

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 випускної кваліфікаційної роботи **бакалавра**
(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему **"Суднова енергетична установка контейнеровоза "JOLLY
COBALTO" дедвейтом 44 574 т"**

Виконав: студент IV курсу, групи **4217зш**
спеціальності **135 "Суднобудування"**
освітня програма: **"Суднові енергетичні
установки та устаткування"**
(шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)



Нестер Богдан Богданович
(прізвище та ініціали)



Керівник **Шалапко Д.О.**
(прізвище та ініціали)

Рецензент **Самохвалов В.С.**
(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. Андреев

"___" _____ 2025 року

З А В Д А Н Н Я

НА ВИПУСКНУ БАКАЛАВРСЬКУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ

Нестера Богдана Богдановича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Суднова енергетична установка контейнеровоза "JOLLY COBALTO" дедвейтом 44 574 т

керівник роботи Шалапко Д.О.

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

затверджені розпорядженням директора ХННІ НУК від "___" _____ 2025 року №___

2. Термін подання роботи здобувачем вищої освіти " 10 " червня 2025 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).

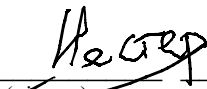
Тривимірний принципова схема загальносуднової системи (1 аркуш).

6. Дата видачі завдання " 10 " лютого 2025 року.

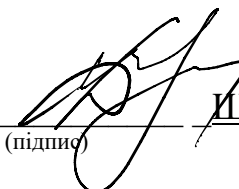
КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ 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

Здобувач вищої освіти


(підпис) Нестер Б.Б.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи


(підпис) Шалапко Д.О.
(прізвище та ініціали)

Анотація

У бакалаврському проєкті розглянуто судно типу «JOLLY COBALTO» дедвейтом 44 574 т, для якого виконано комплексний аналіз параметрів суднової енергетичної установки (СЕУ) з урахуванням вимог ефективності, надійності та безпечної експлуатації. Робота базується на сучасних підходах до проєктування та оцінювання енергетичних характеристик суднових установок транспортного флоту.

У **першому розділі** наведено загальну характеристику судна, включаючи основні геометричні та експлуатаційні параметри, а також виконано опис складу суднової енергетичної установки. Розглянуто принципову компоновку машинного відділення, взаємозв'язок основного та допоміжного обладнання, а також функціональне призначення окремих елементів СЕУ.

Другий розділ присвячений аналізу теплових потоків суднової енергетичної установки. Виконано розрахунок теплового балансу на основних експлуатаційних режимах, зокрема на ходовому режимі та стоянці судна. Отримані результати дозволяють оцінити ефективність використання теплоти палива, визначити рівень втрат енергії та обґрунтувати можливості підвищення енергоефективності установки.

У **третьому розділі** проведено розрахунок робочого циклу та динамічних характеристик головного двигуна. Визначено параметри процесів стиску, згоряння та розширення, побудовано індикаторні залежності та оцінено показники ефективності двигуна. Також проаналізовано динаміку сил і моментів, що виникають у кривошипно-шатунному механізмі, що має важливе значення для оцінювання надійності та довговічності елементів двигуна.

Четвертий розділ присвячено вибору та розрахунку агрегату наддуву головного двигуна. Обґрунтовано параметри турбокомпресора, визначено необхідні характеристики подачі повітря, а також оцінено вплив наддуву на енергетичні та економічні показники двигуна.

У **п'ятому розділі** розглянуто допоміжний котел суднової енергетичної установки. Наведено опис конструкції котельного агрегату, виконано аеродинамічний розрахунок газоповітряного тракту та визначено параметри процесу теплопередачі, що забезпечують необхідну продуктивність котла в експлуатаційних умовах.

Шостий розділ містить характеристику та розрахунок однієї з загальносуднових систем. Проведено аналіз її функціонального призначення, конструктивних особливостей та параметрів роботи, що дозволяє оцінити ефективність функціонування системи в складі суднової енергетичної установки.

У **сьомому розділі** наведено основні вимоги нормативних документів з охорони праці в машинному відділенні судна. Виконано відповідні розрахунки, спрямовані на забезпечення безпечних умов експлуатації обладнання, зниження ризиків виникнення аварійних ситуацій та підвищення рівня техногенної безпеки.

Таким чином, у роботі комплексно досліджено технічні та експлуатаційні характеристики суднової енергетичної установки судна «JOLLY COBALTO», що дозволяє обґрунтувати прийняті технічні рішення та підтвердити їх відповідність сучасним вимогам енергоефективності, надійності та безпеки.

Ключові слова: судна енергетична установка, аналіз теплових потоків, термодинамічний цикл, динаміка двигуна, агрегат наддуву, аеродинамічний розрахунок котла, охорона праці.

Abstract

The bachelor thesis considers the cargo vessel “JOLLY COBALTO” with a deadweight of 44,574 t. A comprehensive analysis of the ship power plant (SPP) has been carried out, taking into account modern requirements for energy efficiency, reliability, and operational safety. The study is based on contemporary engineering approaches to the design and evaluation of marine energy systems used in transport vessels.

The **first section** presents the general characteristics of the vessel, including its principal dimensions and operational parameters, and provides a detailed description of the ship power plant configuration. Particular attention is paid to the structural layout of the engine room, the interaction between the main and auxiliary equipment, and the functional role of individual SPP components.

The **second section** is devoted to the analysis of thermal flows within the ship power plant. A thermal balance calculation has been performed for both operating and idle conditions of the vessel. The obtained results allow assessment of the efficiency of fuel energy utilization, identification of major heat losses, and justification of possible measures aimed at improving the overall energy efficiency of the system.

The **third section** includes the calculation of the thermodynamic cycle and the dynamic characteristics of the main engine. The parameters of compression, combustion, and expansion processes have been determined, and indicator diagrams have been analyzed to evaluate the engine performance indicators. In addition, the dynamics of forces and moments arising in the crank mechanism have been considered, which is essential for assessing the reliability and durability of engine components.

The **fourth section** focuses on the selection and calculation of the turbocharging unit for the main engine. The operating parameters of the turbocharger have been substantiated, the required air supply characteristics have been determined, and the influence of turbocharging on the energy and economic performance of the engine has been evaluated.

The **fifth section** describes the auxiliary boiler of the ship power plant. The structural features of the boiler unit are presented, and an aerodynamic calculation of the gas–air flow path has been performed. The parameters of heat transfer processes ensuring the required boiler performance under operating conditions have also been determined.

The **sixth section** includes the description and calculation of one of the ship’s general service systems. The functional purpose, design characteristics, and operational parameters of the system have been analyzed, allowing evaluation of its efficiency as part of the integrated ship power plant.

The **seventh section** outlines the regulatory requirements for occupational safety in the engine room. The necessary engineering calculations aimed at ensuring safe operating conditions, reducing the risk of emergency situations, and improving the overall level of technical safety have been performed.

Thus, the thesis provides a comprehensive investigation of the technical and operational characteristics of the ship power plant of the vessel “JOLLY COBALTO”, substantiating the engineering solutions adopted and confirming their compliance with modern requirements for efficiency, reliability, and safety.

Key words: ship power plant, thermal flow analysis, thermodynamic cycle, engine dynamics, turbocharging unit, boiler aerodynamic calculation, occupational safety.

Зміст

Анотація.....	4
Abstract.....	5
Зміст.....	6
Вступ.....	8
ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ.....	9
1. Загальна характеристика судна.....	10
1.1 Опис 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 Швидкість 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.....	12
1.5 Стислий опис загально судових систем.....	12
1.6 Суднові пристрої.....	13
1.6.1 Рушії.....	13
1.6.2 Швартовне обладнання.....	13
2. Визначення ефективності суднової енергетичної установки.....	14
2.1 Склад обладнання СЕУ.....	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 установки.....	15
2.1.5 Опріснювальна установка.....	15
2.2 Режим роботи судна та суднової енергетичної установки.....	16
2.3 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи.....	16
3. Судновий головний двигун 7L70ME-C8.2.....	28
3.1 Загальний устрій та характеристики двигуна.....	28
3.1.1 Опис двигуна.....	28
3.1.2 Устрій деталей КШМ.....	29
3.2 Опис систем, що обслуговують двигун.....	31
3.2.1 Системи охолодження (рис. 3.2).....	31
3.2.2 Описання принципу роботи системи охолодження.....	33
3.2.3 Система газовідводу двигуна.....	34
3.2.4 Описання принципу роботи системи газовідводу.....	35
3.2.5 Система стисненого повітря двигуна (рис. 3.3).....	36
3.2.6 Описання принципу роботи системи стисненого повітря двигуна.....	37
3.2.7 Система автоматичного управління двигуном.....	38

3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна.....	39
3.3.1 Вибір та обґрунтування вихідних даних.....	39
3.3.2 Розрахунок процесу наповнення.....	41
3.3.3 Розрахунок процесу стиску.....	41
3.3.4 Розрахунок процесу згорання.....	42
3.3.5 Розрахунок процесу розширення.....	44
3.3.6. Визначення індикаторних показників.....	45
3.3.7 Визначення ефективних параметрів.....	46
3.3.8 Визначення значення середнього індикаторного тиску за згорнутою індикаторною діаграмою.....	46
3.4 Розрахунок динаміки двигуна.....	47
3.4.1 Вихідні дані.....	47
3.4.2 Розрахунок та побудова діаграм сил РДВ, N, Q, Z, T.....	48
3.4.3 Побудова діаграми сумарних дотичних сил T.....	49
3.4.4 Розрахунок маховика.....	50
4. Перевірочні розрахунки агрегату наддуву двигуна.....	53
4.1. Визначення основних параметрів компресора. Вибір марки турбокомпресора.....	53
4.3 Розрахунок проточної частини турбіни.....	62
4.3. Розробка загальної компоновки турбокомпресора та його основних елементів.....	70
5. Судновий паровий котел.....	72
5.1 Опис конструкції котла.....	72
5.2 Характеристики палива.....	77
5.3 Вихідні данні за пароводяним трактом.....	77
5.4 Визначення об'ємів повітря та продуктів згорання.....	79
5.5 Розрахунок ентальпії продуктів згорання. Побудова діаграми $lg - \theta$	87
5.6 Попередній тепловий баланс і визначення витрати палива.....	88
5.7 Перевірочний розрахунок топки.....	90
5.8 Визначення нев'язки теплового балансу.....	94
5.9 Розрахунок та вибір арматури котла.....	94
5.10 Вибір утилізаційного парогенератора.....	96
5.11. Висновки до розділу.....	97
6. Розробка системи питної води.....	98
6.1 Загальна характеристика системи.....	98
6.2 Гідравлічні розрахунки відрізка трубопроводу.....	104
6.3 Оцінка надійності трубопроводів системи.....	111
6.4 Висновки з розділу.....	116
7 Безпечна експлуатація суднової енергетичної установки.....	118
7.1 Аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів у МВ.....	118
7.2 Розрахунок загального освітлення виробничого приміщення.....	124
7.3 Висновок з розділу.....	125
Висновок.....	126
Список використаних літературних джерел.....	127

Вступ

Морський транспорт є однією з ключових складових світової транспортної системи, забезпечуючи ефективне переміщення вантажів між континентами та стабільність функціонування глобальних логістичних ланцюгів. Зростання обсягів морських перевезень, підвищення вимог до енергоефективності, а також посилення міжнародних екологічних норм зумовлюють необхідність постійного вдосконалення суднових енергетичних установок (СЕУ). Сучасні енергетичні системи суден повинні характеризуватися високими показниками економічності, надійності та безпечності експлуатації, забезпечуючи мінімальний рівень шкідливих викидів і раціональне використання паливно-енергетичних ресурсів.

Суднова енергетична установка є складною технічною системою, яка об'єднує головний двигун, допоміжні механізми, системи забезпечення та елементи енергетичної інфраструктури судна. Ефективність функціонування СЕУ безпосередньо впливає на експлуатаційні витрати судна, витрати палива, екологічні показники та загальну надійність роботи суднових технічних засобів. У зв'язку з цим особливої актуальності набувають питання дослідження робочих процесів енергетичного обладнання, визначення параметрів теплових потоків, вибору раціональних режимів роботи та забезпечення відповідності системи сучасним вимогам технічної та пожежної безпеки.

У даній бакалаврській роботі розглядається судно «JOLLY COBALTO» дедвейтом 44 574 т, яке оснащено дизельною судовою енергетичною установкою, що забезпечує рух судна та функціонування допоміжних систем. Дослідження конструктивних та експлуатаційних характеристик СЕУ даного судна дозволяє оцінити ефективність використання енергії палива, визначити параметри основних процесів у головному двигуні, а також обґрунтувати вибір допоміжного обладнання.

Метою роботи є комплексне дослідження судової енергетичної установки судна «JOLLY COBALTO», що включає визначення характеристик судна та складу СЕУ, розрахунок теплових потоків на різних режимах експлуатації, аналіз термодинамічного циклу і динаміки головного двигуна, вибір і розрахунок агрегату наддуву, дослідження роботи допоміжного котла, а також характеристику однієї із загальносуднових систем. Особливу увагу приділяється питанням охорони праці та безпечної експлуатації обладнання машинного відділення.

Отримані результати можуть бути використані для інженерного обґрунтування технічних рішень при проектуванні та модернізації суднових енергетичних установок, а також для підвищення ефективності та надійності експлуатації морських транспортних суден. Таким чином, проведене дослідження відповідає сучасним тенденціям розвитку судової енергетики та спрямоване на удосконалення методів аналізу і оптимізації роботи суднових енергетичних систем.

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ

СЕУ — суднова енергетична установка
ГД — головний двигун
ДД — дизельний двигун
КШМ — кривошипно-шатунний механізм
ТК — турбокомпресор
ККД — коефіцієнт корисної дії
ПНВТ — паливний насос високого тиску
ТВП — турбіна відпрацьованих газів
САР — система автоматичного регулювання
САК — система автоматичного керування
СЖО — система живлення оливою
СО — система охолодження
СМА — система мащення
СВ — система випуску
СП — система подачі палива
СВП — система водопостачання
СВО — система водяного охолодження
СН — система наддуву
СГ — судновий генератор
ДГ — дизель-генератор
ВД — машинне відділення
ВГ — відпрацьовані гази
РР — робочий режим
НМТ — нижня мертва точка
ВМТ — верхня мертва точка
р — тиск
Т — температура
V — об'єм
Q — теплота
N — потужність
G — витрата
 η — коефіцієнт корисної дії
n — частота обертання
 τ — крутний момент

1. Загальна характеристика судна

1.1 Опис судна

1.1.1 Тип судна

У даному проекті розглядається судно «JOLLY COBALTO» (IMO:9668960) (рис 1.1–1.2) типу контейнеровоз, який побудований у 2015 році на верфі STX Offshore & Shipbuilding. в Італії.

