$

Розрахунки проводимо для діапазона температур 0...2200 $^{\circ}\text{C}$ і коефіцієнтів збитку повітря $\alpha = 1,1; 1,2; 1,3$, а результати розрахунків заносимо табл. 5.2.

Таблиця 5.2. Побудова $t-\theta$ — діаграми

Побудова $t-\theta$ — діаграми												α		
$t, ^{\circ}\text{C}$	RO_2		N_2		H_2O		$\rho_{\Gamma}, \text{кДж/кг}$	I_B			$\rho_B, \text{кДж/кг}$	1,1	1,2	1,3
	$\zeta, \text{кДж/(м}^3\text{К)}$	$(\zeta/\rho)_{\Gamma}, \text{кДж/(кгК)}$	$\zeta, \text{кДж/(м}^3\text{К)}$	$(\zeta/\rho)_{\Gamma}, \text{кДж/(кгК)}$	$\zeta, \text{кДж/(м}^3\text{К)}$	$(\zeta/\rho)_{\Gamma}, \text{кДж/(кгК)}$		$\zeta_{\text{в}}, \text{кДж/(м}^3\text{К)}$	$\zeta, \text{кДж/(м}^3\text{К)}$	$(\zeta/\rho)_{\text{в}}, \text{кДж/(кгК)}$		$t, \text{кДж/кг}$	$t, \text{кДж/кг}$	$t, \text{кДж/кг}$
0	1,60	2,53	1,30	10,75	1,50	2,11	0	1,30	1,32	13,83	0	0	0	0
200	1,79	2,83	1,30	10,75	1,52	2,13	314,2	1,31	1,33	13,93	2786	3421	3699	3978
400	1,93	3,05	1,32	10,92	1,57	2,20	6468	1,33	1,36	14,25	5700	7038	7608	8178
600	2,04	3,23	1,34	11,08	1,62	2,27	9948	1,36	1,39	14,56	8736	10822	11695	12569
1000	2,20	3,48	1,40	11,58	1,72	2,41	17470	1,41	1,44	15,09	15090	18979	20488	21997
1400	2,31	3,65	1,44	11,91	1,83	2,57	25382	1,45	1,48	15,50	21700	27552	29722	31892
1800	2,39	3,78	1,47	12,16	1,92	2,70	33552	1,49	1,52	15,92	28656	36418	39283	42149
2200	2,45	3,87	1,50	12,41	2,00	2,81	41998	1,51	1,55	16,24	35728	45571	49143	52716

На основі табл. 5.2 будуюмо $t-\theta$ — діаграму при різних коефіцієнтах надлишку повітря α рис. 5.11.

5.6 Попередній тепловий баланс і визначення витрати палива

Приймаємо: температуру холодного повітря — $t_{x.b} = 30^{\circ}\text{C}$; температура гарячого повітря (на всмоктування вентилятора — повітропідігрівач відсутній) — $t_{z.b} = 40^{\circ}\text{C}$; температура підігріву палива — $t_{m.l} = 135^{\circ}\text{C}$.

Обираємо теплоємності при $t_{x.b}$ [26]:

сухого повітря $c_{c.b} = 1,3 \text{ кДж/(м}^3\text{К)}$;

водяної пари $c_{H_2O} = 1,5 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$.

Ентальпія холодного повітря i_{XB} :

$$i_{XB} = \alpha V^0 (c_{CB} + 1,6dc_{H_2O}) t_{XB},$$

$$i_{XB} = 1,1 \cdot 10,46 \cdot (1,3 + 1,6 \cdot 0,01 \cdot 1,5) \cdot 30 = 457 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Ентальпію відхідних газів одираємо по $i-\theta$ — діаграмі (рис. 5.1):

$$i_{YX} = 3900 \text{ кДж}/\text{кг}$$

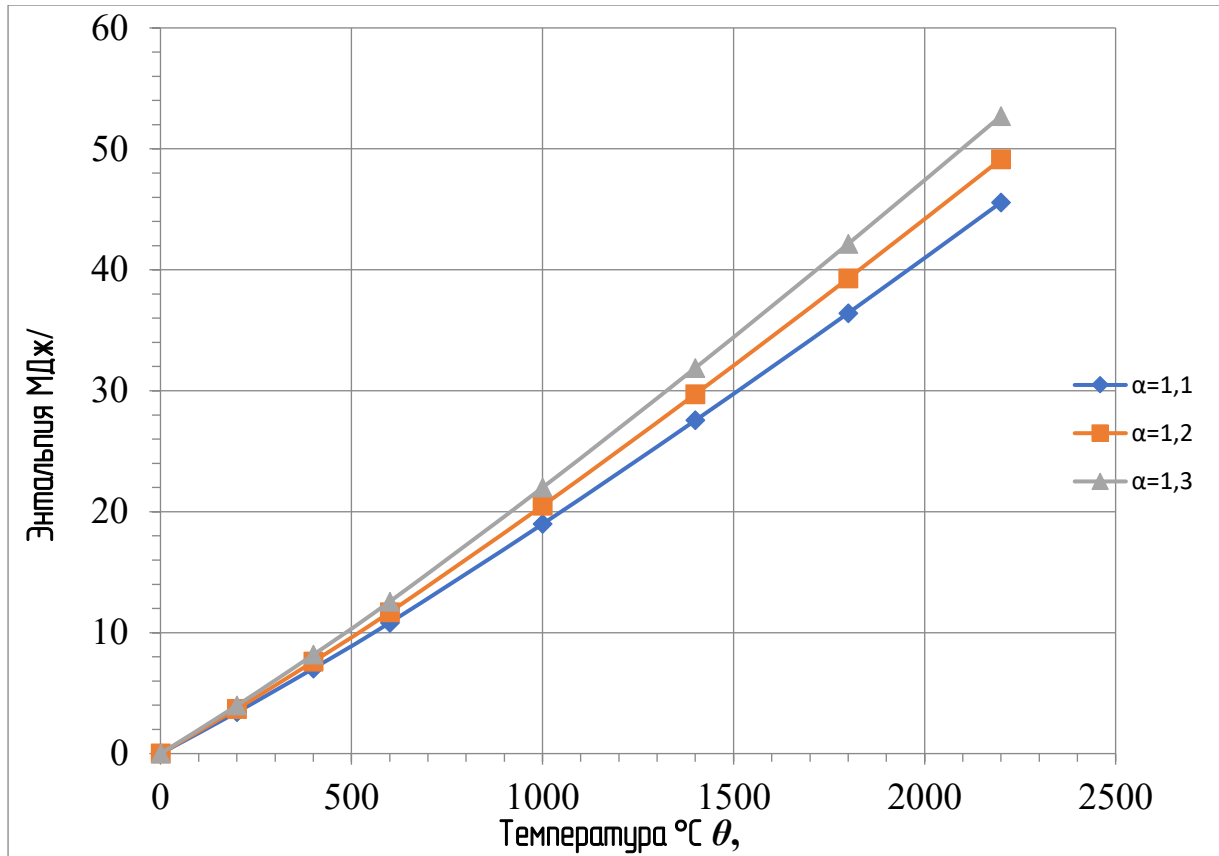


Рисунок 5.7. Діаграма $i-\theta$ для палива М-40 при різних значеннях коефіцієнта збитку повітря α
Фізична теплота палива:

$$i_{TL} = (1,74 + 0,0025t_{TL}),$$

$$i_{TL} = (1,74 + 0,0025 \cdot 135) = 280 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Ентальпія пари, що розпилюється [26]:

$$i_{\phi} = 2742,3 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Теплота, що вноситься паром:

$$Q_{\phi} = G_{\phi} (i_{\phi} + 2500),$$

$$Q_{\phi} = 0,04 \cdot (2742,3 + 2500) = 209,7 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Располагаема теплота:

$$Q_p^p = Q_H^p + i_{TL} + Q_{\phi},$$

$$Q_p^p = 39200 + 280 + 209,7 = 39689,7 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Теплові втрати з відхідними газами:

$$Q_2 = i_{YX} - i_{XB},$$

$$Q_2 = 3700 - 499 = 3201 \text{ кДж/кг.}$$

Відносна теплова втрата з відхідними газами:

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_p^p},$$

$$q_2 = \frac{3201}{39689,7} = 0,081.$$

Відносна теплова втрата від хімічної теплоти згоряння приймаємо:

$$q_3 = 0,005.$$

Відносна теплова втрата від зовнішнього охолодження приймаємо:

$$q_5 = 0,0085.$$

ККД котла:

$$\eta = 100 - (q_2 + q_3 + q_5),$$

$$\eta = 1 - (0,081 + 0,005 + 0,0085) = 0,906.$$

Коефіцієнт збереження теплоти:

$$\phi = 1 - \frac{q_5}{1 - q_2 + q_3},$$

$$\phi = 1 - \frac{0,0085}{1 - 0,081 + 0,005} = 0,991.$$

Розрахункова витрата палива:

$$B = \frac{D(i_{\text{нп}} - i_{\text{пв}})}{\eta Q_p^p},$$

$$B = \frac{1,39 \cdot (2742,3 - 251)}{0,906 \cdot 39689,7} = 0,122 \text{ кг/с.}$$

Схема теплових потоків відповідно до розрахованого попереднього теплового балансу наведена на рис. 5.8.

5.7. Перевірочний розрахунок топки

Повна променесприймальна поверхня топки (за конструктивними характеристиками котла):

$$H_{\text{пр}} = 8,82 \text{ м}^2.$$

Об'єм топкивої камери (за конструктивними характеристиками котла):

$$V_{\text{т}} = 4,52 \text{ м}^3.$$

Повна поверхня стін топки (за конструктивними характеристиками котла):

$$F_{\text{ст}} = 14,70 \text{ м}^2.$$

Теплова напруга об'єму топки:

Розрахункова:

$$q_v = \frac{B Q_p^p}{V_{\text{т}}},$$

$$q_v = \frac{0,122 \cdot 39689,7}{4,52} = 1071 \text{ кВт/м}^2.$$

Ефективна товщина випромінюючого шару топки:

					ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 05	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		85

$$s = 3,6 \frac{V_T}{F_{CT}},$$

$$s = 3,6 \cdot \frac{4,52}{14,70} = 1,11 \text{ м.}$$

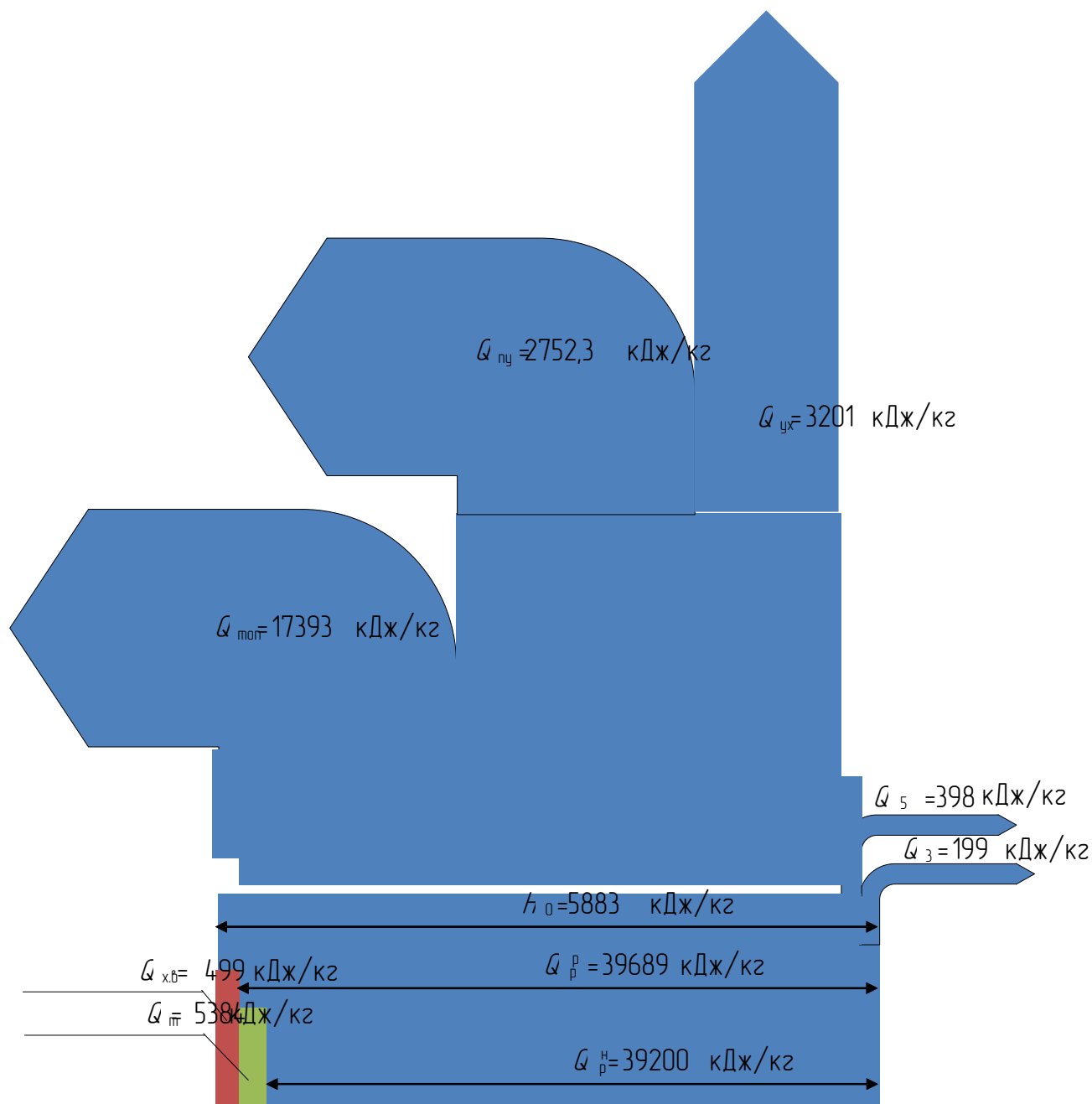


Рисунок 5.8. Графічне зображення попереднього теплового балансу котла

Степінь екранування топки:

$$\psi = \frac{H_{\text{л}}}{F_{\text{СТ}}}$$

$$\psi = \frac{8,82}{14,70} = 0,6$$

Умовний коефіцієнт забруднення та закриття екранів:

приймаємо для високов'язких

рідких палив — $\xi = 0,55$.