Судно «Jolly Cobalto» входить в серію з чотирьох суден, що будуються в рамках другого етапу 500-мільйонної програми розвитку Ignazio Messina. «Jolly Cobalto» працює під італійським прапором і з італійським екіпажем на сервісі між портами Середземномор'я, Червоного моря і Близького Сходу.

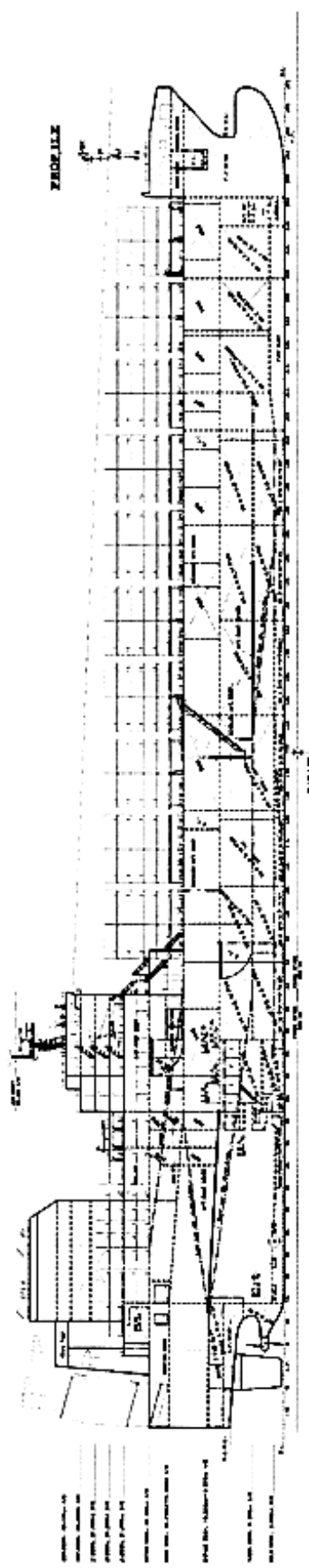
Судно спроектовано та побудовано для перевезення контейнерів та автомобілів, із кормовим розташуванням машинного відділення (MV) та житлової надбудови.



Рисунок 1.1 Загальний вигляд судна «JOLLY COBALTO»

1.1.2 Основні характеристики

Довжина, м:	
–найбільша	240 м
–між перпендикулярами	220 м
Ширина, м	37,5
Осадка, м	11,5
Дедвейт, т	44 574



MAIN DECK IN 30-30 MODE

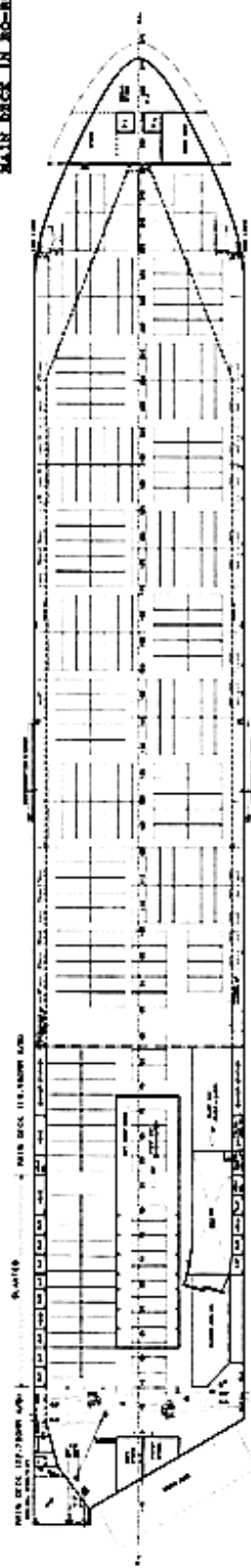


Рисунок 12 План розташування та схема судна «JOLLY SOBALTO»

1.1.3 Район плавання

Район плавання — необмежений. Судно використовується у вантажоперевезеннях на різних торговельних шляхах. Має велику зручність у вантажоперевезеннях.

1.2 Характеристика корпусу судна

Судно «JOLLY COBALTO» має бульбодовидний ніс, транцеву корму, з кормовим розташуванням МВ. На судні передбачено 6 палуб для автомобілів, а верхня палуба для розміщення контейнерів, 200 з яких можуть бути рефконтейнерами. Загальна місткість контейнерів до 3016 TEU.

1.3 Швидкість судна

Судно оснащено головним двигуном (ГД) фірми “MAN “— 7L70ME-C8.2 з вихідною потужністю 22890 кВт, завдяки цьому судно розвиває швидкість у 21.5 вузлів.

1.4 Енергетична установка судна

1.4.1 Головний двигун

На дане судно встановлюють малообертовий (МОД) ГД 7L70ME-C8.2 фірми “MAN”. Тип дизеля – двотактний, з газотурбінним наддувом (з постійним тиском газів перед турбіною), з вбудованим упорним підшипником, розташування циліндрів рядне, вертикальне, крейцкопфний. Ефективна потужність складає 22890 кВт при 108 хв–1. Питома витрата палива 0,170 кг/(кВт·год). Споживає HFO (Heavy Fuel Oil).

1.4.2 Допоміжна електроенергетична установка

Для надійного забезпечення електроенергією судна, встановлено чотири автоматизованих дизельних генератори «STX MAN» 6L27/38 потужністю 1980 кВт при 720 хв–1. Ці двигуни з системою безпосереднього впорскування, вертикального розташування циліндрів, тронкові, прості дії. Використовують паливо HFO (Heavy Fuel Oil). Генератори типу «HHI» (Hyundai), синхронний генератор перемінного току.

1.4.3 Допоміжна котельна установка

Для постачання судових споживачів водяною парою, передбачено два котла фірми «Aalborg», один з яких допоміжний, інший утилізаційний. Паропроодуктивність кожного котла 2,5 т/год.

1.5 Стислий опис загально судових систем

Система контролю даласту виробника «Teikoku», типу «Centrifugal pump».

Пожерна сигналізація виробника «Autronica» типу Addressable type.

Протипожежна система вуглекислотного типу у машинному відділенні, та система пожежогасіння заборотною водою у кабінах та місцях з людьми.

1.6 Суднові пристрої

1.6.1 Рушії

Має один зредний звинт фіксованого кроку, виконаний із Ni-Al-Br сплаву фірмою «Rolls-Royce». Має діаметр 7.2 м, та працює при прямій передачі крутного моменту від ГД з частотою обертання 108 хв⁻¹.

1.6.2 Швартовне обладнання

Швартовні операції здійснюються за допомогою носового брашпиля та кормового шпиля фірми Hyundai Heavy Industries що приводяться у дію електродвигунами.

Три радари виробництва фірми «X-Band» та «S-Band» модель JMA-923B-7XA.

Висновок: В розділі розглянуто судно типу ро-ро «JOLLY COBALTO» дедвейтом 44 574 т, з можливістю перевезення до 3 тисяч контейнерів. Розділ містить опис систем та обладнання судна, а також опис суднової енергетичної установки.

2. Визначення ефективності суднової енергетичної установки

2.1 Склад обладнання СЕУ

Головний двигун MAN 7L70ME-C8.2

4 Дизель генератора MAN 6L27/38

Допоміжний котел Aalborg, паропроductивністю 2,5 т/год

Утилізаційний котел Aalborg, паропроductивністю 2,5 т/год

Опріснювальна установка;

Аварійний дизель — генератор моделі 6N165L-UN потужністю 353 кВт

2.1.1 Головний двигун

Основні характеристики двигуна 7L70ME-C8.2

$N_e = 22\,890$ кВт;

Питома витрата палива $g_e = 170$ г/(кВт·год);

Частота обертання колінчастого вала $n = 108$ хв⁻¹;

Степінь підвищення тиску в компресорі $\pi_k = 3.0$;

Сумарний коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 2.5$;

Температура відхідних газів $T_2 = 525$ К;

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

Коефіцієнт корисної дії надувного компресору $\eta_k = 0.83$;

Нижча енергія згоряння палива $Q_i^r = 42700$ кДж/кг;

2.1.2 Головні суднові передачі, муфти, валопроводи та рушії

Лінія валопроводу включає:

Проміжний вал $\eta_{en} = 0.99$;

Гребний вал $\eta_{en} = 0.99$.

Гребний гвинт має пропульсивний ККД $\eta = 0.70$.

2.1.3 Суднова електростанція

Дизель — генератор 6L27/38

Кількість $i = 4$

$N_e = 1980$ кВт;

$D_{ц} = 270$ мм;

$S = 380$ мм;

Питома витрата палива $g_e = 188$ г/(кВт·годину);

Частота обертання колінчастого вала $n = 720$ хв⁻¹;

Ступінь підвищення тиску в компресорі $\pi_{\kappa} = 3$;
 Сумарний коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 2,5$;
 Температура газів за ТК $T_2 = 573\text{K}$;
 Температура повітря на вході в ТК $T_1 = 318\text{K}$;
 Коефіцієнт корисної дії надувного компресору $\eta_{\kappa} = 0,8$;
 Нижча енергія згоряння палива $Q_i^r = 42500 \text{ кДж/кг}$;
 ККД генератора $\eta_{\varepsilon} = 0,95$.

Аварійний дизель — генератор моделі 6N165L-UN
 Кількість $i = 1$;
 $N_e = 353 \text{ кВт}$;
 $D_{\text{ц}} = 165 \text{ мм}$;
 $S = 232 \text{ мм}$;
 Питома витрата палива $g_e = 196 \text{ г/(кВт·година)}$;
 Частота обертання колінчастого вала $n = 1200 \text{ хв}^{-1}$;
 Ступінь підвищення тиску в компресорі $\pi_{\kappa} = 2,5$;
 Сумарний коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 2,5$;
 Температура газів за ТК $T_2 = 600 \text{ K}$;
 Температура повітря на вході в ТК $T_1 = 318 \text{ K}$;
 Коефіцієнт корисної дії надувного компресору $\eta_{\kappa} = 0,75$;
 Нижча енергія згоряння палива $Q_i^r = 42500 \text{ кДж/кг}$;
 ККД генератора $\eta_{\varepsilon} = 0,95$.

2.14 Допоміжна котельна установки

Допоміжний котел Aalborg:

продуктивність допоміжного котла $D_s^{DK} = 2,5 \text{ т/годину}$;
 продуктивність утилізаційного котла $D_s^{DK} = 2,5 \text{ т/годину}$;
 тиск пари $p_s = 0,7 \text{ МПа}$
 температура живильної води (прийнята) $t_{\text{ж.в}} = 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$
 витрати палива у котлі $G_{\text{пал}}^{DK} = 200 \text{ кг/год}$
 нижча енергія згоряння палива, $Q_i^r = 39000 \text{ кДж/кг}$

2.15 Опріснювальна установка

Опріснювальна установка вакуумного типу, що працює на гарячій воді, яка охолоджує головний двигун:

продуктивність $D_{\text{оп}} = 40 \text{ т/добу}$;
 температура живильної заборотної води $t_{\text{ж.в}} = 60^{\circ}\text{C}$.

Розробка структурної схеми енергетичної установки (рис. 2.1).

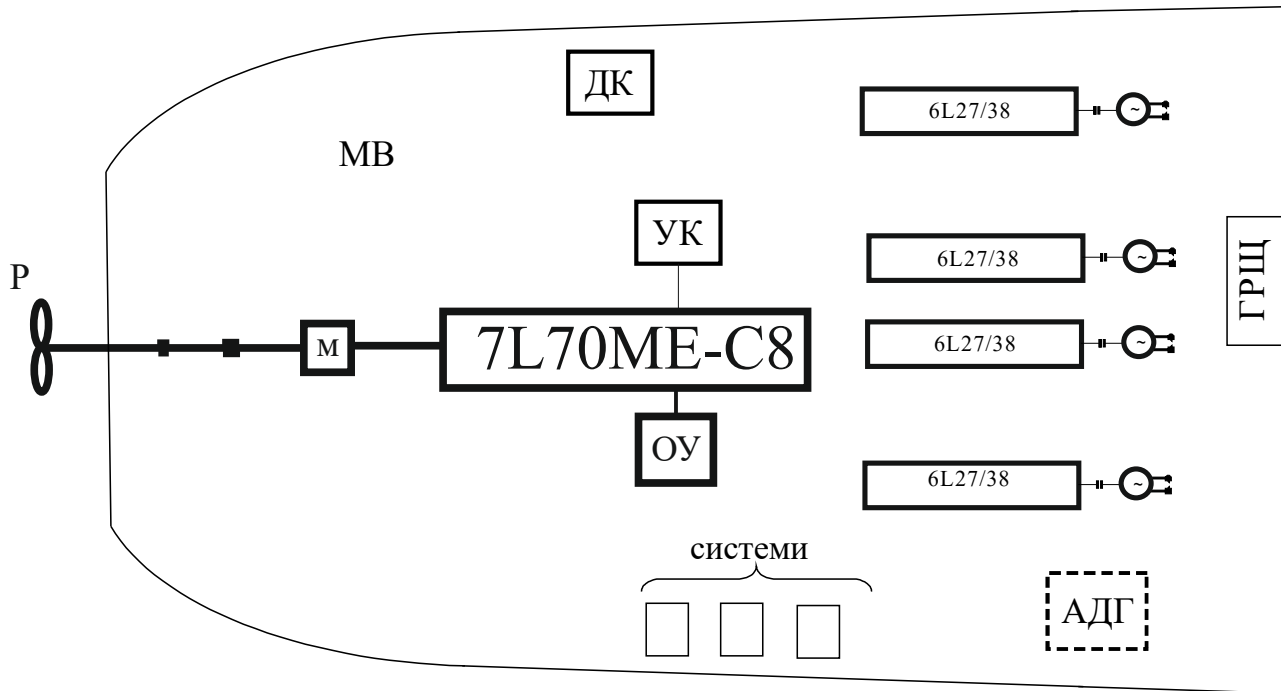


Рисунок. 2.1 Структурна схема енергетичної установки:

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

2.2 Режими роботи судна та суднової енергетичної установки

Режими роботи суднової енергетичної установки представлено в табл. 2.1

Таблиця 2.1. Режими роботи елементів СЕУ

Режим Устат- кування	Ходовий	Стоянковий		Аварійн ий
		З вантажними операціями	Без вантажних операцій	
ГД	+	—	—	—
ДГ (4)	+ (3)	+ (2)	+ (1)	—
ОУ	+	—	—	—
УК	+	—	—	—
ДК	—	+	+	—
АДГ	—	—	—	+

2.3 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.