Коефіцієнт теплової ефективності променесприймальної поверхні:

$$\chi \approx \psi \cdot \xi$$

$$\chi = 0,6 \cdot 0,55 = 0,33.$$

Кількість теплоти, що вноситься в топку з повітрям:

$$Q_n = \alpha \cdot l_{\text{yx}} = 1,2 \cdot 3700 = 4440 \text{ кДж/кг}$$

Корисне тепловиділення в топці:

$$Q_m = \left(Q_p \frac{100 - q_3}{100} + Q_n \right) B_m$$

$$Q_m = \left(39689,7 \frac{100 - 0,005}{100} + 4440 \right) 0,122 = 5384 \text{ кВт}$$

Теплоємність при t_2 (визначаємо по [26]):

сухого повітря $c_{\text{св}} = 1,303 \text{ кДж/(м}^3\text{·К)}$,

водяної пари $c_{\text{H}_2\text{O}} = 1,505 \text{ кДж/(м}^3\text{·К)}$

Ентальпія:

повітря при t_2

$$I_{\text{ГВ}} = \alpha V^0 (c_{\text{св}} + 1,6d_{\text{H}_2\text{O}}) t_{\text{ГВ}},$$

$$I_{\text{ГВ}} = 1,2 \times 10,471 \times (1,303 + 1,6 \times 0,01 \times 1,505) \times 40 = 667 \text{ кДж/кг}.$$

газів (продуктів згоряння) при адіабатній температурі

$$I_a = Q_p (1 + q_3) + I_{\text{ГВ}},$$

$$I_a = 39689,74(1 + 0,005) + 667 = 40555 \text{ кДж/кг}$$

Адiabатну температуру газів визначаємо по $I_2 - \theta$ — діаграмі (рис. 5.1):

$t_a = 1970 \text{ оС (2243 К)}$.

Температура газів на виході з топки:

приймаємо $t' = 1400 \text{ оС (1673 К)}$.

Ентальпія газів на виході з топки:

визначаємо з $I_2 - \theta$ — діаграми $I'm = 29722 \text{ кДж/кг}$.

Середня сумарна теплоємність газів:

$$\sum (V_c)_i = \frac{I_a - I_T}{t_a - t_T},$$

$$\sum (V_c)_i = \frac{40555 - 29722}{1970 - 1400} = 19,01 \text{ кДж/(кг·К)}$$

Коефіцієнт послаблення променів:

сажистими частками

					ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 05	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		87

$$k_c = 0,3 \times (2 - \alpha) \times \left(1,6 \times \frac{T_T}{1000} - 0,5\right) \times \frac{C^P}{H^P},$$

$$k_c = 0,3 \cdot (2 - 1,2) \cdot \left(1,6 \cdot \frac{1673}{1000} - 0,5\right) \cdot \frac{85,1}{10,7} = 4,15 \quad 1/(\text{м} \cdot \text{МПа}).$$

трихатомними газами

$$k = \left(\frac{2,47 + 5,06 r_{H_2O}}{\sqrt{Pr_{\Pi S}}} - 1\right) \cdot \left(1 - 1,37 \cdot \frac{T_T}{1000}\right) \cdot r_{\Pi},$$

де р — тиск в топці (для котла с вентиляторним дуттям приймаємо р = 0,1 МПа).

$$k = \left(\frac{2,47 + 5,06 \cdot 0,107}{\sqrt{0,1 \cdot 0,225 \cdot 1,11}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1673}{1000}\right) \cdot 0,225 = 1,55 \quad 1/(\text{м} \cdot \text{МПа}).$$

Ступінь чорноти:

триатомні гази

$$a_{\Gamma} = 1 - e^{-k_{\Gamma} p S},$$

$$a_{\Gamma} = 1 - e^{-155 \cdot 0,1 \cdot 1,11} = 0,158$$

полум'ям, що світиться

$$a_{CB} = 1 - e^{-(k + k_{\Gamma}) p S},$$

$$a_{CB} = 1 - e^{-(155 + 4,15) \cdot 0,1 \cdot 1,11} = 0,469$$

Коефіцієнт усереднення приймаймо в залежності від qV по лінійній інтерполяції:

$$m = 0,404$$

Ефективність степені чорноти факела:

$$a_{\Phi} = m a_{CB} + (1 - m) a_{\Gamma},$$

$$a_{\Phi} = 0,404 \cdot 0,469 + (1 - 0,404) \cdot 0,158 = 0,284$$

Коефіцієнт забруднення екранних трубок:

приймаємо $\zeta = 0,4$.

Степінь чорноти топки:

$$a_T = \frac{a_{\Phi}}{a_{\Phi} + (1 - a_{\Phi}) \psi \zeta},$$

$$a_T = \frac{0,284}{0,284 + (1 - 0,284) \cdot 0,6 \cdot 0,4} = 0,623$$

Критерій Больцмана:

$$Bo = \frac{\varphi_B \sum (V_c)_i}{5,67 \cdot 10^{-11} \zeta H_a T_a^3},$$

$$Bo = \frac{0,991 \times 0,122 \times 19,01_i}{5,67 \times 10^{-11} \times 0,4 \times 8,82 \times 2243^3} = 1,018$$

Температура газів на виході з топки:

безрозмірна

$$\vartheta = \frac{Bo^{0,6}}{0,69 a_T^{0,6} + 1,03 Bo^{0,6}},$$

					ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 05	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		88

$$g = \frac{1,018^{0,6}}{0,69 \cdot 0,623^{0,6} + 1,03 \cdot 1,018^{0,6}} = 0,65$$

розрахункова

$$t_T = gT_a - 273,$$

$$t_T = 0,65 \cdot 2243 - 273 = 1184,95 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Ентальпія газів на виході з топки визначається з Із—θ — діаграми (рис. 5.1):

І_т = 23000 кДж/кг.

Теплове навантаження променесприймальної поверхні нагріву топки:

$$Q_{\text{л}} = \varphi(I_a - I_T)B,$$

$$Q_{\text{л}} = 0,991 \times (40555 - 23000) \times 0,122 = 2122 \text{ кВт}.$$

Відносне теплове навантаження променесприймальної поверхні нагріву топки:

$$Q_{\text{л}} = \frac{2122}{5384} 100 = 39,413 \text{ } \%$$

5.8. Визначення нев'язки теплового балансу

Теплове навантаження парового притопкового пучка:

$$Q_{\text{п}} = D(i_{\text{нп}} - i_{\text{пв}}) - Q_{\text{л}},$$

$$Q_{\text{п}} = 1,39 \times (2742,3 - 251) - 2122 = 2238 \text{ кВт}.$$

Ентальпія газів на виході з притопкового пучка:

$$I_1 = I_T - \frac{Q_{\text{п}}}{\varphi B},$$

$$I_1 = 26500 - \frac{2238}{0,991 \times 0,122} = 4489 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}.$$

Температуру газів визначаємо по Із—θ — діаграмі (рис. 5.1):

$$g_1 = 210 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Уточнення теплових втрат з відхідними газами

$$Q_2^* = I_{\text{yx}}^* - I_{\text{xв}} = I_3^* - I_{\text{xв}} = 3700 - 499 = 3201 \text{ кДж/кг}.$$

$$q_2^* = Q_2^* / Q_{\text{пр}} = 3201 / 39689,7 = 0,081.$$

Уточнення ККД котла

$$\eta^* = 1 - q_2^* - q_3 - q_5 = 1 - 0,081 - 0,005 - 0,0085 = 0,9055.$$

Уточнення витрати палива

$$B^* = \frac{D \cdot (i_{\text{нп}} - i_{\text{пв}})}{\eta^* \cdot Q_{\text{р}}},$$

$$B^* = \frac{1,39 \cdot (2742,3 - 251)}{0,9055 \cdot 39689,7} = 0,12131668 \text{ кг/с}.$$

Умова нев'язки теплового балансу

$$\Delta Q = 0,005 \times Q_{\text{р}}^p = 0,005 \times 39689,7 = 198,45 \text{ кДж/кг}.$$

Нев'язка теплового балансу

$$\Delta Q = Q_{\text{р}}^p \times \eta^* - \frac{Q_{\text{л}} + Q_{\text{п}}}{B^*},$$

					ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 05	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		89

$$DQ = 39689,7 \times 0,9055 - \frac{2122+2238}{0,12131668} = 0 \text{ кДж/кг} \leq 199,45 \text{ кДж/кг} - \text{умову виконано.}$$

5.9. Розрахунок та вибір арматури котла

На котлі встановлюється запобіжний клапан (на ПВК). Його прохідний перетин повинен пропустити годинну паропродуктивність.

Сумарна площа f , мм², вільного проходу запобіжних клапанів повинна бути не менш визначеної по формулах:

для насиченої пари :

$$f = k \cdot \frac{G}{10,2 \cdot P_w + 1}, \text{ мм}^2,$$

де $G = 5000$ кг/год – розрахункова паропродуктивність;

$P_w = 0,7$ МПа – робочий тиск;

$k = 3,5$ – коефіцієнт гідравлічного опору

$$f = 3,5 \times \frac{5000}{10,2 \times 0,7 + 1} = 2708,85$$

$$f = \frac{p \cdot d^2}{4} = 0,785 \cdot d^2,$$

де $d = \sqrt{\frac{f}{0,785}}$ – мінімальний діаметр клапану

$$d = \sqrt{\frac{2708,85}{0,785}} = 3450,76$$

Приймаємо діаметр запобіжного клапану $D_y = 42$ мм.

Так як мінімальний діаметр клапана повинен бути в межах 32...100 мм, то коефіцієнт гідравлічного опору залишається.

На котлі встановлюється два запобіжні клапани. На ПВК встановлюється головний стопорний клапан. На вхідному колекторі економайзера встановлюється живильний клапан. Прохідний перетин цих клапанів – із рівняння безперервності середовища

$$f = \frac{V}{W_{\text{дон}}} = \frac{D \cdot v}{W_{\text{дон}}}, \text{ м}^2,$$

де: $W_{\text{дон}}$ – допустима швидкість середовища в клапані (для води – 2...5 м/с, для пари – 20...50 м/с); D – витрата середовища, кг/с; v – питомий об'єм середовища, м³/кг

Для головного стопорного клапану:

$$f = \frac{0,4064 \cdot 0,19430}{20} = 0,004 \text{ м}^2,$$

$$d = 1000 \sqrt{\frac{0,004}{0,785}} = 71,38 \text{ мм},$$

Приймаємо діаметр стопорного клапану $D_y = 80$ мм.