Енергія, що виділилась при спалюванні палива, кВт,

$$Q_{\text{нал}}^{\text{ГД}} = g_e N_e Q_i^r = 0,170 \cdot 22890 \cdot 42700 / 3600 = 46155 \text{ кВт},$$

$$G_{\text{нал}} = g_e N_e = 0,170 \cdot 22890 / 3600 = 1,08 \text{ кг/с},$$

Енергія, що витрачається з відпрацьованими газами:

$$Q_z^{\text{ГД}} = G_z c_{pz} T_z - G_n c_{pn} T_n = 39,72410304525 - 38,6440,994318 = 12383 \text{ кВт},$$

G_z, G_n — кількості відпрацьованих газів та повітря двигуна

$$G_n = \alpha_\Sigma L_0 g_e N_e = 2,5414,340,170422890 / 3600 = 38,64 \text{ кг/с},$$

$$G_z = G_n + G_{\text{нал}} = g_e N_e (1 + \alpha_\Sigma L_0) = 0,1704228904 (1 + 2,5414,3) / 3600 = 39,72 \text{ кг/с}.$$

теплоємності відпрацьованих газів та повітря відповідно

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

енергія, що відбирається від надувного повітря

$$Q_{\text{нт}}^{\text{ГД}} = G_n c_{pn} (T_k - T_n) = 38,64 \cdot 0,99 \cdot (493 - 318) = 3974 \text{ кВт}$$

T_k — температура повітря після наддувного компресора

$$T_k = T_n + \Delta T = T_n \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k} \right] = 318 \cdot [1 + (3,0,271 - 1) / 0,83] = 493 \text{ К}$$

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

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

де $\pi_k = 3,0$ — степінь підвищення тиску повітря в компресорі надувного агрегату

$\eta_k = 0,83$ — коефіцієнт корисної дії (ККД) компресору ТНА.

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

$$Q_{\text{зал}}^{\text{ГД}} = 0,005 Q_{\text{нал}} = 0,00546155 = 230 \text{ кВт}$$

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

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

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

$G_{\text{пр.в}}, G_{\text{м}}$ — 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 $Q_{\text{пр.в}}$ та $Q_{\text{м}}$ в разі відсутності результатів теплотехнічних іспитів 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 приїмемо 5% втрат енергії з прісною водою і 2% — з маслом. Тоді

$$Q_{пр.в}^{ГД} = 0,05 Q_{пал}^{ГД} = 0,05 \cdot 46155 = 2307 \text{ кВт}$$

$$Q_m^{ГД} = 0,02 Q_{пал}^{ГД} = 0,02 \cdot 46155 = 923 \text{ кВт}$$

Зробимо перевірку рівняння теплового балансу для головного двигуна

$$Q_{пал} = N_e + Q_2 + Q_{нп} + Q_{зал} + Q_{пр.в} + Q_m^{ГД}$$

$$46155 = 22890 + 12383 + 5623 + 230 + 2307 + 923 = 44820$$

Нев'язка балансу складає 2.9 %, припустимий небаланс $\pm 5 \%$.

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 $Q_{пр.в} = 2307$ кВт. Перепад температур гарячої прісної води і заборотної води у випарнику прийнятий 20 градусів, заборотна вода кипітиме при 60 оС. По таблицях водяної пари визначаємо відповідний тиск цієї вторинної пари і далі ентальпії сухої насиченої пари та морської води, з якої утворюється дистиллят:

$$i'' = 2609 \text{ кДж/кг}; i_3 = 251,1 \text{ кДж/кг}.$$

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

$$Q_{ou} = D_{ou}(i'' - i_3) = 4041034 (2609 - 251,1) / 24 / 3600 = 1091 \text{ кВт}$$

$$\eta_{квт}^{ОУ} = \frac{Q_{ou}}{Q_{пр.в}^{ГД}} = \frac{1091}{2307} = 0,47$$

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

Дизель — генератор 6L27/38

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

Енергія, що виділилась при спалюванні палива, кВт,

$$Q_{пал}^{ДГ} = g_e N_e Q_i^r = 0,188419804 \cdot 2700 / 3600 = 141,15 \text{ кВт},$$

$$G_{пал} = g_e N_e = 0,18841980 / 3600 = 0,1 \text{ кг/с}.$$

— Енергія, що втрачається з відпрацьованими газами:

$$Q_e^{ДГ} = G_e c_{pe} T_e - G_n c_{pn} T_n = 3,841,064573 - 3,740,994318 = 1262 \text{ кВт},$$

G_2, G_n — кількість відпрацьованих газів та повітря двигуна

$$G_n = \alpha_{\Sigma} L_0 g_e N_e = 2,5414,340,18841980 / 3600 = 3.7 \text{ кг/с},$$

$$G_z = G_n + G_{нал} = g_e N_e (1 + \alpha_{\Sigma} L_0) = 0,188419804 (1 + 2,5414,3) / 3600 = 3.8 \text{ кг/с};$$

теплоємності відпрацьованих газів та повітря відповідно

$$c_{pg} = 1,06 \text{ кДж/(кг·К)}; \quad c_{pv} = 0.990 \text{ кДж/(кг·К)}$$

Енергія, що відбирається від наддувального повітря

$$Q_{нт}^{ДГ} = G_n c_{pg} (T_k - T_n) = 3.7 \cdot 0,99 \cdot (456 - 318) = 538 \text{ кВт};$$

T_k — температура повітря після наддувального компресору

$$T_k = T_n + \Delta T = T_n \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k} \right] = 318 \cdot [1 + (30,271 - 1) / 0,8] = 456 \text{ К};$$

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

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

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

$\eta_k = 0,8$ — коефіцієнт корисної дії (ККД) компресору ТНА.

Втрати енергії від розсіювання до навколишнього середовища є залишковим членом балансу і складають 1,0 — 2 % від $Q_{нал}$.

$$Q_{зал}^{ДГ} = 0,01 Q_{нал}^{ДГ} = 0,01044415 = 44.1 \text{ кВт}$$

Енергія, що втрачається 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 $Q_{пр.вдз}$ та $Q_{мдз}$ 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 10% втрат енергії з прісною водою і 5,5% — з маслом. Тодто

$$Q_{пр.в} = 0,10 Q_{нал}^{ДГ} = 0,10444415 = 44.1 \text{ кВт}$$

$$Q_{м} = 0,06 Q_{нал}^{ДГ} = 0,05544415 = 26.5 \text{ кВт}$$

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

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

$$44.15 = 1980 + 1262 + 537 + 44.1 + 44.1 + 26.5 = 4530$$

Нев'язка балансу складає 1,65 %, припустимий небаланс $\pm 3 \%$.

Втрати на генераторі складають

$$Q_{ez} = N_e^{ДГ} \times (1 - \eta_{e\partial}) = 198041 - 0,95 = 99 \text{ кВт}$$

Потужність на валу генератора

$$P_{ez}^{ДГ} = N_e^{ДГ} - Q_{ez} = 1980 - 99 = 1881 \text{ кВт}$$

Допоміжний котел

Кількість енергії, що виділилася при спалюванні палива у котлі

$$Q_{нал}^{ДК} = G_{нал} \cdot Q_i^r = 200439000 / 3600 = 2167 \text{ кВт}$$

Кількість енергії, що витрачено для здобуття насиченої пари

$$Q_s^{ДК} = D_s^{ДК} \cdot \chi(i'' - i_{ж.в}) = 25004 \cdot (2760,1 - 251,1) / 3600 = 1742 \text{ кВт}$$

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

Коефіцієнт використання енергії в ДК

$$\eta_{дк} = \frac{Q_s^{ДК}}{Q_{нал}^{ДК}} = \frac{1742}{2167} = 0,8$$

Утилізаційний котел

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

$$Q_s^{УПГ} = D_{УПГ} \cdot (h'' - h_{жв}) / 3600 = 2500 \cdot (2760,1 - 251,1) / 3600 = 1742 \text{ кВт.}$$

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

Теплова потужність, яку мають ВГ після УК,

$$Q_2^{УПГ} = G_2^{ГД} \cdot \overline{c}_{p2} \cdot T_{yx} = 39,72 \cdot 1,02 \cdot 453 = 18354 \text{ кВт,}$$

де $T_{yx} = 453 \text{ К}$ ($180 \text{ }^\circ\text{C}$) – температура ВГ після УК (див. п. 3.2).

Енергетичний баланс УК

$$Q_{втр}^{УПГ} = Q_2^{УПГ} - Q_s^{УПГ} - Q_2^{ГД} = 18354 - 1742 - 12383 = 4228 \text{ кВт,}$$

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

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

Коефіцієнт використання енергії в УК

$$\eta_{ук} = \frac{Q_s^{УПГ}}{Q_2^{ГД}} = \frac{4228}{12383} = 0,34$$

Аварійний дизель-генератор

Тепер розрахуємо потоки енергії в аварійному дизель-генераторі.

Енергія, що виділилась при спалюванні палива, кВт,

$$Q_{нал}^{АДГ} = g_e N_e \cdot Q_i^r = 0,196435342500 / 3600 = 817 \text{ кВт,}$$

$$G_{\text{нал}} = g_e N_e = 0,1964353/3600 = 0,019 \text{ кг/с.}$$

Енергія, що витрачається з відпрацьованими газами:

$$Q_e^{АДГ} = G_e c_{pe} T_e - G_n c_{pn} T_n = 0,741,0644600 - 0,68740,994318 = 230 \text{ кВт,}$$

G_e, G_n — кількість відпрацьованих газів та повітря двигуна

$$G_n = \alpha_\Sigma L_0 g_e N_e = 2,5414,340 \cdot 0,1964353/3600 = 0,687 \text{ кг/с,}$$

$$G_e = G_n + G_{\text{нал}} = g_e N_e (1 + \alpha_\Sigma L_0) = 0,19643534 (1 + 2,5414,3) / 3600 = 0,7 \text{ кг/с;}$$

теплоємності відпрацьованих газів та повітря відповідно

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

— Енергія, що відбирається від наддувного повітря

$$Q_{nn}^{АДГ} = G_n c_{pn} (T_k - T_n) = 0,68740,994 (437,5 - 318) = 81 \text{ кВт;}$$

T_k — температура повітря після наддувного компресору

$$T_k = T_n + \Delta T = T_n \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k} \right] = 3184 [1 + (2,50,271 - 1) / 0,75] = 437,5 \text{ К;}$$

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

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

$\pi_k = 2,5$ — 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 $Q_{\text{нал}}$.

$$Q_{\text{зал}}^{АДГ} = 0,02 Q_{\text{нал}}^{АДГ} = 0,024817 = 16,3 \text{ кВт}$$

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

$$Q_{np.v}^{АДГ} = G_{np.v} c_{np.v} \Delta T_{np.v},$$

$$Q_m^{АДГ} = G_m c_m \Delta T_m,$$

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

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

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

Для визначення $Q_{np.v}$ та Q_m 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 приїмемо 9% втрат енергії з прісною водою і 7% — з маслом. Тоді

$$Q_{np.v} = 0,09 Q_{\text{нал}}^{АДГ} = 0,094817 = 73,5 \text{ кВт}$$

Механічна енергія, що підводиться до валопроводу від ГД

$$N_e = 22890 \text{ кВт}$$

До рушія підводиться потужність N_{bn} (враховуємо втрати потужності у підшипниках валопроводу)

$$Q_{bn} = 0,01 \cdot N_{bn} = 0,01422890 = 228,9 \text{ кВт}$$

$$N_{en} = N_n - Q_{en} = 22890 - 228,9 = 22661,1 \text{ кВт}$$

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

$$Q_p = N_{bn} \cdot \eta_p = 22661,140,3 = 6798,3 \text{ кВт.}$$

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

$$N_R = N_{en} - Q_p = 22661,1 - 6798,3 = 15862,7 \text{ кВт.}$$

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

ККД пропульсивного комплексу визначимо

$$\eta_e^{ПК} = \frac{N_R}{Q_{гд}^{пол}} = \frac{15862}{46155} = 0,343$$

Коефіцієнт використання енергії в СЕУ на ходовому режимі

$$(\eta_{квт})_{хр} = \frac{N_R + Q_{oy} + 3 \times P_{ez}^{ДГ} + Q_s^{УК}}{Q_{пол}^{гд} + 3 \times Q_{пол}^{ДГ}} = \frac{15862,7 + 1091 + 1742 + 3 \times 1881}{46155 + 3 \times 4415} = 0,40$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на ходовому режимі

$$(\eta_e)_{хр} = \frac{N_R + 2 \times P_{ez}^{ДГ}}{Q_{пол}^{гд} + 2 \times Q_{пол}^{ДГ} + Q_{пол}^{ДК}} = \frac{15862,7 + 3 \times 1881}{46155 + 3 \times 4415} = 0,352$$

На стоянковому режимі з вантажними операціями працюють 2 ДГ та ДК.

Розрахункова схема надана на рис. 2.3

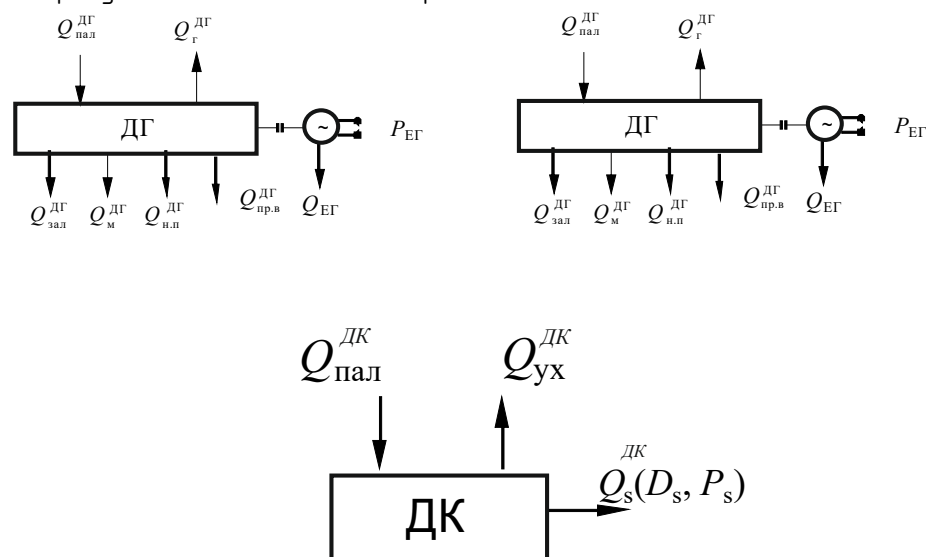


Рисунок 2.3 Розрахункова схема для визначення розподілу потоків енергії в СЕУ на стоянковому режимі (з вантажними операціями) роботи судна.