Для живильного клапана витрата середовища:

$$D = D_k + D_{\text{продувки}} = 1,005 \cdot D = 0,4084 \text{ кг/с}$$

$$V_{\text{жв}} = 0,0010121 \text{ м}^3/\text{кг}$$

					ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 05	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		90

$$f = \frac{0,4084 \cdot 0,0010121}{2,5} = 0,00017 \text{ м}^2$$

$$d = 1000 \cdot \sqrt{\frac{0,00017}{0,785}} = 14,8 \text{ мм.}$$

Приймаємо діаметр живильного клапану $D_{\text{ж}} = 15 \text{ мм.}$

На кожному котлі повинно бути встановлено не менш двох водопоказникових приладів. Вибір типу приладу роблять у залежності від робочого тиску.

Водопоказникові прилади водотруidних котлів із опускними трубами, які обізріваються, повинні розташовуватися таким чином, щоб нижній проріз скла знаходився на 22 мм вище крайок найібільш високо розташованих труб. У котлах із опускними трубами, котрі не обізріваються, положення колонок визначається рівнем води, прийнятим з умови забезпечення надійності циркуляції.

Діаметр клапана верхньої продувки приймається рівним 20...40 мм у залежності від паропроодуктивності котлу. Цей клапан виконується голчастим, щоб мати можливість регулювати кількість води, яка продувається.

Діаметр клапана нижньої продувки приймається рівним діаметру клапана верхньої продувки; діаметр клапана для випуску повітря з котлу – 6...10 мм.

У клапана для приєднання манометра повинен бути діаметр не менше 8 мм, звичайно він дорівнює 10 мм. Діаметр клапана для відбору проб приймається 8...10 мм [28].

Виконані розрахунки дають можливість оцінити вплив надлишку повітря і процесу горіння, на склад, кількість і енергію димових газів.

Для окислення компонентів 1 кг палива розрахункова теоретична кількість сухого повітря V^0 (при $\alpha=1$), до складу якого входить за об'ємом: O_2 – 21 %, N_2 – 78 %, домішки – 1 %. До складу теоретичної кількості вологого повітря входить водяна пара у кількості

$$V_{H_2O}^0 = 1,61 \cdot d \cdot V^0$$

Дійсна кількість сухого повітря відрізняються на величину надлишку повітря. відповідно в ньому збільшується вміст кисню, азоту та водяної пари.

На підставі розрахунків складу газів на рис. 5.7 представлений теоретичний склад повітря, а на рис. 5.8 – дійсний склад повітря при спалюванні 1 кг палива.

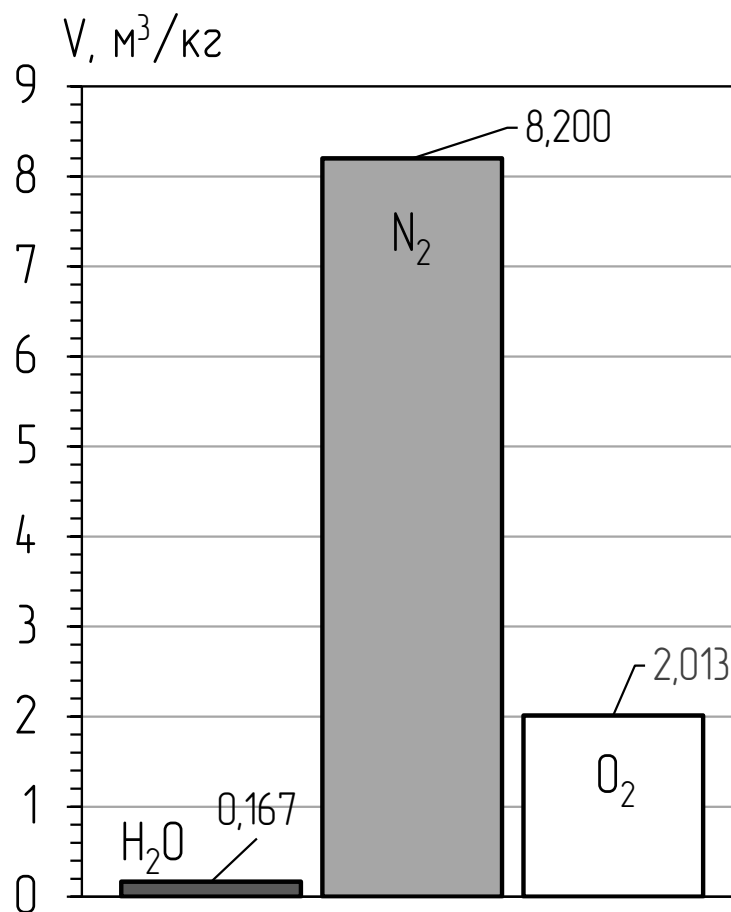


Рисунок 5.9 Теоретичний склад повітря при спалюванні 1 кг палива

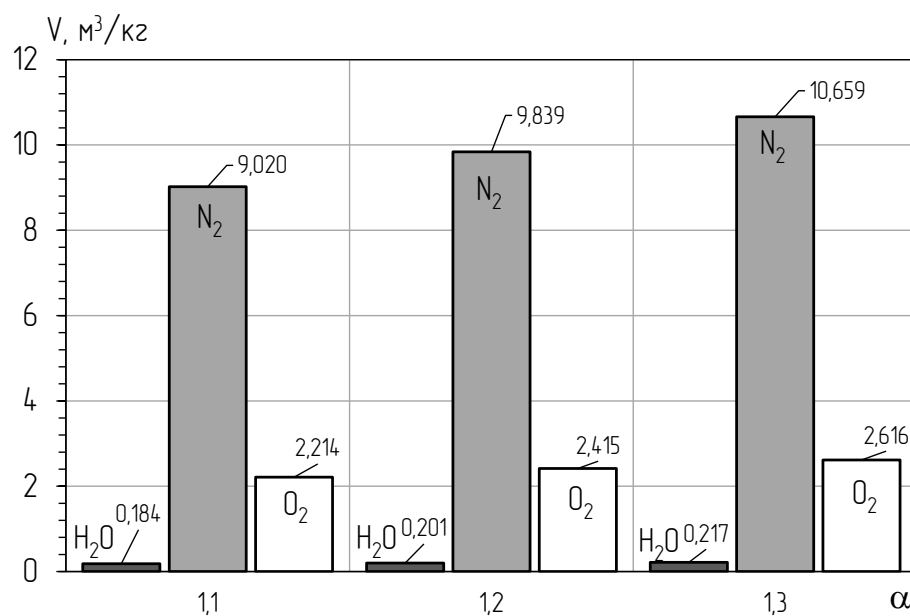


Рисунок 5.8. Дійсний склад повітря при спалюванні 1 кг палива

Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 05

Аркуш

92

Дійсний процес горіння здійснюється при надлишку повітря $\alpha = 1$ (для організації якісного сумішоутворення), тому в димові гази переходить весь надлишок повітря і через це в димових газах з'являється кисень і збільшується кількість азоту і водяної пари.

На рис. 5.9 наведено теоретичний склад димових газів, а на рис. 5.10 — дійсний.

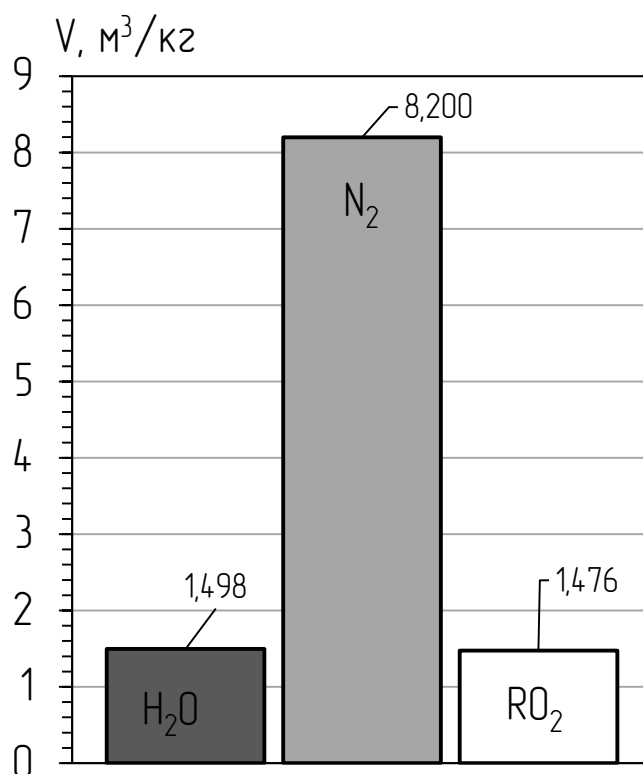


Рисунок 5.9. Теоретичний склад димових газів при спалюванні 1 кг палива

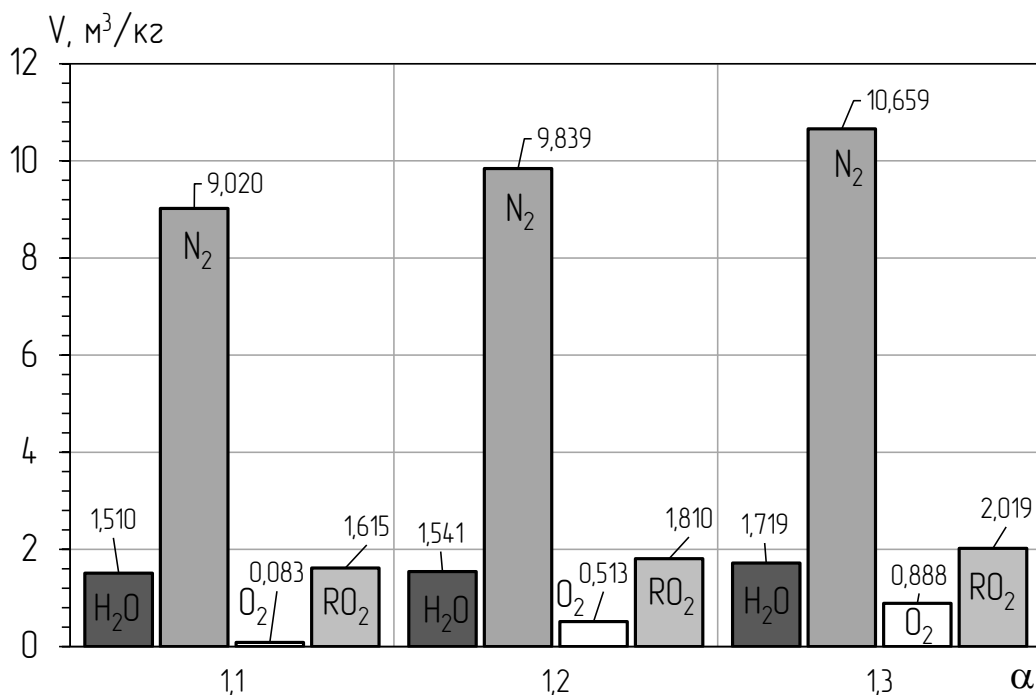


Рисунок 5.10. Дійсний склад димових газів при спалюванні 1 кг палива

Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 05

Аркуш

93

Зі збільшенням коефіцієнта надлишку повітря α склад трьохатомних газів ($V_{R2O} = V_{CO2} + V_{SO2}$) не змінюється, оскільки CO_2 і SO_2 окислені при $\alpha = 1,0$, зміст інших компонентів змінюється. На рисунку 5.11 та 5.12 показані залежності обсягів компонентів при збільшенні α .

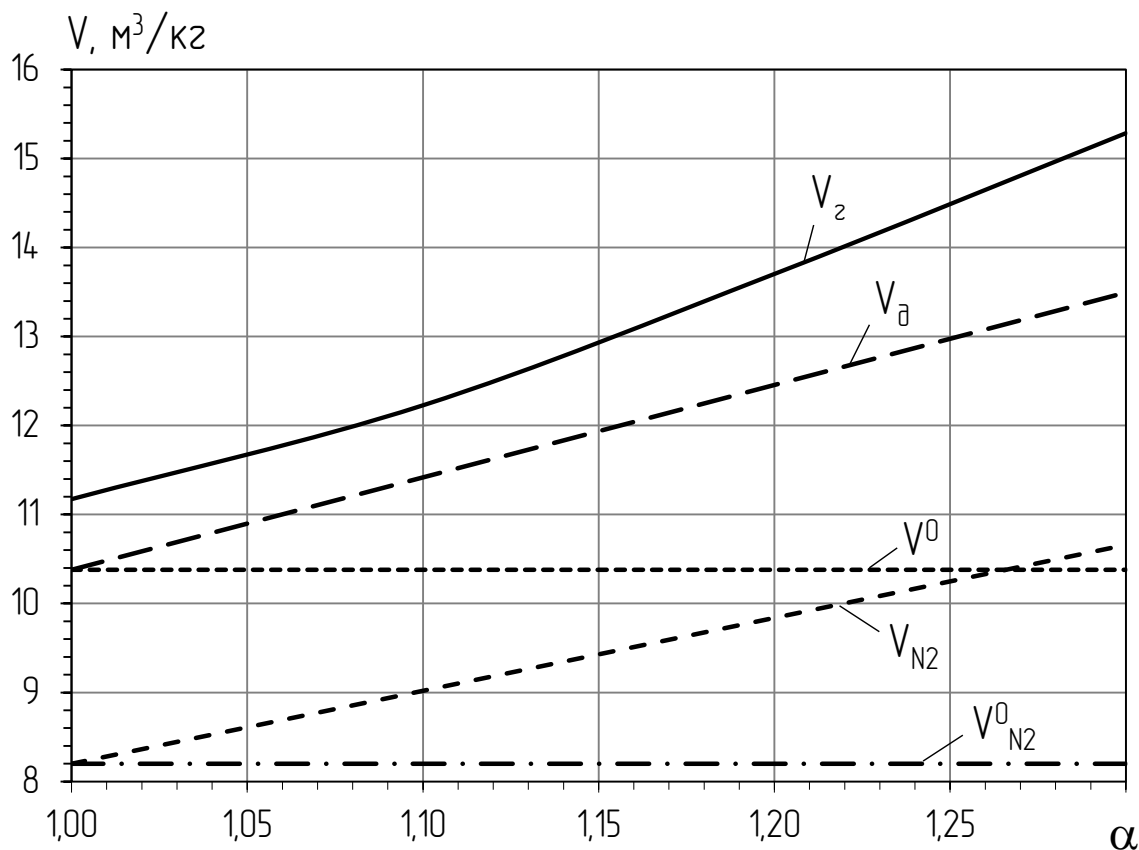


Рисунок 5.11. Залежності обсягів компонентів при збільшенні α .

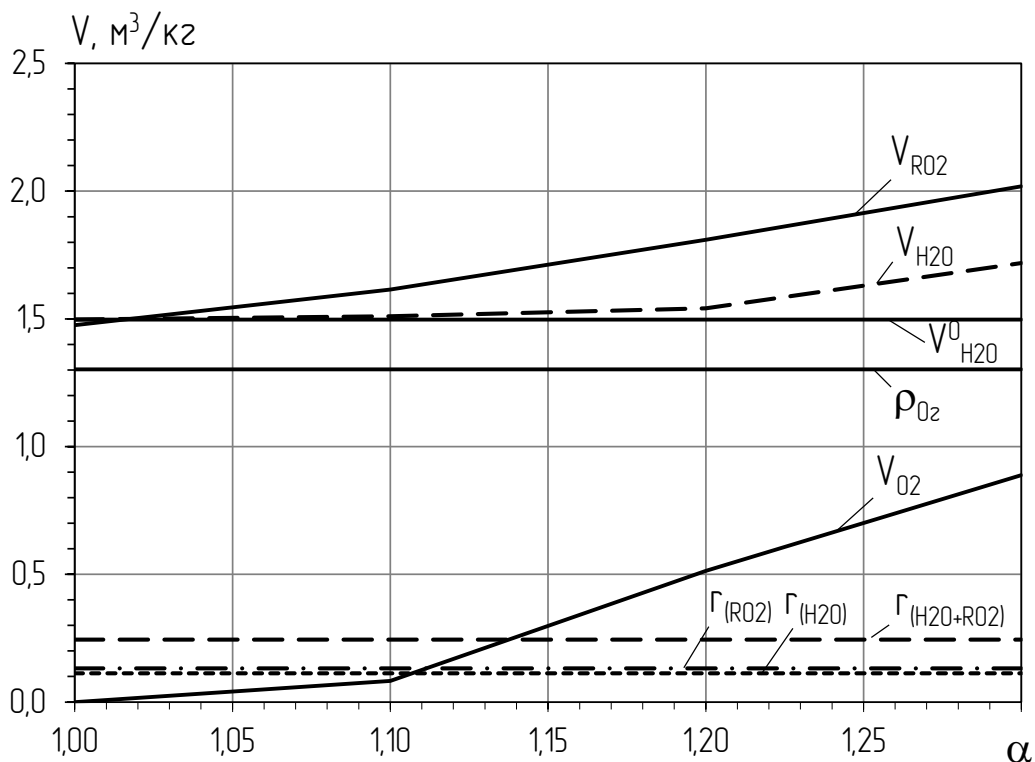


Рисунок 5.12. Зміна об'ємних часток і густини газів зі зростанням α

В якості палива для даного парогенератора використовують мазут IF700. З графіків, побудованих на підставі результатів розрахунків (рис. 5.7, 5.8) бачимо, що при збільшенні коефіцієнта надлишку повітря збільшується дійсний об'єм повітря, необхідний для згорання 1 кг палива.

Збільшення дійсного об'єму повітря відбувається за рахунок обсягів азоту, кисню, і водяної пари, поданих в топку з надлишком. Як видно з графіка (рис 5.7) найбільший обсяг у складі повітря та димових газів займає азот, тому що в повітрі вміст азоту становить приблизно 79% і азот не бере участі в горінні, тому повністю переходить в продукти згорання.

В результаті подачі повітря в топку з надлишком, у складі димових газів з'являється надлишковий обсяг кисню, який в процесі горіння не бере участь.

Через недосконалість топкових пристроїв, а це веде до недосконалості сумішоутворення, відбувається нерівномірний розподіл кисню: в одних частинах топкового простору він в надмірній кількості, а в інших його недостатньо. При нестачі кисню відбувається неповне згорання палива. Для уникнення цього явища в топку парогенератора повітря подається в кількості, що перевищує теоретично необхідна кількість для згорання.

Теоретичний склад димових газів визначається за умови повного горіння, так як $\alpha = 1,0$, то весь кисень піде на окислення горючих компонентів і тому в теоретичному складі димових газів (рис. 5.9.) його немає.

Дійсний склад димових газів (рис. 5.10) враховує палива з $\alpha > 1$ і тому в потоці димових газів додатково до $V_0^{дг}$ теоретичним складом з'являється V_{O_2} , ΔV_{N_2} , ΔV_{H_2O}

5.10. Висновки до розділу

В розділі розглянуто основні характеристики і особливості конструкції допоміжного парового котла фірми “Kangrim” паропроодуктивністю 5,0 т/год і тиском насиченої пари 0,7 МПа, що встановлено на судні “СМА CGM ARGENTINA”.

Зокрема наведено: систему автоматичного регулювання захисту і сигналізації котла; схему топкового пристрою, характеристики палива М-40, що прийнято до використання в котлі; визначено температуру і тиск насиченої пари для підігріву палива; побудовано процеси пароутворення на $h-S$ і $T-S$ — діаграмах; визначено об'єми повітря та продуктів згоряння; попередній тепловий баланс і визначено витрату палива; перевірочний розрахунок топки.

					ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 05	Аркуш
						96
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

6 Санітарна система заборотної води

6.1 Загальна характеристика системи

6.1.1 Опис системи

Системи побутового водопостачання призначені для забезпечення фізіологічних, санітарно-гігієнічних та господарсько-побутових потреб членів екіпажу суден шляхом подачі прісної побутової та заборотної води.

До складу санітарних систем входять:

- система питної води — забезпечує підготовку і подачу прісної води;
- система води для миття — забезпечує подачу холодної і гарячої води на побутові потреби (до умивальників, ванн і т.д.);
- система заборотної води — забезпечує подачу води в санітарні приміщення, на обмивання якірного ланцюга і палуб і ін.;
- фанова система — забезпечує видалення фекальних вод;
- стічна система — забезпечує видалення друдної води з умивальників, мийок, ванн і т.п.;
- система шпігатів — забезпечує видалення води з палуб і надбудов.

Тип системи водопостачання визначається призначенням судна, чисельністю екіпажу, джерелом водопостачання, автономністю запасів прісної води і іншими факторами. На морських судах прийнято встановлювати незалежні одна від одної системи питної, води для миття і заборотної води.

Система побутової заборотної води відноситься до загальносуднової системи, призначена для подачі заборотної води до санітарно-побутового обладнання: на промивку унітазів, на охолодження водонагрівачів та кип'ятильників, до харчодлоку і до ін. споживачів.

Система побутової заборотної води є централізованою, автономною. Принципова схема системи представлена на рис. 6.1.

В даній системі цистерн запасу немає — вода приймається із-за борта судна через кінгстон 1. Для механічного очищення води є фільтр 2. Вода до споживачів 6 подається насосом 4 і від пневмогідроцистерни 3. Резервним джерелом постачання заборотної води служить система водяного пожежогасіння 5.

Прийнята через борт вода насосами подається в пневмоцистерну, звідки направляється до місць споживання. Передбачаються перемички між системою заборотної побутової води та системою води для миття (для користування заборотною водою при плаванні у відкритому морі при обмежених запасах прісної води), а також між системою заборотної побутової води та системою водяного пожежогасіння (для підтримки в останній постійного тиску води).

Валопровід заборотної води використовують для подачі води в пневмогідроцистерни систем водотушіння, водяного зрошення, а також для охолодження механізмів і т.д. Так як система заборотної води не має запасних ємностей, а вода подається в трубопровід безпосередньо через борт, в якості резервного засобу постачання води для трубопроводу заборотної води використовуються насоси води для миття, а також трубопровід системи водотушіння.

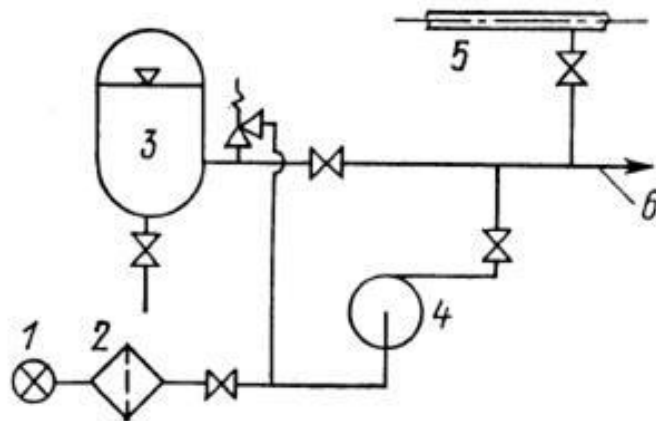


Рисунок 6.1. Принципова схема системи побутової заборотної води.

Прийнята через борт вода насосами подається в пневмоцистерну, звідки направляється до місць споживання. Передбачаються перемички між системою заборотної побутової води та системою води для миття (для користування заборотною водою при плаванні у відкритому морі при обмежених запасах прісної води), а також між системою заборотної побутової води та системою водяного пожежогасіння (для підтримки в останній постійного тиску води).

Валопровід заборотної води використовують для подачі води в пневмогідроцистерни систем водотушіння, водяного зрошення, а також для охолодження механізмів і т.д. Так як система заборотної води не має запасних ємностей, а вода подається в трубопровід безпосередньо через борт, в якості резервного засобу постачання води для трубопроводу заборотної води використовуються насоси води для миття, а також трубопровід системи водотушіння.

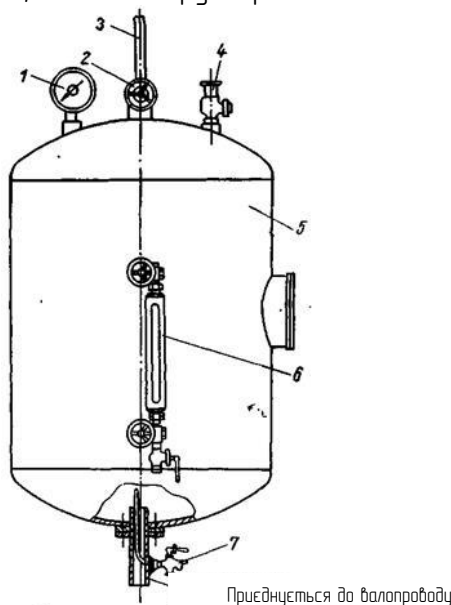


Рисунок 6.2. Пневмоцистерна.

- 1 — манометр; 2 — клапан подачі повітря в цистерну; 3 — повітряний кран;
4 — трубопровід стисненого повітря низького тиску; 5 — корпус цистерни;
6 — водомірна колонка; 7 — спускний кран.

Забортна вода приймається кінгстоном через приймальну трубу і перекачується електронасосом в пневмоцистерну (рис. 6.2), звідки подається до місць споживання. У

Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 06

Аркуш

98

пневмоцистерні системи заборотної води, а також в напорній магістралі підтримується тиск, що дозволяє забезпечити подачу води по всій магістралі.