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

$$(\eta_{\text{квт}}^{\text{сеу}})_{\text{ст/звО}} = \frac{2 \times P_{\text{ез}}^{\text{ДГ}} + Q_s^{\text{ДК}}}{2 \times Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = \frac{2 \times 1881 + 1742}{2 \times 4415 + 2166} = 0,5$$

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

$$(\eta_e^{\text{сеу}})_{\text{ст/звО}} = \frac{2 \times P_{\text{ез}}^{\text{ДГ}}}{2 \times Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = \frac{2 \times 1881}{2 \times 4415 + 2166} = 0,342$$

На стоянці без вантажних операцій працюють ДГ та ДК.

Розрахункова схема надана на рис. 2.4.

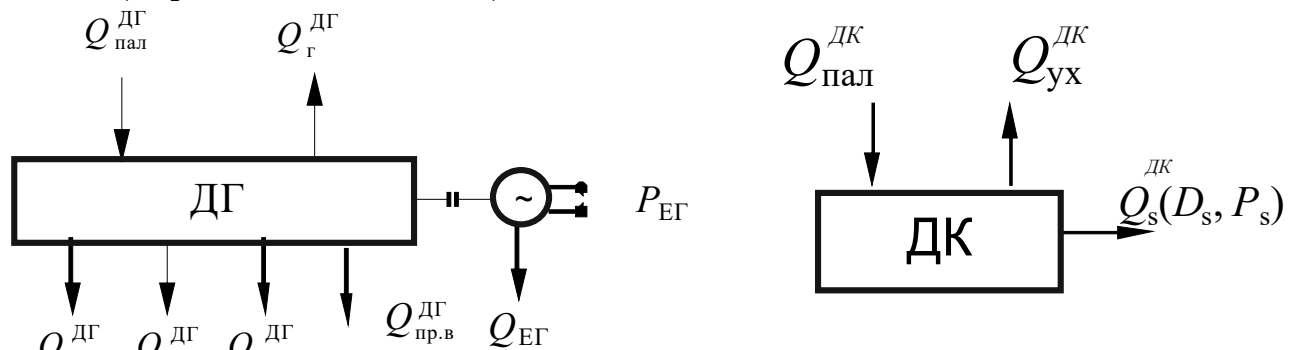


Рисунок 2.4 Розрахункова схема для визначення розподілу потоків енергії в СЕУ на стоянковому режимі (без вантажних операцій) роботи судна.

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

$$(\eta_{\text{квт}}^{\text{сеу}})_{\text{ст/безвО}} = \frac{P_{\text{ез}}^{\text{ДГ}} + Q_s^{\text{ДК}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = \frac{1881 + 1742}{4415 + 2166} = 0,55$$

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

$$(\eta_e^{\text{сеу}})_{\text{ст/безвО}} = \frac{P_{\text{ез}}^{\text{ДГ}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = \frac{1881}{4415 + 2166} = 0,285$$

На аварійному режимі працює 1 АДГ

Розрахункова схема надана на рис. 2.5.

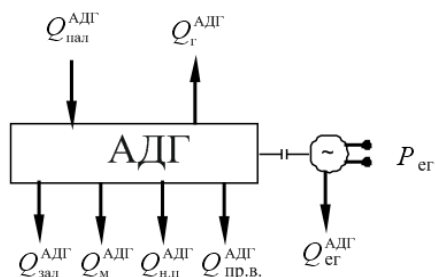


Рисунок 2.5 Розрахункова схема для визначення розподілу потоків енергії в СЕУ на аварійному режимі роботи судна.

Коефіцієнт використання енергії в СЕУ на аварійному режимі

$$(\eta_{\text{ссу}})_{\text{авар}} = \frac{P_{\text{е2}}^{\text{АДГ}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{АДГ}}} = \frac{335}{817} = 0,41$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на аварійному режимі

$$(\eta_{\text{квт}}^{\text{ссу}})_{\text{авар}} = \frac{P_{\text{е2}}^{\text{АДГ}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{АДГ}}} = \frac{335}{817} = 0,41$$

Потоки витрат енергій в СЕУ надані на рис. 2.6–2.8

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 (дистиляту) 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.

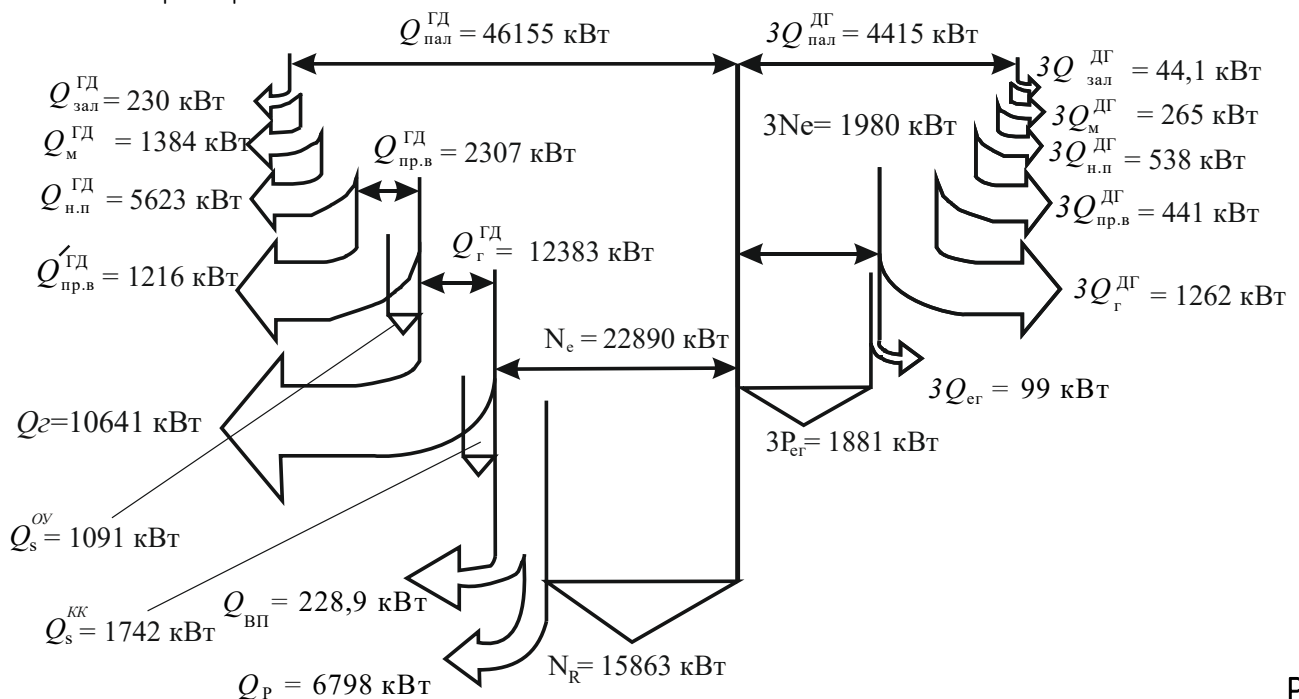


Рисунок 2.6 Потоки витрат енергії в СЕУ (теплова діаграма) на ходовому режимі

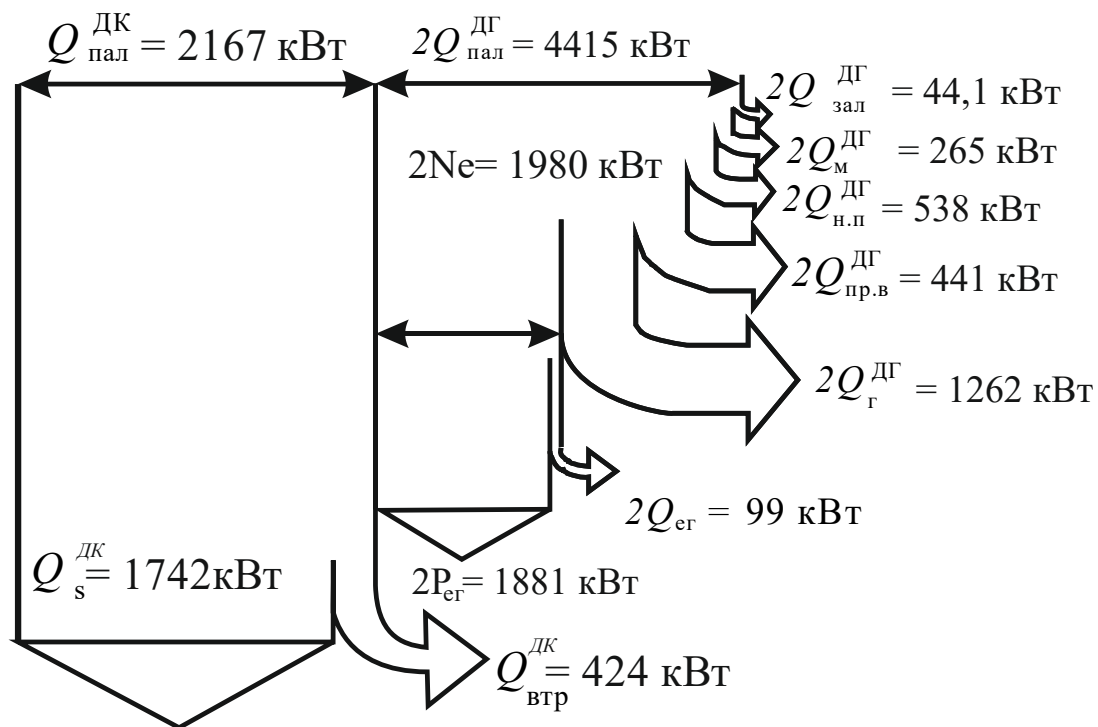


Рисунок 2.7 Потоки витрат енергії в СЕУ (теплова діаграма) на стоянці судна з вантажними операціями.

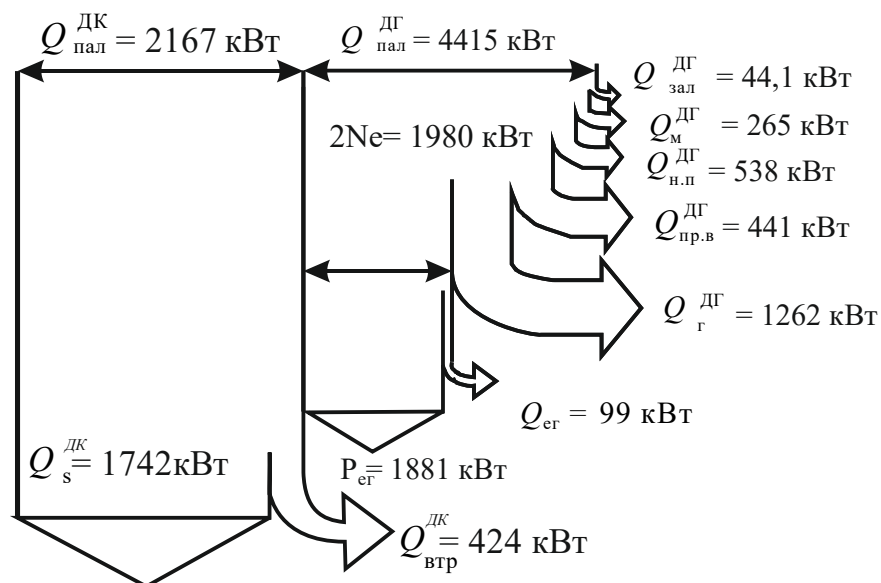


Рисунок 2.8 Потоки витрат енергії в СЕУ (теплова діаграма) на стоянці судна без вантажних операцій.

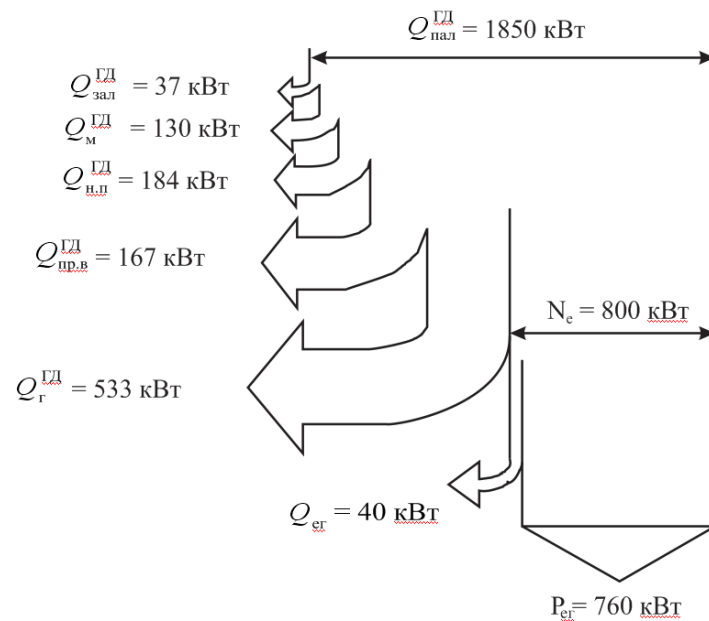


Рисунок 2.9 Потоки витрат енергії в АЕС (теплова діаграма) на аварійному режимі.

2.6 Висновки до розділу

У даному розділі було розроблена структурна схема ЕУ, були розглянуті режими роботи судна та АЕС. Також було розраховано потоки енергії АЕС на основних режимах роботи, де наглядно вказано ефективність використання палива у сучасних енергетичних установках. Для судна "JOLLY COBALTO" розраховані потоки теплоти в АЕС для ходового режиму, режиму стоянки з вантажними операціями та режиму стоянки без вантажних операцій, аналіз яких показав, що можна утилізувати теплоту вторинних енергетичних ресурсів для здобуття прісної води (дистиляту) для поповнення її запасів. Визначена ефективність використання енергії палива, кількісна оцінка якої виражена коефіцієнтами корисної дії та коефіцієнтами використання тепла в АЕС на трьох режимах.

3. Судновий головний двигун 7L70ME-C8.2

3.1 Загальний устрій та характеристики двигуна

3.1.1 Опис двигуна

Тип дизеля – двотактний, з газотурбінним наддувом (з постійним тиском газів перед турбіною), з вбудованим упорним підшипником, розташування циліндрів рядне, вертикальне.

Порядок нумерації циліндрів від носа до корми, модель права.

Діаметр циліндра – 700 мм, хід поршня – 2360 мм.

Кількість обертів 108 хв –1

Максимальна тривала (номінальна) потужність (МДМ) — 22 890 кВт. Робота на ПМ допускається не більш однієї години з інтервалом не менш 12 часів. На особливій замовлення дизель може бути відрегульований на інші значення номінальної потужності .

Питома витрата палива при умовах:

– атмосферний тиск 100 кПа ,температура повітря +27 °С , температура охолоджуючої води на вході в охолоджувач повітря +27 °С, приведені до теплоти згоряння палива 42738 кДж/кг у з/кВт рік.

– при МДМ – 172+3

На режимах 75 % від МДМ — 168

50 % від МДМ — 171

25 % від МДМ — 174

Питома витрата масла при МДМ, з/кВт год:

– на змащення циліндрів – 0.32;

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 мінус 10 до +45° С;

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

– атмосферний тиск — необмежено;

– розрідження на впуску до 10 зПа;

– протитиск на впуску до 30 зПа;

– температура води зовнішнього контуру (заборотної води) – до + 32 ° С;

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

Допускається застосування інших сортів палива.

Масло – М10М2ЦС і М10В2С ДСТ 12337 – 84.

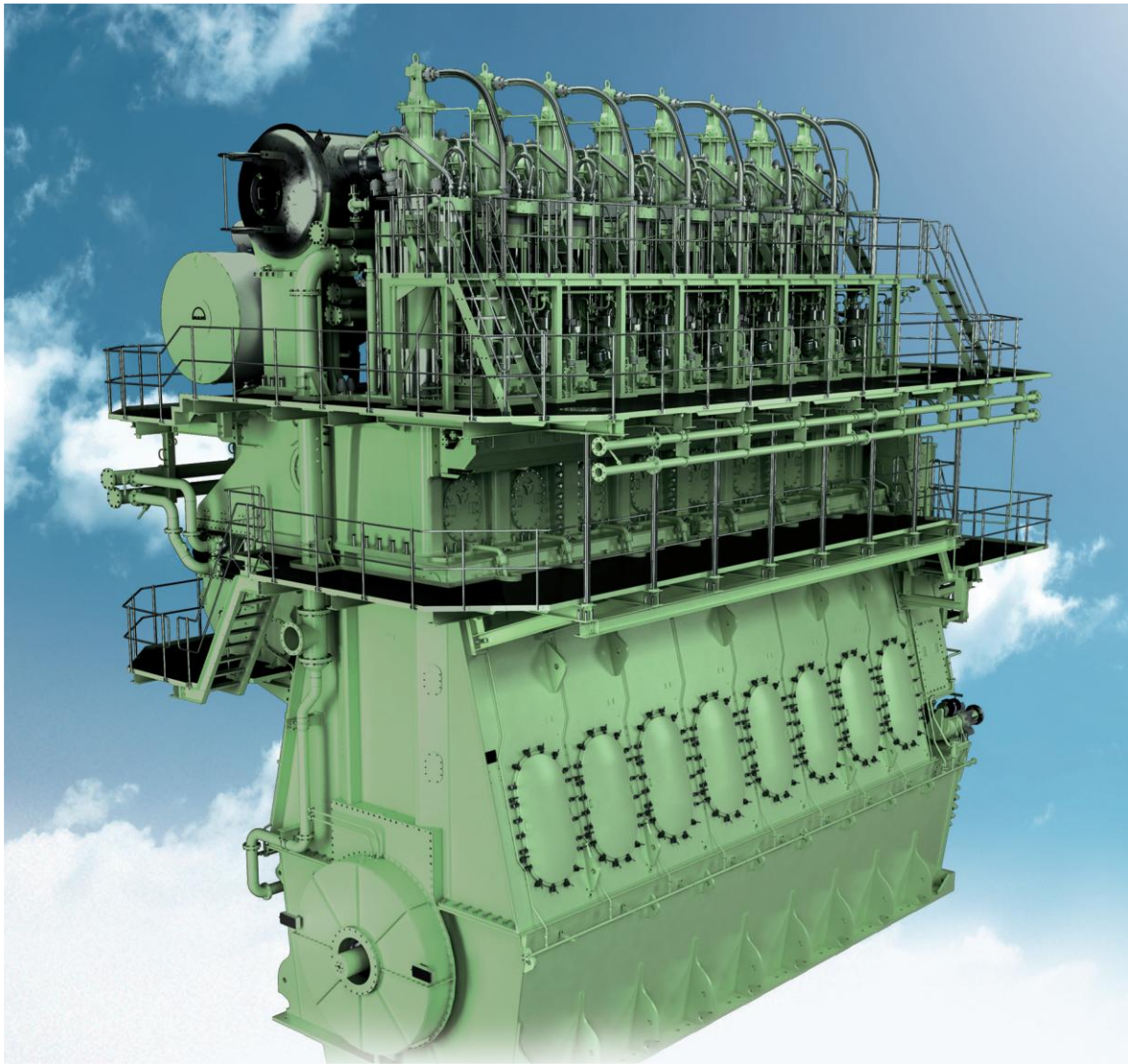


Рисунок 3.1 Загальний вигляд двигуна марки L70ME-C8.2

Устрій деталей остова

Двигун складається з наступних частин остова:

Картер;

Блок циліндрів;

Головка циліндрів.

Коробка картера представляє собою зварену стальну коробку з ввареннями з товстостінних труб.

Коробка картера кріпиться до суднового фундаменту та представляє собою суцільну конструкцію. Вона встановлюється на опорних клинах і кріпиться до постелі двигуна на судні кріпильними болтами. Знизу до картеру кріпиться піддон.

Блок циліндрів уявляє собою цільну зварену конструкцію яка служить для розміщення в ньому циліндрів. В ньому є пустоти для можливості проходження охолоджуючої рідини.

3.1.2 Устрій деталей КШМ

Вал колінчастий виконується цільним.

На кормовому торці колінчастого валу встановлюється маховик. Крім того, на колінчастому валі встановлюється упорний зредінь з яким з'єднана зірка для приводу розподільного валу.

До торців центральної частини (поперечки) прикріплені шейки, на яких встановлюються направляючі дашмаки, що плавають.

Головний підшипник обладнаний вкладишами, що заливаються бадітом.

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

Центральний отвір і дві ковзані поверхні дашмаків заливаються пластом бадіту.

Вкладиші мотильових підшипників заливаються бадітом.

Поршень складається з таких основних частин: голівки із спеціальної жаростійкої сталі, юбки із чугуна та сталевий вставка.

Голівка поршня кріпиться до верхнього кінця шатуна болтами. Юбка поршня виконується цільноливою з поршнем.

На голівці поршня в хромувальних канавках встановлено п'ять поршневих кілець. Всі поршневі кільця з косим зрізом. З зовнішніх країв всіх кілець знята невелика фаска, яка покращує умови припрацювання нових поршневих кілець. Зверху голівка має три вирізи для кріплення пристосування для підйому поршня.

Поршневий шток має наскрізний отвір. Поршень охолоджується масляним туманом, що утворюється від обертаючих рухів колінчастого валу.

З картера масло надходить через фільтр до підшипників колінчастого валу та до розподільного валу, а звідти на шток коромисла.

Устрій деталей механізму газорозподілу

Розподільний вал виконується цілним. На ньому обладнуються кулачки, які приводять в рух коромисла. Розподільний вал постачений шайбами, по одній на кожен циліндр для приводу паливного насосу, випускного та впускного клапанів і індикаторного приводу.

Розподільний вал лежить на підшипниках ковзання.

Сполучні фланці, паливні і випускні шайби нагріваються і насаджуються на вал.

Обертання розподільного вала постійно впливає за обертанням колінчастого вала. Під час реверсу двигуна положення роликів штовхальників паливних насосів змінюється відносно відповідних кулачків шайб, змінюючи тим самим момент початку подачі паливних насосів, пристосовуючи його для нового напрямку обертання.

Кожен циліндр, постачений випускним та впускними клапанами, розташований в цілому чугунному корпусі, що має отвори для охолоджуючої води. Випускний та впускний клапани встановлені в центральних отворах циліндрової кришки. Корпуси клапанів кріпляться чотирма шпильками і гайками і утворюють герметичне ущільнення з циліндровою кришкою.

В корпус запресовані чавунні направляючі втулки, до яких кріпляться втулки. В верхній частині корпусів клапанів на опорі встановлюється корпус циліндру та разом з нижньою тарілкою пружин кріпиться восьма шпильками з гайками до корпусу клапана.

Клапани закриваються під дією коромисла, що приводиться в дію штоком від розподільного валу. Повітря під тиском подається через безповоротний клапан.

3.2 Опис систем, що обслуговують двигун

Система – це одна із важливих складових дизельної установки. Від її конструкції, технології виготовлення і якості монтажу залежить ефективність використання установки і безпека роботи.

Системою ДВЗ називається сукупність трубопроводів, механізмів, апаратів, приладів, будов, ємностей, призначених для виконання означених функцій по забезпеченню експлуатації ДВЗ.

Трубопровід системи — це сукупність труб, арматури, приладів, деталей кріплення і захисту труб від пошкоджень, призначених для транспортування рідинних та газоподібних середовищ.

В залежності від функціонального призначення трубопроводу розрізняють:

приймальний, по якому середовище надходить до механізму;

перекачувальний;

напірний, призначений для переміщення робочого середовища під напором;

наливний;

відливний;

зливний тощо.

Для стандартизації і уніфікації труб, арматури, з'єднань установлені поняття:

умовний прохід D_u – внутрішній діаметр арматури, труб;

умовний тиск P_u – найбільший надлишковий тиск (при температурі 20°C), при якому допустима робота;

пробний тиск $P_{пр}$ – надлишковий тиск, при якому проводяться гідралічні випробовування елементів на міцність і щільність;

робочий тиск P_r – найбільший надлишковий тиск, при якому забезпечується потрібний режим експлуатації.

3.2.1 Системи охолодження (рис. 3.2)

Системи охолодження призначені для відведення теплоти від різних механізмів, пристроїв, приладів та робочих середовищ у теплообмінних апаратах.

Робочими середовищами в СЕЧ є паливо та повітря, масло, забортна та прісна вода.

Вода порівняно з іншими охолоджуючими середовищами має більшу теплоємність і при швидкостях 0,5...2,5 м/с високі коефіцієнти тепловіддачі. Це легкодоступне охолоджуюче середовище, яке широко застосовується в установках усіх типів. Однак у воді містяться розчинні солі, мікроорганізми та інші домішки, які при нагріванні випадають в осад. Особливо багата солей та домішок у морській забортній воді, тому її підігрів у теплообмінних апаратах вище 55 °C небажаний. При необхідності нагріву охолоджуючого середовища вище зазначеної температури на суднах використовують двоконтурні системи охолодження з використанням у високотемпературному контурі іншого теплоносія, наприклад прісної води.

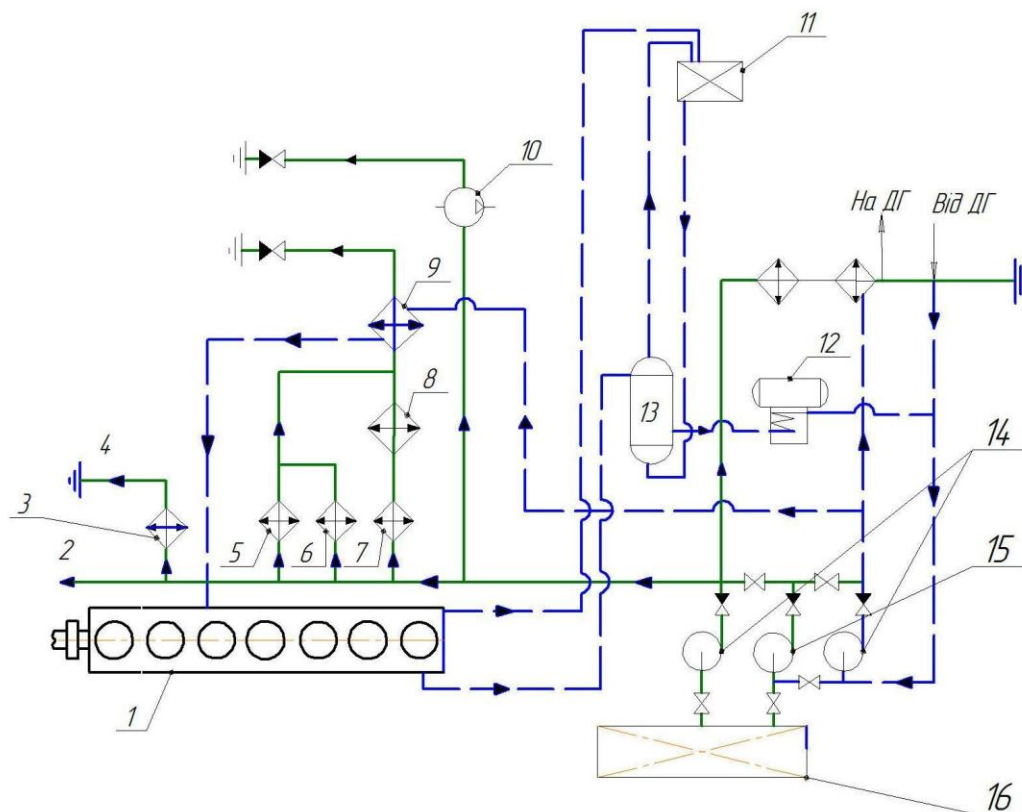


Рисунок 3.2 Принципова схема системи охолодження

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.

Прісна вода допускає нагрівання до 80...90 °С у системах охолодження при атмосферному тиску, а при підвищеному – до ще більших температур. Прісна вода, що циркулює у внутрішньому контурі, проходить попередню обробку з метою зниження солевмісту, жорсткості та видалення різноманітних домішок. До неї вводять інгібітори – уповільнювачі корозії.

В СЕУ найбільшого поширення набули системи охолодження забортною водою. Нею охолоджують головні та допоміжні конденсатори парових турбін, охолоджувачі прісної води ДВЗ, масло охолоджувачі циркуляційних систем змащування редукторів, ДВЗ, ТЗА та ГТД, компресори, підшипники суднового валопроводу та інші елементи СЕУ.