З огляду на постійну дію водопроводу і агресивності заборотної води в цій системі труби зазвичай мідні, а іноді мідно-нікелеві, арматура бронзова. Для цієї системи отримали застосування стійкі проти корозії труби і арматура з легких сплавів, вініласту та поліетилену.[41]

6.1.2 Основні вимоги до системи

До побудованої системи заборотної води пред'являються наступні вимоги:

Надійність в роботі при всіх умовах експлуатації судна;

Працездатність при виході з ладу (пошкодженні) окремих ділянок або механізмів;

Застосування для виготовлення систем стандартних і типових уніфікованих конструктивних елементів, причому число типорозмірів їх по можливості повинно бути мінімальним;

Прийнятні масогабаритні показники;

Достатня економічність апаратів і механізмів систем;

Стійкість застосовуваних матеріалів до корозії і ерозії;

Зручність розташування механізмів і арматури для обслуговування і ремонту;

Спрощення технології виготовлення і монтажу систем;

Мінімальна кількість обслуговуючого персоналу, але з урахуванням економічно виправданої автоматизації;

Робота систем повинна виключати можливість забруднення акваторії водами, що містять залишки нафтопродуктів та інших шкідливих речовин.

При проектуванні і будівництві систем суден слід керуватися вимогами Правил Морського Регістру.[35]

6.1.3 Особливості елементів системи

Система заборотної води складається з мідно-нікелевих труб. До системи входять: відцентрові насоси фірми "Desmi" марки ESL25-180, подача яких 10 м³/год, напір 40 м вод. ст, частота обертання 2900 об/хв.; кінгстонний канал; фільтри; пневмоцистерна; манометр; унітази. Тиск в системі 0,3 МПа.

6.2 Гідравлічні розрахунки відрізка трубопроводу

6.2.1 Розрахунок пневмоцистерни

Визначимо об'єм пневмоцистерни і число увімкнень насоса, яке необхідно, щоб забезпечити водою всіх споживачів і екіпаж із запасними місцями (30 членів екіпажу та 6 чоловік ремонтної бригади).

Приймаючи норму заборотної води на одну людину за добу рівною 75 л. Отримаємо добову витрату води:

$$Q_c = 75 \cdot (20 + 6) = 2700 \text{ л.}$$

Будемо вважати, що вечірня витрата води становить близько 30 % добової, тобто

$$Q_p = 810 \text{ л.}$$

Повний внутрішній об'єм пневмоцистерни приймемо $V = 295$ л при її висоті 1300 мм і діаметрі 750 мм. Об'єм в цистерні, коли необхідно увімкнути насос, вважаємо рівним 10 % повного об'єму.

Отже, в цей час об'єм повітря в цистерні буде становити $V_n = 265,5$ л.

Інша межа тиску повітря в цистерні приймаємо $P_n = 0,2$ МПа.

Систему обслуговує насос продуктивністю $Q = 10$ м³/год напір 0,39 МПа.

При цих умовах об'єм повітряної подушки в момент увімкнення насоса становить:

$$V_{nn} = \frac{P_n \cdot V_n}{P_H} = \frac{0,2 \cdot 265,5}{0,39} = 136 \text{ л.}$$

Корисний внутрішній об'єм цистерни:

$$V_{nb} = V_n - V_{nn} = 265,5 - 136 = 129,5 \text{ л.}$$

Число увімкнень насоса в період пікової витрати води:

$$n = \frac{Q_p}{V_{nb}} = \frac{810}{129,5} = 6$$

6.2.2 Опис принципової схеми розрахункового відрізка системи

Схема розрахункового відрізка системи заборотної води для побутових потреб наведена на рис. 6.3.

Розрахункову схему слід розбити на відрізки.

Відрізок 1-2. Внутрішній діаметр складає 0,049 м, подача — 10 м³/год.

На відрізку є:

- запірно-прохідний клапан;
- незворотньо-запірний клапан;

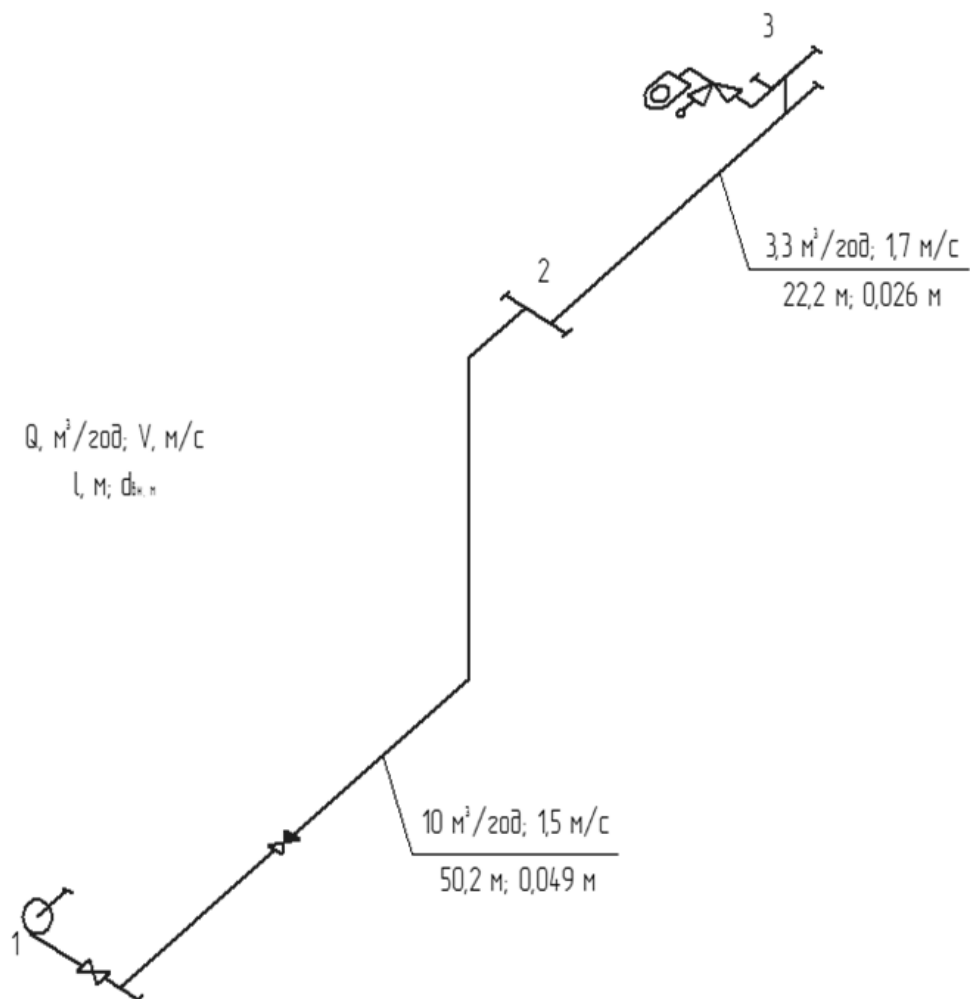


Рисунок 6.3. Схема розрахункового відрізка системи

шість відростків;
два вигини;
довжина відрізка – 50,2 м;
статична висота – 35,4 м.

Відрізок 2–3. Внутрішній діаметр складає 0,026 м, подача – 3,3 м³/год.

На відрізку є:

унітаз;
клапан промивочний;
п'ять відростків;
довжина відрізка – 22,2 м;
статична висота – 1,7 м.



Рисунок 6.4. Трійники: а) прямоточний, б) непрямоточний

6.2.3 Гідравлічний розрахунок відрізка трубопроводу

Розрахунок втрат напору на вибраному відрізку системи заборотної води контейнеровоза “CSCL Globe” наведений в табл. 6.1.

Таблиця 6.1. Розрахунок втрат напору

Найменування параметру, розмірність	Позначення	Формула	Розрахункові відрізки	
			1–2	2–3
Витрати середовища, м³/год	Q		10	3,3
Густина середовища, кг/м³	ρ		1025	1025
Температура середовища, °C	t		5	5
Коефіцієнт динамічної в'язкості, м²/с	ν		$1,334 \cdot 10^{-6}$	$1,334 \cdot 10^{-6}$
Внутрішній діаметр труди, м	d _{вн}		0,049	0,026
Площа поперечного перерізу, м²	f	$f = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4}$	0,00190	0,000531
Сумарна довжина прямих відрізків, м	L		50,2	22,2

Найменування параметру, розмірність	Позначення	Формула	Розрахункові відрізки	
			1-2	2-3
Середня швидкість середовища в системі, м/с	V	$V = \frac{Q}{f} = \frac{4Q}{\pi d^2 3600}$	1,5	1,7
Число Рейнольдса	Re	$Re = \frac{Vd_{\text{вн}}}{\nu}$	55097	33133
Коефіцієнт опору тертя	λ		0,02	0,015
Витрати тиску від тертя, Па	P_m	$P_m = \lambda \cdot \frac{L}{d_{\text{вн}}} \cdot \frac{V^2 \rho}{2}$	23627	18970
Статична висота, м	$h_{\text{см}}$		35,4	37,1
Коефіцієнти місцевих опорів: клапан вигин (90°) трийник (рис. 2.2. б)	ξ		$4,5 \cdot 2 = 9$ $0,25 \cdot 2 = 0,5$ $0,6 \cdot 2 = 1,2$	$5,7$ $-$ $0,6 \cdot 2 = 1,2$
Сума коефіцієнтів місцевих опорів	$\Sigma \xi$		10,7	6,9
Витрати тиску від місцевих опорів, Па	$P_{\text{м}}$	$P_{\text{м}} = \Sigma \xi \cdot \left(\frac{V^2 \rho}{2} \right)$	12338	10220
Сумарні витрати тиску, Па	$P_{\text{від}}$	$P_{\text{від}} = P_m + P_{\text{м}}$	35965	29190
Сумарні витрати тиску в трубопроводі, Па	$P_{\text{тр}}$	$P_{\text{тр}} = \Sigma P_{\text{від}}$	65155	

6.2.4 Розрахунок напірної характеристики трубопроводу

Розрахунок напірної характеристики трубопроводу виконуємо на основі розрахунків витрат напору в трубопроводі. Результат зведений в табл. 6.2. На основі цього будуємо характеристику системи “насос–трубовід (розрахункові відрізки)” (рис. 6.5).

Витрати напору в трубопроводі визначаються за формулою:

$$H_{\text{пр}} = h_{\text{ст}} + \left(\frac{\lambda L}{d_{\text{вн}}} + \sum \xi + 1 \right) \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Швидкість потоку рідини в трубопроводі:

$$v = \frac{4Q_{\text{пр}}}{\pi d_{\text{вн}}^2}$$

Таким чином,

$$H_{\text{пр}} = h_{\text{ст}} + \left(\frac{\lambda L}{d_{\text{вн}}} + \sum \xi + 1 \right) \cdot \left(\frac{16Q_{\text{пр}}^2}{\pi^2 d^4 2g} \right)$$

Для кожного відрізка трубопроводу системи підтоплової заборотної води величина

$$\left(\frac{\lambda L}{d_{\text{вн}}} + \sum \xi + 1 \right) \cdot \left(\frac{16}{\pi^2 d^4 2g} \right)$$

є постійною. Вона позначається "K".

Остаточні характеристики відрізків трубопроводу можна знайти за формулою:

$$H_{\text{пр}} = h_{\text{ст}} + K \cdot Q_{\text{пр}}^2$$

Визначимо формули характеристик для відрізків.