Атмосферне повітря, що застосовується як охолоджуюче середовище, має теплоємність майже в чотири рази меншу порівняно з водою, отже, системи охолодження потребують збільшену, порівняно з водою, його кількість та подавання зі швидкістю до 10 м/с. Це створює певні незручності внаслідок підвищеної витрати енергії на нагнітання повітря. Тому повітря як охолоджуюче середовище застосовується тільки у тих випадках, коли використання рідких охолоджуючих середовищ утруднене (в електродвигунах та електрогенераторах).

До системи водяного охолодження забортна вода надходить через спеціальні приймальні пристрої. Відповідно до вимог Регістру у кожному МВ повинно бути не менше двох кінгстонних ящиків циркуляційної або охолоджуючої води, через які можна прийняти забортну воду за будь-

яких умов експлуатації. Як правило, один кінгстонний ящик розміщують у подвійному дні, а другий – попід бортom. Їх обладнують пристроями для подавання пари тиском 0,5 МПа, гарячої води та стисненого повітря ($p = 0,3$ МПа), які використовуються для підігрівання води у ящиках та для продування приймальних решіток. Окрім того, у верхній частині кінгстонного ящика передбачено трубопровід для відведення повітря, що потрапило разом з водою.

На суднах льодового плавання приймання забортної води у систему охолодження здійснюють через льодові ящики. Крихти криги (шуга), що потрапляють у ящик разом з водою, спливають догори. Приймальний кінгстон встановлено у нижній частині ящика, що забезпечує надійний прийом. Для розтоплення шуги, що потрапила до льодового ящика, до нього підводять рециркуляційний трубопроводом частину підігрітої води з системи охолодження.

Відведення охолоджуючої води за борт здійснюється крізь неповоротно-запірний клапани. Для того, щоб нагріта у системі охолодження вода при відведенні не потрапляла до приймальних отворів, останні розташовують до носа судна від відливних.

Найбільш складні системи охолодження у ДУ звичайно двоконтурні (прісною та забортною водою). Окремі вузли ГД охолоджуються маслом і паливом. Залежно від роду рідини, що охолоджує циліндри, поршні та форсунки двигуна, розрізняють такі системи: з охолодженням циліндрів, поршнів та форсунок прісною водою; з охолодженням циліндрів та форсунок прісною водою, а поршнів – маслом; з охолодженням циліндрів прісною водою, поршнів – маслом, а форсунок – паливом.

У цих системах охолодження прісної води і масла здійснюється забортною водою у водо- та маслоохолоджувачах. Температура забортної води на виході не повинна перевищувати 55 °С, щоб з неї не випадали солі та не осаджувались на стінках теплообмінних поверхонь у вигляді накипу. Температуру прісної охолоджуючої води підтримують на вході двигуна не нижче 55 °С, а на виході не більше 65...75 °С у головних мало оборотних двигунах.

3.2.2 Описання принципу роботи системи охолодження

Головний двигун та дизель-генератори охолоджуються прісною водою, яку подають до магістралі головним насосом прісної води. Через водоохолоджувач прісна вода надходить на охолодження ГД, а потім, виходячи з нього, проходить через водопідігрівник, деаератор та опріснювач і подається до приймального патрубку охолоджуючого насоса. По другій гілці охолоджуюча прісна вода надходить через водомаслоохолоджувач до ДГ та, виходячи з нього, у всмоктувачу магістраль насоса. Циркуляція прісної води здійснюється насосом за замкненим контуром.

До системи включено розширювальну цистерну, яка необхідна для поповнення кількості прісної води, що зменшується через витікання. У цю ж цистерну відводиться пароповітряна суміш з порожнин охолодження двигунів та теплообмінних апаратів. Водопідігрівник використовують під час розігрівання установки перед запуском ГД.

Система забортної води складається з окремих ділянок, які з'єднані між собою з метою резервування механізмів. На сучасних суднах забортна вода з кінгстонних ящиків надходить через фільтр до кінгстонно-розподільного каналу, який розташовано у МВ судна між сусідніми непроникними флорами. Завдяки кінгстонно-розподільному каналу можна приєднувати багатьох споживачів на великій ділянці по ширині судна, що дозволяє зменшити довжину трубопроводів забортної води.

Головний циркуляційний електронасос подає забортну воду до загальносуднової магістралі, звідки вона надходить на охолодження теплообмінників ГД та ДГ, компресорів, підшипників валопроводу та маслоохолоджувача ущільнювальної системи деїдвуда, а потім зливається за борт.

На ГД забортною водою прокачують охолоджувачі надувного повітря, масла, прісної води, масла газотурбодвигача та палива. У ДГ забортна вода подається на охолоджувачі надувного повітря, масла та води, а потім на злив. Циркуляційний електронасос є резервним для насосів.

3.2.3 Система газовідводу двигуна

Система газовідводу СЕУ призначена для відводу продуктів згоряння від головних і допоміжних двигунів і котлів. До її складу входять газовипускні трубопроводи, глушники шуму, іскрогасники, компенсатори температурних розширень, УК та інші елементи.

Схема системи газовідводу визначається типом СЕУ та призначенням судна. Система призначена для транспортування газів, які мають високу температуру (150... 500 °C), є токсичними та несуть недопалені крихти палива у вигляді іскор, що може стати причиною пожежі. Це потребує надання ряду спеціальних вимог до газовідвідних систем під час їх проектування.

Звичайно кожен двигун повинен мати окремий газовипускний трубовід, проте допускається і об'єднання цих трубопроводів за наявності надійних пристроїв, що вимикають непрацюючий двигун.

Димоходи (газовипускні трубопроводи) головних або допоміжних парових котлів можуть бути об'єднані у загальний трубовід. Випускні гази головних суднових парових котлів мають на виході помірну температуру (150... 180 °C), тому температурні розширення трубопроводу для них невеликі.

Димохід виготовляють з листової сталі товщиною 3...5 мм за допомогою електрозварювання. Для надання йому жорсткості листи підкріплюють косинцями із внутрішньої або зовнішньої сторони. З зовнішнього боку димохід захищають шаром ізоляційного матеріалу товщиною 10...12 мм, а потім на відстані 10... 12 мм від ізоляції кріплять сталеві листи зовнішньої обшивки товщиною 1,0...1,5 мм. Повітряний прошарок між обшивкою та ізоляцією виступає додатковою теплоізоляцією. Димохід виводиться в суднову димову трубу через виріз у його діафразмі. Внутрішній переріз димоходу визначають виходячи з максимального значення швидкості випускних газів, яка для головних котлів складає 7... 10 м/с, а для допоміжних – 15...20 м/с.

Газовипускні труби ДВЗ виготовляють із сталевих труб стандартних розмірів невеликої довжини (3...5 м), що з'єднуються між собою за допомогою фланців. Між фланцями встановлюють паронітові прокладки для газонепроникності стиків.

Переріз газовипускних труб звичайно значний, що утруднює виготовлення вигинів. У більшості випадків такі труби виконують за допомогою зварювання з наперед заготовлених одичаюк.

Газовипускні трубопроводи двигунів на морських судах виводять догори через димар. На судах невеликої водотоннажності або на спеціальних, випуск газів може бути здійснено вище або нижче ватерлінії.

При розрахунках прохідного перерізу газовипуску виходять з таких допустимих швидкостей газу, м/с: 25... 30 для двотактних ДВЗ; 40...50 для чотиритактних ДВЗ; 50...60 для ГТД простого циклу; 15...20 для ГТД з регенерацією.

Температура випускних газів дизелів та ГТД значно вища, ніж у котельних установок, і досягає інколи 500 °С. У зв'язку з високою температурою газів значно змінюються лінійні розміри трубопроводу та підвищується тепловіддача у МВ. Теплове подовження окремих ділянок газовипускних трубопроводів може складати 3...5 мм на 1 м довжини. З метою компенсації теплових подовжень у газовипускний трубопровід необхідно вмонтувати спеціальний еластичний елемент – компенсатор, який не тільки компенсує температурні подовження, але й знижує рівень шуму та вібрації.

Застосовують сальникові та лінзові компенсатори. Їх встановлюють на довгих прямих ділянках труб, а також діля газовипускних колекторів або діля випускних патрубків газотурбонагнітачів.

Труби кріплять за допомогою жорстких опор та пружних пружинних підвісок. Місця розташування опор та підвісок визначають так, щоб маса трубопроводу передавалась на корпус судна, а не сприймалася двигуном.

У системах газовипуску встановлюють глушники шуму, а на суднах з підвищеною небезпекою пожежі (танкери, газозови, судна, що перевозять ліс, дровину та інші легкогорючі матеріали) передбачають іскрозасники.

При установці утилізаційних парових котлів, у яких крім зниження температури газів забезпечується глушіння шуму та іскрозасіння, автономні глушники та іскрозасники можуть не застосовуватися.

Газовипускні труби та димоходи у межах закритих приміщень ізолюють відкритіюкою тепловою ізоляцією, що значно знижує тепловіддачу. При розрахунках товщини ізоляційного шару виходять з того, що температура зовнішньої поверхні трубопроводу не повинна перевищувати 50...55 °С. У місцях можливих пошкоджень ізоляційний шар вкривають тонким листовим металом.

Зрізи газовипускних труб розташовують відносно козирка суднової димової труби так, щоб виключити задимлення судна. Конструкції судових димових труб бувають різними. Останнім часом віддають перевагу газовипускним трубам, які значно виступають над кожухом димаря, що сприяє знесенню димових газів від судна зустрічним потоком повітря.

На суднах з двобальною установкою часто встановлюють дві димові труби по обидві сторони ДП або ближче до бортів. Інколи їй одновальні установки мають дві димові труби. В одній з них розташовують газовипускний трубопровід ГД, а у другій — усі газовипускні трубопроводи допоміжних двигунів та котлів.

3.2.4 Описання принципу роботи системи газовідводу

Система газовідводу працює наступним чином, відпрацьовані гази потрапляють із циліндрів у колектор. В колекторі тиск випускних газів врівноважується і після цього випускні гази направляються до газової турбіни повітряногнітача. Віддавши свою кінетичну енергію гази надходять до УК.

Маючи великий енергетичний потенціал випускні гази віддають своє тепло на нагрів гарячої води в УК. Гаряча вода та пар на судні використовується з різноманітними цілями. Після проходження УК відпрацьовані гази направляють газоходами до шумоглушника, де знижується рівень шуму, та після цього відпрацьовані гази потрапляють в атмосферу.

3.2.5 Система стисненого повітря двигуна (рис. 3.3)

Системами стисненого повітря обладнують ЕУ всіх типів. Найбільш розвинуті ці системи на дизельних транспортних, промислових та на великих газотурбінних суднах. Розрізняють системи стисненого повітря низького (до 1 МПа), середнього (до 3 МПа) та високого (більше 5 МПа) тиску. Повітря низького тиску витрачається на господарські потреби судна та ЕУ (продування механізмів, кінгстонів), середнього тиску – здебільшого на пуск та реверс ДВЗ, а високого – у системах управління ГТД, пуску допоміжних ДВЗ та на інші цілі.

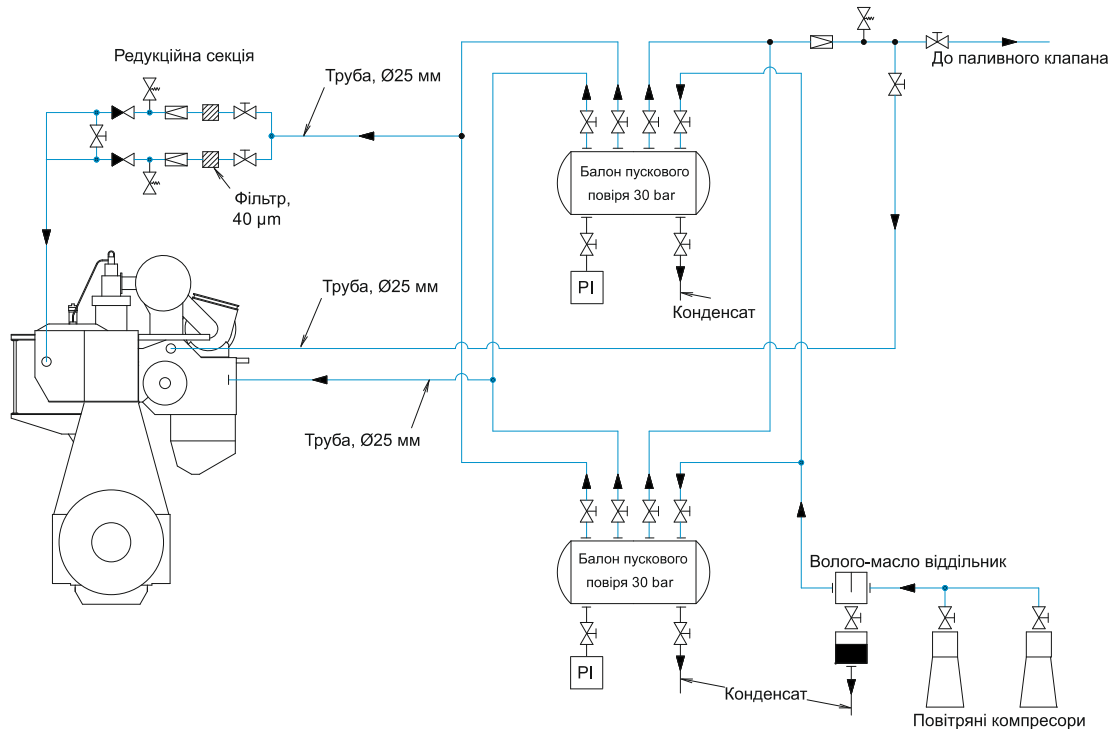


Рисунок 3.3 Схема системи пускового повітря

За комплектацією механізмами та пристроями системи стисненого повітря суден різних типів практично не відрізняються. Звичайно до складу системи входять поршневі електрокомпресори, масло-вогзовіддільники, балони для зберігання повітря, редуційні клапани, трубопроводи, контрольно-вимірювальні прилади та пристрої автоматичного регулювання системи.

Згідно з Правилами Регістру повітря для пуску ГД повинно зберігатися у двох балонах однакової місткості. Тиск пускового повітря складає 2,5...3 МПа. На великих суднах та для пуску допоміжних двигунів використовують повітря тиском 5...7 МПа. Запас пускового повітря на судні також визначений Правилами Регістру, відповідно до яких необхідно, щоб його вистачало на 12 послідовних пусків (напереді та задній хід) кожного реверсивного ГД. Для пуску нереверсивних ГД запасу повітря повинно вистачити на шість пусків двигуна найбільшої потужності, а за наявності більш як двох двигунів – на три пуски кожного двигуна. Для ДГ допускається використовувати один балон, місткість якого повинна бути такою, щоб забезпечити шість послідовних пусків одного двигуна. Якщо ДГ розташовані на різних бортах судна, передбачають по одному балону на кожний борт. Між собою балони з'єднують трубопроводом.

При розташуванні ГД у двох приміщеннях, відокремлених водонепроникною перебіркою, у кожному з них установлюють не менш ніж по одному балону на кожному з бортів та по одному головному компресору.

Питома витрата пускового повітря для сучасних дизелів $g_{\text{пов}} = 4...9$ м³ на 1 м³ робочого об'єму циліндрів двигуна.

Стиснене повітря на судні витрачається не тільки на пуск двигунів, але й на інші потреби, тому якщо воно забирається з балонів пускового повітря, то їх місткість повинна бути відповідно збільшена. Наприклад, при використанні стисненого повітря для подавання звукового сигналу за допомогою тифона необхідно збільшити місткість пускових балонів на кількість повітря, яка необхідна для безперервної роботи тифона протягом 8 хв. у буксирів та 6 хв. у інших суден.

Балони пускового повітря являють собою великогабаритні циліндричні ємності. їх звичайно встановлюють у МВ вздовж бортів у районі платформи з ухилом до корми для накопичування конденсату у місцях розташування клапанів продування або вертикально біля переднього торця ГД. Кожний балон повинен оснащуватись манометром, запобіжним клапаном та іншою арматурою.

Запас стисненого повітря поповнюється за допомогою головних компресорів, яких повинно бути не менше двох (один резервний), та одного первинного компресора з автономним двигуном. Первинний компресор дозволяє створити необхідний запас стисненого повітря для запуску ДГ ("оживлення" установки), а потім вже може бути запущено один з електрокомпресорів. Компресорна станція може мати у своєму складі і підкачувальний електрокомпресор меншої продуктивності порівняно з основним. Підкачувальний компресор дозволяє поповнювати витрату стисненого повітря при менших витратах електроенергії.

Згідно з Правилами Регістру подача кожного головного компресора повинна бути такою, щоб забезпечити заповнення пускових балонів ГД протягом 1 год, починаючи з тиску, при якому можливий останній пуск або маневр, до робочого початкового тиску.

3.2.6 Описання принципу роботи системи стисненого повітря двигуна

Балони пускового повітря ГД та ДГ заповнюються за допомогою одного з головних компресорів через водомасловіддільник з автоматичним спуском конденсату. З балонів частина повітря через редуктор спрямовується на господарські потреби та до тифонів. В міру витрачання повітря та зниження тиску у балонах поповнення здійснюється автоматизованим підкачувальним компресором. При великій витраті пускового повітря, як при маневруванні ГД, включається у роботу головний електрокомпресор. Початкове (або аварійне) заповнення балона здійснюється автономним дизель-компресором з ручним пуском.

При пуску ГД повітря поступає від балона стиснутого повітря до повітророзподільника, в ньому повітряний потік розподіляється на дві основні гілки. Одна керує почерговим відкриттям пускових клапанів, а інша транспортує повітря до потрібного циліндру.

У двигун надходить надувне повітря від турбокомпресору (ТК), привід якого відбувається випускними газами.

Повітря з машинного відділення через глушник з фільтром поступає в компресор ТК і під тиском подається в нагнітаючий трубопровід. Нагнітаючий трубопровід оснащений компенсатором та глушником шуму. Всі патрубки трубопроводу оснащені шумоізоляційними матами. Нагнітаючий патрубок кріпиться до кронштейну та з'єднаний з охолоджувачем повітря.

Повітря, проходячи охолоджувач та волого уловлювач поступає в колектор продувочного повітря.

Колектор продувочного повітря оснащений клапанною коробкою з клапанами, двома допоміжними електроповітродувками та запобіжним клапаном, встановленим на носовій секції колектора.

При роботі дизеля, коли тиск продувочного повітря достатньо великий, повітря з охолоджувача поступає в клапанну коробку та через зворотні клапани, відкриті під тиском повітря, поступає в колектор, а звідти в під поршневі об'єми циліндрів. Допоміжні повітродувки при цьому відключені та шибєрні заслонки закриті.

При пусках дизеля або його роботі на невеликих навантаженнях, коли тиск продувочного повітря невеликий, автоматично включається допоміжні повітродувки. При цьому повітря всмоктується з машинного відділення через ТК, проходить нагнітаючий трубопровід, охолоджувач, клапанну коробку, зворотні клапани якої закриті, і по трубопроводах поступає до всмоктуючого об'єму повітродувок, звідки нагнітається в колектор.

При цьому шибєрна заслонка повітродувки, яка запускається другою, закривається під тиском повітря, що поступає в нагнітаючий об'єм повітродувки та перешкоджає його обертанню в зворотному.

Випускні гази з циліндрів поступають в загальний газовипускний колектор, що забезпечує постійний тиск газів перед ТК. Гази поступають в колектор по випускним колінам. Газовипускний колектор складається з секцій, по одній на кожен циліндр. Між секціями і по торцям колектора встановлені компресори. Секції і компенсатори стягуються з трьох сторін анкерними зв'язками. Кожна секція через пакет пластин, працюючих на згин, кріпиться до опори, яка встановлюється на раму.

З колектора випускні гази поступають по трубопроводу в газовипускну частину ТК. Трубопровід складається з патрубків секції, компенсатора та приставки. Між компенсатором та приставкою встановлюється решітка, запобігаючи попаданню в турбіну великих частинок, які можуть вивзвати пошкодження лопаток робочого колеса.

3.2.7 Система автоматичного управління двигуном

Система управління служить для пуску, реверсування та управління частотою обертання дизеля.

Управління дизелем може виконуватися трьома способами:

дистанційне управління (ДУ) з центрального посту управління (ЦПУ) машинного відділення;

дистанційне автоматичне управління (ДАУ) з рульової рубки (навігаційного містка);

аварійне управління з навісного аварійного посту управління при несправностях (ДУ), несправностях регулятора чи гідро підсилювача.

Дизель обладнаний системою аварійно-попереджувальної сигналізації та захисту, яка забезпечує:

попереджувальну та аварійну сигналізацію;

дистанційно вимикаючий захист шляхом зупинки або зниження частоти обертання дизеля;

невимикаючий захист дизеля шляхом зупинки за частотою обертання, перевищуючий 110+4

хв.-1

механічний граничний вимикач.

Граничний вимикач вступає в дію при перевищенні максимально-допустимої частоти обертання колінчатого валу.

Граничний вимикач знаходиться на привідному відсіку з сторони розподілу, приводиться в дію через пружинну муфту від механічного приводу діє на пневматичний стоп-циліндр системи управління.

Граничний вимикач діє наступним чином:

а) керівниця повітря подається через вхідний штуцер на клапан, який нормально закритий, кулька клапана прижимається до сідла стисненим повітрям та пружиною, що перешкоджає проходженню повітря на вихідний штуцер;

б) при перевищенні настрійки спрацювання за швидкістю шток, центр маси збвинутий відносно осі обертання, перевищує зусилля пружини, зжимає її і своїм кінцем вдарить по рычагу, який зафіксується в нижньому положенні упором, що азружений пружиною;

в) в той же час кінець рычагу надавить на шпindel і відкриє клапан, стиснене повітря через клапан та вхідний штуцер пройде на стоп-циліндр;

На рис. 3.4 зображено паливну систему двигуна.

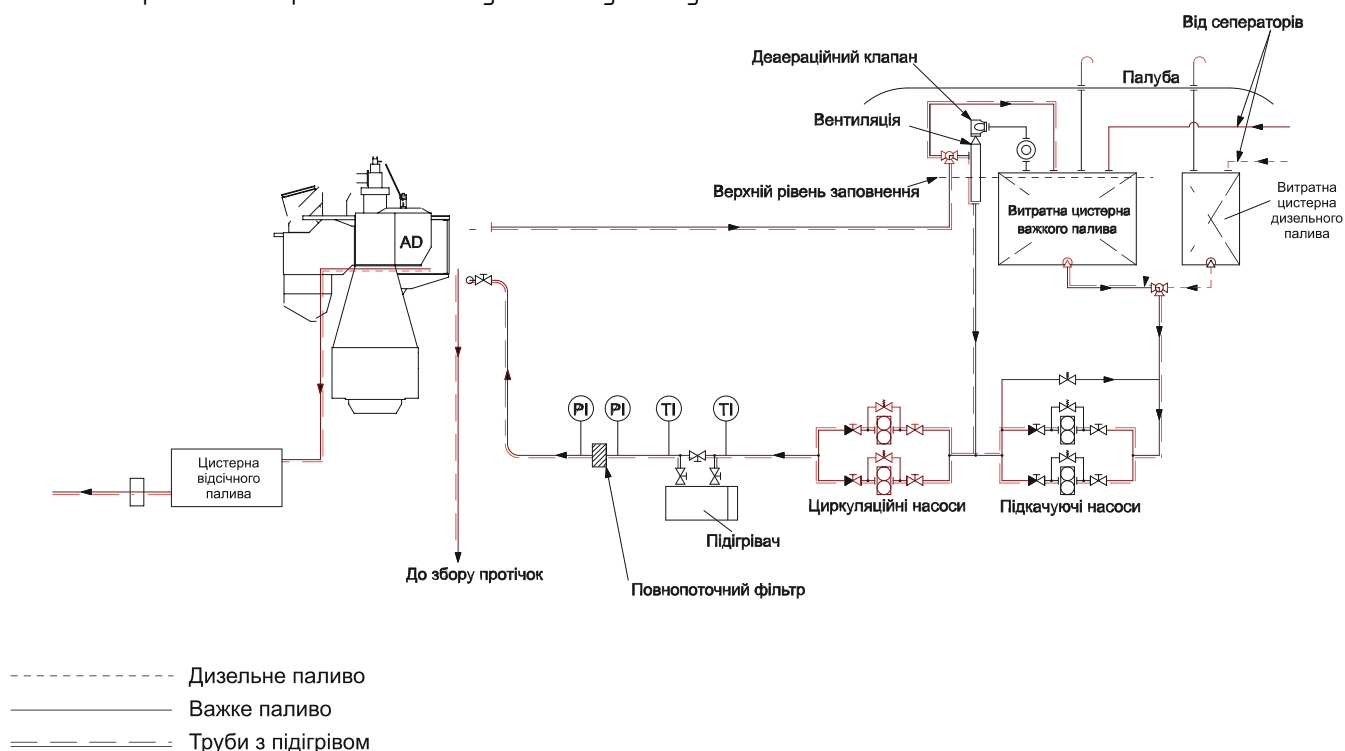


Рисунок 3.4 Схема паливної системи

3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

3.3.1 Видір та обґрунтування вихідних даних

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 прибігають 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 повітропостачання і газовідводу.

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 $N_e = 22890$ кВт;

частота обертання колінчастого валу $n = 108$ хв⁻¹;

очікувана питома ефективна витрата палива $g_e = 0,172$ кг/(кВт·год);

діаметр циліндра $D'' = 0,7$ м;

хід поршня $S = 2,36$ м;

ступінь стиснення ε . При виборі ступеня стиснення варто враховувати розміри циліндру (D'' 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 наддувного колектора в циліндр ΔT_a . Приймаємо $\Delta T_a = 5$, як для ДВЗ із наддуванням [4];

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

коефіцієнт наповнення циліндра η_H . Для 2-тактних двигунів приймаємо $\eta_H = 0,85$;

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 $\xi_Z = 0,92$ 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 $\lambda = 1,2$ – для високофорсованих двигунів за робочим процесом (модель двигунів останніх років) [4];

найбільша температура газів TZ. У першому наближенні слід прийняти

TZ = 2000 K. 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 ТВ. У першому наближенні слід прийняти ТВ = 1000 K. Далі ця величина буде уточнюватися [4];

частка втраченого ходу $\psi_S = 0.08$. [4];

коефіцієнт скручення індикаторної діаграми $\varphi_{СКР}$. Приймаємо $\varphi_{СКР} = 0.98$;

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.

3.3.2 Розрахунок процесу наповнення

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 7L70ME-C8
1. Необхідний тиск повітря в наддвумовному колекторі p_K , МПа	$0.872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{g_e \cdot N_e \cdot \alpha \cdot T_K}{D_{ц}^2 \cdot S \cdot i \cdot n \cdot z \cdot \eta_H}$	0.365
2. Тиск у циліндрі на початку стиску p_a , МПа	$K_a \cdot p_K$	0.365
3. Температура на початку стиску T_a , K	Задано	343
4. Коефіцієнт наповнення циліндра η_H	$\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_o}{p_K} \cdot \frac{T_K}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r}$	0.86

3.3.3 Розрахунок процесу стиску

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 політроні 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 7L70ME-C8
5. Коефіцієнт в рівнянні середньої ізохорної теплоємності заряду на лінії стиску: аVC, кДж/(кмоль·К) бC, кДж/(кмоль·К2)	$\frac{\gamma_r \cdot a_v'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot a_v'}{\alpha(1 + \gamma_r)}$ $\frac{\gamma_r b'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] b'}{\alpha(1 + \gamma_r)}$	19,283 0.0025
6. Середній показник політрону стиску n_1 (визначається методом послідовних наближень Iе наближення IIе наближення IIIе наближення Через те, що різниця значень показника n_1 політрону стиску в III і II наближеннях не перевищує ± 0.005 , останнє значення n_1 приймається як остаточне	Див. п. 2.1.15 $\frac{8.314}{a_{vc} + b_c T_a (1 + \varepsilon^{n_1-1})} + 1$ $\frac{8.314}{a_{vc} + b_c T_a (1 + \varepsilon^{n_1-1})} + 1$	1.35 1.371 1.369
7. Тиск наприкінці стиску pC, МПа	$p_a \cdot \varepsilon^{n_1}$	14.2
8. Температура наприкінці стиску TC, К	$T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}$	939