Відрізок 1-2:

$$K = \left(\frac{\lambda L}{d_{\text{вн}}} + \sum \xi + 1 \right) \cdot \left(\frac{16}{\pi^2 d^4 2g} \right) = \left(\frac{0,02 \cdot 50,2}{0,049} + 10,7 + 1 \right) \cdot \left(\frac{16}{3,14^2 \cdot 0,049^4 \cdot 2 \cdot 9,81} \right) = 461843$$

$$H_{\text{пр}} = h_{\text{ст}} + 461843 \cdot Q_{\text{пр}}^2$$

Відрізок 2-3:

$$K = \left(\frac{\lambda L}{d_{\text{вн}}} + \sum \xi + 1 \right) \cdot \left(\frac{16}{\pi^2 d^4 2g} \right) = \left(\frac{0,015 \cdot 22,2}{0,026} + 6,9 + 1 \right) \cdot \left(\frac{16}{3,14^2 \cdot 0,026^4 \cdot 2 \cdot 9,81} \right) = 3748059$$

$$H_{\text{пр}} = h_{\text{ст}} + 3748059 \cdot Q_{\text{пр}}^2$$

Таблиця 6.2. Розрахунок напірної характеристики трубопроводу

Подача, м ³ /с	Відрізки			
	1-2		2-3	
	К	H _{тр} , м	К	H _{тр} , м
0,0028	461843	39,00		
0,0020	461843	37,30		
0,0015	461843	36,44		
0,0012	461843	36,07		
0,0009			3748059	40,14
0,0007			3748059	38,94
0,0004			3748059	37,70
0,0002			3748059	37,25

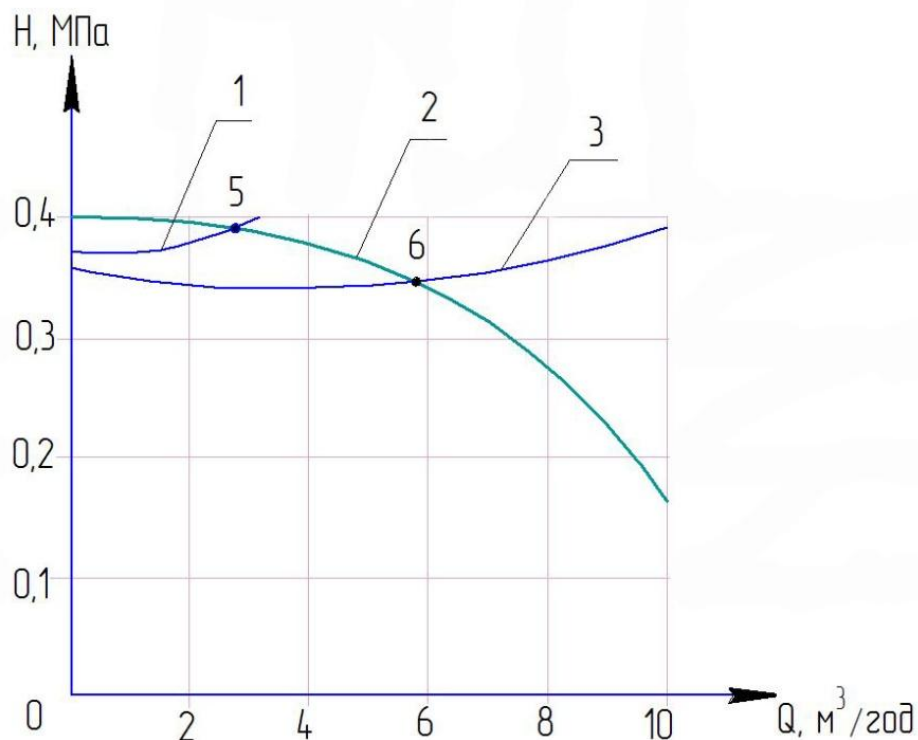


Рисунок 6.5. Характеристики “насос-трубопровід (розрахункові відрізки)”

1 – розрахунковий відрізок системи 2-3; 2 – характеристика насоса;

3 – розрахунковий відрізок системи 1-2,

Із збудованого графіка можна зробити висновок, що обраний насос забезпечує необхідну подачу задортної води до споживачів на розрахунковому відрізку системи, тому що, характеристика насоса і розрахункових відрізків мають точки перетину 5 та 6.

6.3 Оцінка надійності трубопроводів системи

6.3.1 Визначення товщини стінки трубопроводів

Згідно правил Регістру, товщина стінок металевої труди, працюючої під внутрішнім тиском, повинна бути не менше величини, яка визначається за формулою:

Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата

ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 06

Аркуш

104

$$S = S_0 + B + C = 0,42 + 0,0736 + 0,5 = 0,994 \text{ мм.}$$

де S_0 — розрахункова товщина стінки, мм;

B — доповнення, яке визначає утоншення труди при їх вигині, мм;

C — 0,5 — прибавка на корозію, мм.

При визначенні S_0 використовують формулу:

$$S_0 = \frac{p \cdot d_{\text{зоб}}}{2 \cdot \sigma \cdot \varphi + p} = \frac{0,3 \cdot 55}{2 \cdot 22,2 \cdot 0,8 + 0,3} = 0,46 \text{ мм}$$

де $d_{\text{зоб}}$ — зовнішній діаметр труди;

p — розрахунковий тиск, МПа;

σ — допустиме нормальне напруження, МПа:

$$\sigma_d = \frac{\sigma_m}{2,7} = \frac{60}{2,7} = 22,2 \text{ МПа}$$

σ_T — тимчасовий опір розриву матеріалу труди для мідно-нікелієвих труб приймаємо 60 МПа;

φ — коефіцієнт міцності, залежить від технології виготовлення труди і знаходиться в межах 0,8 – 1,0.

Визначаємо величину B — прибавку на фактичне стоншення труди при вигині:

$$B = \frac{1}{2,5} \cdot \frac{d_{\text{зоб}} \cdot S_0}{R} = \frac{1}{2,5} \cdot \frac{55 \cdot 0,46}{2,5 \cdot 55} = 0,0736$$

де R — радіус вигину труди, мм, приймаємо $R = (2,5 \dots 3,0) \cdot d_{\text{зоб}}$

C — доповнення на корозію для трубопроводів морської води приймаємо рівним 0,5 мм.

6.3.2 Визначення температурних видовжень трубопроводу системи

В наслідок різниці температур під час монтажу та експлуатації у трубопроводі виникають напруження. В результаті перепаду температур трубопровід видовжується на величину [40]:

$$\Delta l = \alpha \cdot \Delta t \cdot l, \text{ мм}$$

де α — $11,7 \cdot 10^{-6}$ м/мк — коефіцієнт температурного розширення;

Δt — 15 °C — різниця температур між температурою монтажу та температурою експлуатації;

l — 72,4 м, довжина розрахункового відрізка трубопроводу;

Звідси:

$$\Delta l = 11,7 \cdot 10^{-6} \cdot 15 \cdot 72,4 = 0,0127 \text{ мм}$$

Відносне видовження трубопроводу ε :

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{0,0127}{72,4} = 0,000176$$

Пов'язане з видовженням трубопроводу напруження σ визначається за формулою:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon$$

де $E = 2 \cdot 10^5$ МПа — Модуль Юнга;

ε — 0,000177 відносне видовження.

$$\sigma = 2 \cdot 10^5 \cdot 0,000176 = 35,1 \text{ МПа}$$

При розрахунках температурних видовжень трубопроводу повинна виконуватись залежність:

					ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 06	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		105

$$\sigma < R_m,$$

де $R_m=200$ МПа межа текучості для мідно-нікелієвих труб.

35,1 МПа < 200 МПа — умову виконано.

6.3.3 Оцінка надійності

Оцінку надійності елементів трубопроводів виконують на стадіях технічного і робочого проектування.

Для цього визначаємо граничну товщину стінки труби за формулами:

$$S''_{\text{дон}} = \frac{p d_{\text{вн}} \cdot (4R - d)}{4\sigma_T \cdot (2R - d)} \text{ мм, де}$$

$p_{\text{вн}}$ — внутрішній тиск, МПа;

$d_{\text{вн}}$ — внутрішній діаметр труби, мм;

σ_T — тимчасовий опір розриву матеріалу труби, МПа;

R — радіус вигину труби, мм;

Для елементів труб масового застосування (фланцеві з'єднання, погиби радіусом не менше $2d_{\text{зоб}}$, та інші елементи труб 2-ої категорії), при $d_{\text{зоб}} = 55$ мм, гранична товщина стінки труби 3 мм

$$S''_{\text{дон}} = \frac{0,3 \cdot 49 \cdot (4 \cdot 2,5 \cdot 49 - 49)}{4 \cdot 60 \cdot (2 \cdot 2,5 \cdot 49 - 49)} = 0,138 \text{ мм}$$

при $d_{\text{зоб}} = 32$ мм, товщина стінки труби 3 мм

$$S''_{\text{дон}} = \frac{0,3 \cdot 26 \cdot (4 \cdot 2,5 \cdot 26 - 26)}{4 \cdot 60 \cdot (2 \cdot 2,5 \cdot 26 - 26)} = 0,0731 \text{ мм}$$

Визначаємо витрату товщини стінки на корозію:

$$S_k = S - S''_{\text{дон}}$$

Для елементів 2-ої категорії товщина стінки визначається наступним чином:

для труб 55x3

$$S'_k = 2 - 0,138 = 1,86$$

для труб 32x2

$$S'''_k = 2 - 0,0731 = 1,93$$

Визначаємо середнє напрацювання до відказу елементів трубопроводів.

Приймаємо $K_1 = 0,2$ — коефіцієнт тривалості роботи трубопроводу у потоці води.

Визначаємо середнє напрацювання до відмови труб, а також в залежності від швидкості руху морської води, товщину стінки труби ураженої корозією.

Для відрізка 1-2

$$T''_{\text{сер}} = 39,8 \text{ р}$$

Для відрізка 2-3

$$T'''_{\text{сер}} = 37,3 \text{ р}$$

Враховуючи коефіцієнт технічного досліджування судна $K_{\text{мч}} = 0,96$, який враховує вибір судна із експлуатації для ремонтів, термін служби визначається:

$$T''_{\text{сл}} = \frac{T''_{\text{сер}}}{K_{\text{мч}}}$$

для відрізка 1-2

$$T''_{cl} = \frac{39,8}{0,96} = 41,5 \text{ р}$$

для відрізка 2-3

$$T''_{cl} = \frac{37,3}{0,96} = 38,9 \text{ р}$$

На підставі отриманих результатів можна зробити такі висновки:

1) якщо нормативний термін служби контейнеровоза взяти за 40 років, то експлуатаційно-ремонтний цикл судна матиме такий вигляд (рис. 3.1)

2) оцінка надійності трубопроводу показує, що він забезпечує експлуатацію судна протягом усього терміну служби.

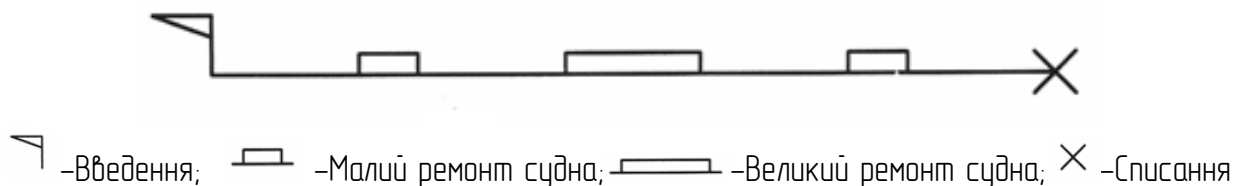


Рисунок 6.6. Експлуатаційно-ремонтний цикл судна

Висновки з розділу

Суднова санітарна система заборотної води забезпечує цілодобову подачу води до унітазів, миття санітарних приміщень, охолодження питної води після водопідігрівачів, кип'ятильників та ін.

Робота насосу заборотної води автоматизована, подача води до споживачів підтримується в пневмоцистерні ємністю 295,5 л.

Для забезпечення високого ресурсу трубопроводу системи труби застосовують з мідно-нікелевого сплаву, швидкість потоку води не перевищує 2 м/с,

Розрахунок санітарної системи заборотної води контейнеровоза "CMA CGM ARGENTINA" відповідає вимогам Регістру.

Для забезпечення системи був вибраний відцентровий насос фірми "Desmi" марки ESL25-180, подача якого 10 м³/год, напір 40 м вод. ст. Подача насоса достатня для забезпечення необхідної витрати середовища при заданому тиску.

Оцінки надійності трубопроводу показали, що він забезпечує експлуатацію судна протягом усього терміну служби.

7 Безпечна експлуатація суднової енергетичної установки

7.1 Розробка заходів з охорони праці

7.1.1 Загальні положення. Охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних та лікувально-профілактичних заходів, спрямованих на збереження здоров'я і працездатності людини у процесі праці.

Верховна Рада України 14 жовтня 1992 р. прийняла Закон "Про охорону праці". Закон визначає основні положення для реалізації конституційного права громадян на охорону їхнього життя та здоров'я у процесі праці, регулює участь державних органів, відносини між власником підприємства, організації та працівником із питань гігієни праці, безпеки виробництва, а також установлює єдиний порядок організації охорони праці на Україні.

У статтях закону розглядаються права громадян на охорону праці під час роботи, страхування від нещасливих випадків та професійних захворювань, видача спецодягу та взуття, індивідуальних засобів захисту, пільги та компенсації робітником тощо.

У Конституції України також гарантовані права на охорону праці. У статті 43 говориться: "Держава надає умови для повного виконання громадянами права на працю. Використання примусової праці заборонено, кожен має право на належні безпечні та здорові умови праці, на заробітну платню не нижче зазначеної".

Згідно статті 50 кожен має право на безпечне навколишнє середовище та на відшкодування збитку від порушення цього права. Кожен має право на доступ до інформації про стан довкілля, продуктів харчування та предметів побуту, ця інформація ніяким чином та ніким не може бути засекречена.

7.1.2 Аналіз потенційно небезпечних і шкідливих виробничих факторів у машинно-котельному відділенні судна. До числа потенційно небезпечних та шкідливих факторів у МВ можна віднести:

- роботу на значній висоті при ремонтних та профілактичних оглядах, обслуговуванні механізмів та устаткування;
- роботу у замкнених, важкодоступних суднових відсіках та приміщеннях, подвійному дні, бортових цистернах тощо, що виконується у незручних позах та викликає додаткове фізичне навантаження і передчасну втому;
- підвищену температуру поверхонь механізмів та устаткування;
- наявність частин машин, що рухаються;
- підвищену температуру повітря у робочій зоні;
- підвищені рівні шуму та вібрації на робочих місцях;
- недостатню освітленість робочих місць.

Комплекс небезпечних та шкідливих факторів на виробництві веде до загальної професійної захворюваності, а також до виробничого травматизму. Для зменшення впливу шкідливих і небезпечних факторів на організм людини на проектованому судні передбачена низка заходів.

7.1.2.1 Безпека посудин та установок, що працюють під тиском. На сучасних судах використовується стиснене повітря та водяна пара, що знаходяться у посудинах та трубопроводах під тиском. У проектуваному МВ судна розташовані сепаратор пари, допоміжна котельня установка, балони пускового повітря, компресори, кондиціонери та інші посудини, що працюють під тиском.

Аварії, що виникають через несправність цього устаткування, є найбільш небезпечними та супроводжуються важкими наслідками. Тому міцність конструкцій установок, що працюють під тиском, повинна задовольняти вимогам Російського морського реєстру судноплавства (далі Регістру).

Згідно Регістру посудини, що працюють під тиском, повинні відповідати наступним вимогам [12]:

- корпус посудини повинен мати надійні лапи для кріплення до суднового фундаменту;
- кожна посудина повинна мати пристрій продування;
- отвори для люків повинні розташовуватися поза зварними швами;
- зварні шви посудин повинні бути тільки стикові;
- міцність фланців, болтів, стінок, зварних швів повинна бути підтверджена Регістром;
- падіння тиску при випробуванні на міцність не повинне перевищувати 0,3...0,5 % протягом

однієї години від $R_{\text{випр}}$;

- тиск при випробуваннях на міцність для інших посудин складає:

$$R_{\text{випр}} = 1,50 P \quad \text{при } P \leq 0,5 \text{ МПа};$$

$$R_{\text{випр}} = 1,25 P \quad \text{при } P > 0,5 \text{ МПа};$$

- посудини, що працюють під тиском, встановлюють у місцях, які виключають скупчення людей.

Перед експлуатацією посудина повинна бути технічно оглянута інспектором Регістру.

7.1.2.2 Електробезпека. Збільшення енергооснащеності суден підвищує небезпеку ураження електричним струмом. Розрізняють два види ураження струмом:

- електричний опік – проходження струму крізь обмежену ділянку тіла (шкіра, внутрішні тканини);

- електричний удар – проходження струму крізь організм людини.

Безпечним є перемінний струм силою до 1,0 мА, з частотою 50 Гц.

Для індивідуального захисту передбачається застосування таких засобів: діелектричних покриттів, гумових килимків, інструменту з ізольованими ручками.

На судні застосовують перемінний струм напругою 400 В, частотою 50 Гц, небезпечний для життя людини. З метою забезпечення електробезпеки екіпажа необхідно дотримуватися наступних вимог [12]:

- опір ізоляції обмоток електромашин та трансформаторів щодо корпусу при потужності машин до 100 кВт, напругою до 500 В не повинен бути нижче 0,7 МОм;

- електроланцюги постійного струму напругою вище 50 В та перемінного вище 30 В повинні бути обладнані заземленням;

- опір захисних пристроїв, що заземлюють, повинен бути не більше 4 Ом;

- стан ізоляції електричних машин, проводів, кабелів повинен систематично контролюватися та перевірятися не рідше одного разу на місяць.

7.1.2.3 Пожежна безпека. Пожежі у МВ можуть виникати при несправностях заходів, недотриманні правил збереження паливо-змащувальних матеріалів, скупченні палива та масла під настилом, несправностях електроустаткування. Конструктивне рішення захисту: застосування вогнестійких матеріалів та розподіл судна на протипожежні зони. Передбачено наступні системи та засоби пожежегасіння: об'ємно-хімічного та повітряно-пінного гасіння.

Технічні заходи, прийняті з метою пожежної безпеки [12; 34]:

- встановлена сигналізація виявлення та сповіщення при пожежі;
 - передбачені два аварійних виходи з МВ;
 - передбачена автономна система вентиляції у МВ.
 - цистерни палива та масла обладнані повітряними трубами з запобіжними сітками та поплавковими камерами;
 - виходи повітряних труб розташовані у місцях, що виключають скупчення нафтопродуктів та їх парів;
 - у МВ по обох бортах встановлені шухляди з піском.
- Норми установки вогнегасників згідно Правил Регістру [12]:
- один вогнегасник ОХП на кожні повні та неповні 740 кВт сумарної потужності механізмів;
 - один вогнегасник ОХП на групу приміщень сумарною площею до 50 м², якщо двері виходять у один коридор;
 - один вогнегасник на кожен генератор (потужністю більше 1000 кВт);
 - у МВ розташування вогнегасників повинне бути таким, щоб відстань від будь-якої точки приміщення до найближчого вогнегасника не перевищувала 10 м.

7.1.2.4 Безпека при експлуатації машин та механізмів. МВ судна характеризується значною насиченістю устаткування, площадок, переходів. Розташування механізмів та устаткування у МВ регламентується нормами та правилами Регістру:

- механізми та устаткування повинні кріпитися на міцних та жорстких фундаментах. Кріплення механізмів повинне виключати саморозкріплення;
- частини машин та механізмів, що рухаються, необхідно огорожувати поручнями, стійками, щитами;
- МВ повинно бути забезпечене усім необхідним для надання першої допомоги потерпілим;
- площадки та трапи повинні бути огорожені леєрами висотою 1,1 м;
- настили у МВ мають бути виконані з рельєфного металу, а конструкція забезпечувати безпеку ходіння по них та можливість проходу повітря для вентиляції.

7.1.2.5 Захист від шуму та вібрації. Джерелами шуму на судні є ГД, ДДГ та механізми, що обслуговують СЕУ, вібрації корпусу судна, удари хвиль тощо. Шум – це сукупність звуків різної інтенсивності та частоти. Для проектного судна припустимі рівні шуму в діапазоні частот 63...800 Гц не повинні перевищувати 85 дБ [34; 35].

Боротьба із шумом ведеться у двох напрямках: зниження шуму в самому джерелі – ослаблення звукової енергії, розповсюджуваної по повітрю та конструкціям судна, і застосування засобів звуко- та віброізоляції, звуко- та вібропоглинання.

Зниження рівня шуму ГД проектного судна досягається установкою на випускних трактах утилізаційних котлів, що працюють як глушники, та глушників на випускних трактах ДДГ. Ще для зниження шуму застосовують кожухи та звукоізоляційні матеріали.

Вібрація – механічні коливання матеріальних часток тіл на поверхні. Припустимі рівні вібрації у частотному діапазоні 2...63 Гц у активних смугах не повинні перевищувати 92...106 дБ, що відповідає вібраційній швидкості від $9,92 \cdot 10^{-3}$ м/с, для МВ з постійною вахтою у ізольованому ЦПК. Зниження шуму та вібрації передбачається за рахунок установки ДДГ та механізмів на амортизаторах, звукоізоляції приміщень, застосування індивідуальних засобів захисту.

7.1.2.6 Виробниче освітлення. Гарне освітлення приміщень та робочих місць – один із найважливіших факторів підвищення продуктивності праці, зниження травматизму та професійних захворювань. Освітленість у МВ судна має відповідати санітарним нормам, тому що недостатнє освітлення викликає перевтому зору. Освітленість у МВ повинна бути не менше 75 лк [12].

Основні вимоги до освітлення МВ [12]: світильники встановлюють на висоті, що виключає сліпучий вплив на очі, арматура світильників заземлюється, аварійне освітлення у МВ повинно бути не менше 10 % від основного, аварійне освітлення повинне бути стійким до вібрації, вибухо- та пожежобезпечним.

					ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 07	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		110

Завдяки цілому ряду заходів вдалося досягти освітленості поверхонь та приміщень у МВ судна згідно вимог Регістру.

7.1.2.7 Захист від випромінювання. До числа шкідливих випромінювань відносять теплові та електромагнітні випромінювання. Джерело електромагнітних випромінювань – радіолокаційна станція, радіостанція. До теплових джерел випромінювання відносяться поверхні, що нагріваються, машин, механізмів, трубопроводів.

Інтенсивність високочастотного випромінювання не повинна перевищувати 10 Вт/м^2 при опроміненні діля двох годин на добу, інтенсивність теплового випромінювання у МВ – $300\ldots 500 \text{ Вт/м}^2$ [34; 35].

Найбільшу небезпеку для людини представляють надвисокі частоти (більше 300 МГц). Вони викликають підвищену стомлюваність, головні болі та болі в області серця. Основний метод боротьби із цими явищами – установка випромінюючих пристроїв у місцях, де випромінювання не впливає на людей, та установка захисних екранів. Боротьба з тепловим випромінюванням – це теплоізоляції машин, механізмів, трубопроводів.

7.1.2.8 Захист від шкідливих речовин. У результаті роботи ГД, ДДГ, ДК та механізмів, що обслуговують СЕУ, виділяються шкідливі речовини, які діють на стан повітряного середовища у МВ. Концентрації шкідливих газів, що допускаються, у МВ: окис вуглецю – 20 мг/м^3 , бензол – 5 мг/м^3 , сірчистий ангідрид – 10 мг/м^3 , пари палива – 30 мг/м^3 , окис азоту – 5 мг/м^3 , пари свинцю – $0,01 \text{ мг/м}^3$ [35].

На проектованому судні застосовані наступні заходи щодо захисту організму людини від впливу шкідливих речовин:

- герметизація газоходів;
- для роботи зі шкідливими речовинами виділене спеціальне приміщення з належним чином обладнаними витяжними шафами;
- передбачені штатні засоби індивідуального захисту: респіратори, спецодяз, спецвзуття, окуляри та захисні щитки для очей.

7.1.2.9 Температура, вологість та швидкість повітря. Підвищена температура повітря в робочому приміщенні викликає швидку втому організму. Це призводить до зниження працездатності і може стати причиною травмизму. Низька температура повітря в робочому приміщенні може викликати місцеве або загальне охолодження організму.

Для підтримання нормальної температури передбачається вентиляція з підігрівом або охолодженням повітря. Також передбачена система цілорічного кондиціювання повітря.

Для гарного самопочуття персоналу неабияке значення має температура поверхонь, які огорожують приміщення. Щоб обладнання не спітніло, температура цих поверхонь має бути не нижче температури повітря в приміщенні більш ніж на 6°C та не менше точки роси [35].

7.2 Розрахунок штучного освітлення

У приміщенні, де проводиться ремонт та переобладнання двигунів, розраховується мінімальна величина природного освітлення згідно норми охорони праці «Природне та штучне освітлення». [30] Завдання виконано відповідно 11 номеру варіанта.

Геометричні розміри приміщення:

А – ширина приміщення, $A = 32 \text{ м}$;

Б – довжина приміщення, $B = 14 \text{ м}$;

Н – висота підвішування світильників, $H = 3,9 \text{ м}$;

С – площа приміщення, $S = 448 \text{ м}^2$.

Висота робочої поверхні $h_p = 1 \text{ м}$.

Приймаємо, що в одному світильнику знаходиться одна лампа. Для освітлення приймаю світильник типу ППР-500. Мінімальна освітленість лампами розжарювання за нормами $E_{\min} = 100$ лк. Коефіцієнт відображення стелі $\rho_n = 70$ %, стін $\rho_c = 50$ %, робочої поверхні $\rho_p = 10$ %. Напруга мережі 220 В.

Відстань від стелі до робочої поверхні

$$H_0 = H - h_p, \text{ м};$$

$$H_0 = 3,9 - 1 = 2,9 \text{ м.}$$

Відстань від стелі до світильника

$$H_c = 0,2 \cdot H_0, \text{ м};$$

$$H_c = 0,2 \cdot 2,9 = 0,58 \text{ м.}$$

Висота підвішування світильника над освітлюваною

$$h = H_0 - h_c, \text{ м};$$

$$h = 2,9 - 0,58 = 2,32 \text{ м}$$

Висота підвішування світильника над підлогою

$$H_n = h + h_p, \text{ м};$$

$$H_n = 2,32 + 1 = 3,32 \text{ м}$$

Величина знаходиться в межах норм.

Для досягнення найбільшої рівномірності освітлення приймаємо відношення

$$L/h = 1,5.$$

Відстань між центром світильників

$$L = 1,5H, \text{ м};$$

$$L = 1,5 \cdot 3,9 = 5,85 \text{ м.}$$

Необхідна кількість світильників

$$N = \frac{S}{L^2}, \text{ шт.};$$

$$N = \frac{448}{5,85^2} = 13,1 \text{ шт.}$$

Приймаємо 14 світильники, два ряди по 7 світильників.

Індекс приміщення

$$i = \frac{AB}{h(A+B)},$$

$$i = \frac{32 \cdot 14}{2,32 \cdot (32 + 14)} = 4,2$$

при $i = 4,2$; $\rho_n = 70$ %, $\rho_c = 50$ %, $\rho_p = 10$ % для світильника типу ППР-500 коефіцієнт використання світлового потоку $\eta = 0,62$ [15].

Світловий потік однієї лампи

$$\Phi = \frac{E_{\min} S K_3 Z}{N \eta}, \text{ лм};$$

де $Z = 1,15$ — поправний коефіцієнт, що характеризує якість освітлення, прийнято для ламп розжарювання;

$K = 1,3$ — коефіцієнт запасу, що враховує старіння ламп, рівень пильності та забруднення.

$$\Phi = \frac{100 \cdot 448 \cdot 1,3 \cdot 1,15}{14 \cdot 0,62} = 7715 \text{ лм};$$

За знайденим світловим потоком вибираємо лампу Г215-225-500 потужністю 500 Вт, що має світловий потік 8300 лм, найбільш близький до розрахункового.

При цьому фактична освітленість

					ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 07	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		112

$$E_{\phi} = E_n \frac{\Phi_n}{\Phi_p}, \text{ лк};$$

$$E_{\phi} = 100 \cdot \frac{8300}{7715} = 107,5 \text{ лк.}$$

Загальна потужність освітлювальної установки

$$P_3 = NP_n, \text{ Вт};$$

$$P_3 = 14 \cdot 500 = 7000 \text{ Вт} = 7 \text{ кВт.}$$

Висновок: в даному розділі описано основні заходи з охорони праці в машинному відділенні, а також розраховано штучне освітлення в МО.

					ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 07	Аркуш
						113
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновки

У наведеній бакалаврській роботі була проведена серія розрахунків які напряму стосуються визначення ефективності СЕУ.

Бакалаврська робота складається з графічної частини, та пояснювальної записки. Графічна частина являє собою 5 листів креслень, які наводять графічно результати розробок, виконаних у пояснювальній записці.

Пояснювальна записка вміщає в собі __ аркушів текстового матеріалу з таблицями і малюнками, а також перелік використаної технічної літератури і складається з 7 розділів:

У *першому розділі* приведена загальна характеристика судна: загальні відомості, основні характеристики, суднові пристрої та розташування приміщень на судні.

У *другому розділі* був проведений опис основного комплектуючого обладнання ЕУ, та ряд розрахунків для визначення потоків енергії на основних режимах роботи судна:

- ходовий режим;
- режим стоянки з вантажними операціями;
- режим стоянки без вантажних операцій.

Я вважаю, що в СЕУ доцільно використовувати вторинні енергоресурси (відпрацьовані гази, гаряча вода системи охолодження дизелів) для вироблення пари, або підігрівання термальних рідин, опріснення морської води. Це істотно підвищує ефективність установки.

Розділ 3 представляє собою опис, розрахунок робочого циклу і динаміки суднового двигуна. Також наведений опис усіх систем які обслуговують двигун.

В якості головного двигуна (ГД) встановлений дизель фірми “MAN B&W” типу 11G90ME-C10.5-EGRTC. Це двотактний, реверсивний, крейцкопфний двигун, з газотурбінним наддуванням, з утилізацією тепла відпрацьованих газів, з експлуатаційною потужністю $N_e = 68640$ кВт.

В результаті проведених розрахунків циклу і динаміки двигуна було отримано теоретичне значення: індикаторного ККД $\eta_i = 0,5$ та індикаторної потужності $N_i = 72115$ кВт. Аналізуючи отримані дані визначено, що відсоток відхилення від реальних значень незначний.

Розділ 4 представляє собою розробку турбіни агрегату наддуву двигуна.

Була визначена марка і потужність ТК. В якості турбоагрегату був використаний ТК марки TCA-77 у кількості 4 штуки. З потужністю 4952 кВт, що складає приблизно третину потужності поршневої частини двигуна.

У *п'ятому розділі* приведений опис і обґрунтування типу котла. Проведений тепловий та аеродинамічний розрахунок котла, а також розрахунок і вибір арматури. В процесі розрахунку мною було прийняте рішення установки економайзера, що допомогло підвищити ККД з 78% (котел прототип) до 89,6%.

Розділ 6 являє собою розробку даластної системи судна. Опис і гідравлічні розрахунки відрізка трубопроводу.

Заходи з охорони праці, та навколишнього середовища наведені в *розділі 7*. Розглянуто тему небезпечних та шкідливих факторів в машинному відділенні, та заходи щодо освітлення палуби.

Список використаних джерел

1. Артемов Г. А., Гордов В. М. *Суднові енергетичні установки* : навч. посіб. Миколаїв : УДМТУ, 2002. 356 с.
2. Гордов В. М., Шаповалов Ю. А., Курчев Г. Г. *Вибір показників енергетичної установки, характеристик СЕУ і судна на початкових стадіях проектування суден транспортного флоту* : навч. посіб. Миколаїв : УДМТУ, 1997. 140 с.
3. Гордов В. М., Шаповалов Ю. О., Ракушняк І. О. *Головні двигуни сучасних транспортних суден* : навч. посіб. Миколаїв : УДМТУ, 1998. 72 с.
4. Лебідь Н. Г., Слаутина Т. Г. *Аналіз системних зв'язків СЕУ* : навч. посіб. Миколаїв : НКІ, 1992. 48 с.
5. Шостак В. П. *Потоки енергії в дизельних установках морських суден* : навч. посіб. Миколаїв : НУК ім. адмірала Макарова, 2003. 328 с.
6. Наливайко В. С., Ткаченко С. Г., Хоменко В. С. *Суднові двигуни внутрішнього згорання* : метод. вказівки. Миколаїв : НУК, д. р.
7. Гордов В. М. *Енциклопедія суднової енергетики* : підручник. Миколаїв : НУК, 2010. 624 с.
8. Марченко А. П., Шеховцов А. Ф. *Двигуни внутрішнього згорання* : підручник. Харків : НТУ «ХПІ», 2004.
9. Rawson K. J., Tupper E. C. *Basic Ship Theory*. 5th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2001. 688 p.
10. Molland A. F., Turnock S. R., Hudson D. A. *Ship Resistance and Propulsion: Practical Estimation of Propulsive Power*. Cambridge : Cambridge University Press, 2011. 566 p.
11. Carlton J. *Marine Propellers and Propulsion*. 4th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2019. 944 p.
12. Kuiken K. *Diesel Engines for Ship Propulsion and Power Plants*. London : Adlard Coles Nautical, 2012. 392 p.
13. Woodyard D. *Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines*. 9th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2009. 912 p.
14. Heywood J. B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. 2nd ed. New York : McGraw-Hill Education, 2018. 1056 p.
15. Orlin A. S., Kruglov M. G. *Internal Combustion Engines: Theory and Design*. Bristol : Wright, 1990.
16. Dixon S. L., Hall C. A. *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*. 7th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2014. 538 p.
17. Watson N., Janota M. S. *Turbocharging the Internal Combustion Engine*. London : Macmillan Press, 1982. 607 p.
18. ABB Turbocharging. *Turbocharging Solutions for Marine Engines* [Electronic resource]. URL: <https://new.abb.com/turbocharging> (date of access: 17.03.2026).
19. ABB. *Marine Turbocharging Systems: Technical Review* [Electronic resource]. URL: <https://new.abb.com/marine> (date of access: 17.03.2026).
20. MAN Energy Solutions. *Marine Engines and Propulsion Systems* [Electronic resource]. URL: <https://www.man-es.com/marine> (date of access: 17.03.2026).
21. McGeorge H. D. *Marine Auxiliary Machinery*. 7th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 1995. 432 p.
22. Karassik I. J., Messina J. P., Cooper P., Heald C. C. *Pump Handbook*. 4th ed. New York : McGraw-Hill, 2008. 1900 p.
23. Alfa Laval. *Marine Boilers and Heat Exchangers* [Electronic resource]. URL: <https://www.alfalaval.com/marine> (date of access: 17.03.2026).
24. Babcock & Wilcox. *Steam: Its Generation and Use*. 42nd ed. Barberton : Babcock & Wilcox, 2015.
25. Wagner W., Kretzschmar H.-J. *International Steam Tables: Properties of Water and Steam Based on the Industrial Formulation IAPWS-IF97*. 2nd ed. Berlin ; Heidelberg : Springer, 2008. 390 p.

					ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 00	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		115

26. Moran M. J., Shapiro H. N., Boettner D. D., Bailey M. B. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 9th ed. Hoboken : Wiley, 2018. 928 p.
27. Zengel Y. A., Boles M. A. *Thermodynamics: An Engineering Approach*. 9th ed. New York : McGraw-Hill Education, 2019. 1040 p.
28. The Japan Society of Mechanical Engineers. *JSME Steam Tables*. Tokyo : Maruzen, 1999.
29. Sonntag R. E., Borgnakke C., Van Wylen G. J. *Fundamentals of Thermodynamics*. 8th ed. Hoboken : Wiley, 2012.
30. Moran M. J., Shapiro H. N. *Principles of Engineering Thermodynamics*. 8th ed. Hoboken : Wiley, 2015.
31. Stopford M. *Maritime Economics*. 3rd ed. London : Routledge, 2009. 840 p.
32. *Rules for Classification: Ships*. Hwvik : DNV, 2025.
33. *International Convention for the Safety of Life at Sea (SOLAS), Consolidated Edition 2024*. London : International Maritime Organization, 2024.
34. *International Convention for the Prevention of Pollution from Ships (MARPOL), Consolidated Edition 2022*. London : International Maritime Organization, 2022.
35. *International Safety Management Code and Guidelines on Implementation of the ISM Code*. London : International Maritime Organization, 2018.
36. *Code on Noise Levels on Board Ships. Resolution MSC.337(91)*. London : International Maritime Organization, 2012.
37. *Code on Alerts and Indicators, 2009*. London : International Maritime Organization, 2009.
38. *Safety and Health in Ports*. Geneva : International Labour Office, 2016.
39. Закон України *Про охорону праці*: Закон України від 14.10.1992 № 2694–XII. Відомості Верховної Ради України. 1992. № 49. Ст. 668.
40. Кодекс цивільного захисту України : Закон України від 02.10.2012 № 5403–VI. Відомості Верховної Ради України. 2013. № 34–35. Ст. 458.
41. Щедросев О. В., Додонова Г. В., Мозговий А. М., Савельєв В. В. *Методичні рекомендації до виконання розділу «Охорона праці» у бакалаврських випускних роботах (проектах)*. Миколаїв : НУК, б. р.
42. Жидецький В. Ц., Джигирей В. С., Мельников О. В. *Основи охорони праці* : навч. посіб. Львів : Афіша, 2000. 350 с.
43. Тудальцев А. М. *Виробниче освітлення та його розрахунок* : навч. посіб. Миколаїв : УДМТУ, 2001. 84 с.
44. ДБН В.2.5–28:2018. *Природне і штучне освітлення*. Київ : Мінрегіон України, 2018.
45. ДСТУ EN 12464–1:2016. *Світло та освітлення. Освітлення робочих місць. Частина 1. Робочі місця в приміщеннях*. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2016.
46. ДСТУ ISO 8995–1:2019. *Світло та освітлення. Освітлення робочих систем. Частина 1. Внутрішні робочі місця*. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019.
47. Stepanov G. O. *General Ship Systems: Methodical Guidelines for Course Design*. Mykolaiv : Admiral Makarov National University of Shipbuilding, 2004.
48. *ILO Maritime Labour Convention, 2006, as amended*. Geneva : International Labour Organization, 2022.

					ВБР. 135. 4217зш. 05. 07. ПЗ. 00	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		116