3.3.4 Розрахунок процесу згорання

Основним процесом, що відбувається в циліндрі двигуна, є горіння розпиленого палива, що впорскується в циліндр. Процес горіння представляє окислювання складених частин палива з виділенням теплоти, яку необхідно корисно використовувати. Розрахунок полягає у визначенні кількості повітря для повного згорання 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	Двизун 7L70ME-C8
9. Теоретично необхідна кількість повітря для згорання 1 кг палива L_0 , кмоль/кг	$\frac{1}{0.21} \left[\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right]$	0.497
10. Дійсна кількість повітря, необхідна для згорання 1 кг палива L , кмоль/кг	αL_0	1.24
11. Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни β_0	$1 + \frac{8H + O}{32L}$	1.026
12. Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни β	$\frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1.0252
13. Частка палива, спаленого до точці z , XZ	$\frac{\xi_z}{\xi_b}$	0.958
14. Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z , βZ	$\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} XZ$	1.025
15. Постійна палива κ	$\frac{8H + O}{32L_0}$	0.0655
16. Коефіцієнти в рівнянні середньої ізохорної теплоємності газів у точці z : a^{vz} , кДж/(кмоль·К) b^z , кДж/(кмоль·К)	$\frac{[(1+k)X_z + \gamma_r]a_v''}{a(1+\gamma_r) + kX_z} + \frac{[a(1+\gamma_r) - (X_z + \gamma_r)]a_v'}{a(1+\gamma_r) + \kappa X_z}$ $\frac{[(1+k)X_r + \gamma_r]b''}{a(1+\gamma_r) + kX_z} + \frac{[a(1+\gamma_r) - (X_z + \gamma_r)]b'}{a(1+\gamma_r) + \kappa X_z}$	19,747 0,0029
17. Коефіцієнти в рівнянні середньої ізохорної теплоємності газів у точці b : a^{vb} , кДж/(кмоль·К) b^b , кДж/(кмоль·К)	$\frac{[(1+k) + \gamma_r]a_v'' + [(1+\gamma_r)(\alpha - 1)]a_v'}{a(1+\gamma_r) + k}$ $\frac{[(1+k) + \gamma_r]b'' + [(1+\gamma_r)(\alpha - 1)]b'}{a(1+\gamma_r) + k}$	19,7619 0,0029

Продовження табл. 3.3

18. Нижча теплота згоряння палива, Q_H , кДж/кг	$418.7[81C + 300H - 26(O - S) - 6(9H + W)]$	42716.11
19. Нижча теплота згоряння палива, приведена до абсолютного нуля Q'' , кДж/кг	$Q_H + \alpha L O (1 + \gamma_r) [\beta Z (a^{vz} + b Z T_O) - (a^{vc} + b^c T_O)] T_O$	43420
20. Постійні в рівнянні згоряння: C B A	$\frac{1}{\beta_z (1 + \gamma_r)} \left\{ \frac{\beta_z Q_H'}{L} + [a_{vc} + b_c T_c + \right.$ $+ \gamma_r (a_{vc} + b_c T_c) + (1 + \gamma_r) 8.314 \lambda] T_c \}$ $+ b_c T_c + (1 + \gamma_r) 8.314 \lambda] T_c \}$ $b Z$ $8.314 + a^{vz}$	63052,7 0.00295 28.07
21. Максимальна температура в циклі TZ, К; розв'язується методом послідовних наближень: I наближення II наближення III наближення	Див. п. 2.1.19 $TZ = \frac{C}{A + B T_z}$	2000 1822 1730
22. Максимальний тиск в циліндрі p_Z , МПа	λp_C	17.04

3.3.5 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 7L70ME-C8
23. Ступінь попереднього розширення ρ	$\frac{\beta_z T_z}{\lambda T_c}$	1,573
24. Ступінь подальшого розширення δ	$\frac{\varepsilon}{\rho}$	9,22

25. Постійні рівнянь для знаходження показника політропи розширення n_2 , кДж/кмоль: D C	$\frac{Q'_H (\xi_b - \xi_z)}{L(1 + \gamma_r)}$ $\frac{\beta_z}{\beta} (a_{vz} + b_z T_z) T_z$	327,41 47425
26. Середній розрахунковий показник політропи розширення n_2	$\frac{8.314 \left[\left(\beta_z / \beta \right) T_z - T_b \right]}{D + C - (a_{vb} + b_b T_b) T_b + 1}$	1,255
27. Температура газу наприкінці розширення ТВ, К. Розв'язання двох рівнянь ведеться спільно методом послідовних наближень: I наближення ТВ, К n_2 II наближення ТВ, К n_2 III наближення ТВ, К n_2	$\frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$ Див. п. 3.1.	1000 1,265 958 1,271 982 1,254
28. Тиск наприкінці процесу розширення p_B , МПа	$\frac{p_z}{\delta^{n_2}}$	1,05

3.3.6. Визначення індикаторних показників

Індикаторні показники характеризують досконалість робочого циклу в циліндрі, де враховуються тільки теплові втрати. Розрахунок індикаторних показників складається у 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 7L70ME-C8
29. Середній індикаторний тиск по нескругленій діаграмі p_i , МПа	$\frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]$	2,3
30. Середній індикаторний тиск по скругленій індикаторній діаграмі p_i , МПа	$\varphi_{\text{скр}} p_i (1 - \psi^s)$	2,078
31. Питома індикаторна витрата палива g_i , кг/(кВт·год)	$\frac{p_k \eta_h}{433 L T_k p_i}$	0,164
32. Індикаторний ККД η_i	$\frac{3600}{g_i Q_h}$	0,5

3.3.7 Визначення ефективних параметрів

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 ефективно 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 7L70ME-C8
33. Середній ефективний тиск p_e , МПа	$p_i \eta_m$	1,97
34. Питома ефективна витрата палива g_e , кг/(кВт·год)	$\frac{g_i}{\eta_m}$	0,173
35. Ефективний ККД двигуна η_e	$\eta_i \eta_m$	0,48

3.3.8 Визначення значення середнього індикаторного тиску за згорнутою індикаторною діаграмою

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 формулам для процесу стиску

$$P_{CT} = \frac{P_C}{\left(\frac{V}{V_C}\right)^{n_1}};$$

для процесу розширення

$$P_{роз} = \frac{P_z \cdot \rho^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_C}\right)^{n_2}},$$

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

$$V_C = \frac{V_s}{(\varepsilon_\Gamma - 1)} = \frac{\pi D^2 / 4 \cdot S}{(\varepsilon_\Gamma - 1)},$$

де ε_Γ – геометричний ступінь стиску

$$\varepsilon_\Gamma = \frac{\varepsilon - \psi_s}{1 - \psi_s}.$$

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

Обчислення ординат точок політропи ведуться в табличній формі (табл. 3.7).

Таблиця 3.7 Координати точок політропи

V/V_c	P_{cm}	$P_{роз}$
1	14,2	P_z
1,25	11,84	P_z
1,5	9,23	P_z
1,61	8,38	17,04
1,75	7,47	16,83
2	6,22	14,23
2,5	4,58	10,75
3	3,57	8,558
4	2,41	5,964
6	1,38	3,586
8	0,93	2,499
10	0,68	1,888
12	0,536	1,502
14,5	0,413	1,185

3.4 Розрахунок динаміки двигуна

3.4.1 Вихідні дані

Кривошипно-шатунний механізм двигуна призначений для перетворення обертано-поступаючого руху поршня в обертальний рух колінчастого вала з одночасною передачею енергії розширення газів у циліндрі на колінчастий вал.

У даному випадку розглядається двигун внутрішнього згоряння з центральним КШМ. Механізм називається центральним, тому що вісь колінчастого вала і вісь циліндра перетинаються. Цей тип двигуна є самим розповсюдженим у практиці дизелебудування.

Застосування такого КШМ дає перевагу, що позначається в основному при виготовленні двигунів. Зокрема, можна одержати уніфікацію основних деталей основи при виробництві двигунів правої і лівої моделей.

Вибір та обґрунтування вихідних даних

Тактність (число тактів) $D = 2$.

Крок (градуси) $H = 13^\circ$.

Частота обертання колінчастого вала $n = 108 \text{ хв}^{-1}$.

Питома маса поступальних частин $M_S = 9500 \text{ кг/м}^2$ (інструкція заводу виготовлювача).

Радіус кривошипа $R = 1,18 \text{ м}$.

Відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна $L = 0,48$

Тиск сил ваги поступальних мас кривошипно-шатунного механізму $P_T = 0,095 \text{ МПа}$.

Тиск на поршень з його тильної частини $P_K = 0,365 \text{ МПа}$.

Тиск кінця стиску $P_C = 14,2 \text{ МПа}$ (з розрахунку робочого циклу).

Максимальний тиск у циліндрі $P_Z = 17,0 \text{ МПа}$ (з робочого циклу).

Ступінь попереднього розширення $R_0 = 1,57$.

Показник політропи стиску $n_1 = 1,369$ (з розрахунку циклу).

Показник політропи розширення $n_2 = 1,254$ (з розрахунку циклу).

Ступінь стиску $EP = 14,5$ (приймається з розрахунку робочого чи циклу по документації на двигун).

Побудова силової схеми КШМ

При роботі двигуна 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 (шорсткість поверхонь, що труться, умови змащення, тепловий режим, зазори й ін.). Тому в динамічних розрахунках ними зневажають, а враховують механічним ККД двигуна. Сили ваги виникають у малообертових двигунах. 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 двигунів крапкою приведення є центр головного підшипника.

У загальному випадку рушійна сила буде представляти алгебраїчну суму

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

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 двигунів – тиск наддувального 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

$$P_{ДВ} = P_G + P_S.$$

3.4.2 Розрахунок та побудова діаграм сил $P_{ДВ}$, N , Q , Z , T

Найменування цих сил наступні:

N – нормальна сила, що діє перпендикулярно осі циліндра;

Q – сила, що діє уздовж осі шатуна;

Z – радіальна сила, що діє уздовж радіуса кривошипа;

T – дотична сила, що діє по дотичній до траєкторії центру мотильової шийки.

Розрахункові формули мають вид:

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

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

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

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

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

3.4.3 Побудова діаграми сумарних дотичних сил T

Діаграма сумарних дотичних сил являє собою в деякому масштабі сумарний момент, що крутить, на вихідному фланці колінчастого вала дизеля.

Хід розрахунку будемо робити з наступним порядком роботи циліндрів двигуна:

1-6-3-4-5-2-7

Визначимо максимальний кут повороту кривошипа, що відповідає періоду зміни сумарної дотичної діаграми,

$$\alpha_{\Sigma} = \frac{360}{zi},$$

де $z = 1$ – коефіцієнт тактності двигуна;

$i = 7$ – число циліндрів, моді

$$\alpha_{\Sigma} = 520.$$

Після цього останній стовпець табл. 3.8 (значення дотичної сили одного циліндра) поділяється на шість рівних ділянок, що відповідають $\alpha_{\Sigma} = 520$, і значення дотичного зусилля кожної ділянки заносяться в табл. 3.8 у виді вертикальних стовпців відповідно до порядку роботи циліндрів.

Потім, підсумовуючи по горизонтальних рядках значення дотичного зусилля окремих циліндрів, в останньому стовпці одержимо значення сумарної дотичної сили ΣT .

Отримані дані вносимо в табл. 3.8 На підставі отриманих даних будується діаграма сумарної дотичної сили.

Таблиця 3.8. До розрахунку середньої сумарної сили ΣT_{cp}

α° обертання колінчастого валау	Номер циліндра							ΣT , МПа
	1	6	3	4	5	2	7	
0	0	-0,629	-1,01	-2,369	-1,075	0,618	0,528	-3,937
13	-0,103	-0,891	-0,778	-2,518	-1,027	0,921	0,334	-4,062
26	-0,23	-1,108	-0,775	-0,105	-0,595	0,926	0,185	-1,702
39	-0,401	-1,165	-1,316	-0,722	0,044	0,75	0,07	-2,74
52	-0,629	-1,01	-2,369	-1,075	0,618	0,528	0	-3,937

де: $\Sigma T_{cp} = 3,28 \text{ МПа}$ – середня сумарна дотична сила;

$F_u = \pi \cdot D_u^2 / 4$ – площа поперечного перерізу циліндра;

$R = 1,18$ – радіус кривошипу;

$n = 108 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертів колінчастого валау.

$$F_u = \frac{3,14 \cdot 0,7^2}{4} = 0,385 \text{ м}^2$$

$$N_i = 3,28 \cdot 0,385 \cdot 1,18 \frac{3,14 \cdot 108}{30} \cdot 10^3 = 23969 \text{ кВт}$$

Дійсну індикаторну потужність визначаємо по формулі:

$$N_i = 13,1 \cdot P'_i \cdot D_u^2 \cdot S \cdot n \cdot z \cdot i$$

де: $P_{i1}=2,3$ МПа– середній індикаторний тиск без урахування округлення індикаторної діаграми.

$$N_i = 13,1 \cdot 2,3 \cdot 0,7^2 \cdot 2,36 \cdot 108 \cdot 1 \cdot 7 = 23340 \text{ кВт}$$

Порівнюємо два результати потужності отримані різними методами та робимо висновок про правильність обчислення розрахунку динаміки.

$$\Delta = \left| \frac{23969 - 23340}{23969} \right| \cdot 100\% = 2,6\%$$

Висновок: у нашому випадку Δ не перевищує 5%, відповідно розрахунок динаміки виконано вірно. Представлені вище розрахунки по визначенню зусиль, що діють в кривошипно-шатунному механізмі під час роботи двигуна дають змогу вважати, що отримані значення діючих зусиль знаходяться в допустимих межах та повинні забезпечити надійну роботу двигуна протягом тривалого часу.

3.4.4 Розрахунок маховика

Розрахунок маховика представляє собою визначення махового моменту інерції, граничного діаметру обода маховика та його маси.

Визначення величини надлишкової роботи маховика за період (або уповільнення):

$$L_{nad} = L'_{nad} \cdot \mu_m \cdot \mu_a \cdot \frac{\Pi}{180} \cdot F_u \cdot R \cdot 10^6 \text{ кДж}$$

де $L'_{nad} = 2682$ мм² – площа, що відповідає надлишковій роботі;

$\mu_m = 0,05$ – масштаб діаграми сумарної дотичної сили;

$\mu_a = 0,5$ град/мм – масштаб кута α ;

$F_u = 0,385$ – площа поперечного перерізу циліндра;

$R = 1,18$ м – радіус кривошипа;

$$L_{nad} = 2682 \cdot 0,05 \cdot 0,5 \cdot \frac{3,14}{180} \cdot 0,385 \cdot 1,18 \cdot 10^6 = 531 \, 372 \text{ кДж}$$

Визначення необхідної величини моменту інерції маховика:

$$I_m = \frac{91,2 \cdot L_{nad}}{\delta \cdot n^2}$$

де $\delta = 1/25$ – ступінь нерівномірності обертання колінчастого валу (для головних двигунів з безпосередньою передачею потужності на гвинт $\delta = 1/25 \dots 1/40$) [10].

$n = 108$ хв⁻¹– частота обертання колінчастого валу.

$$I_m = \frac{91,2 \cdot 531372}{0,04 \cdot 108^2} = 103869 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Визначення граничного діаметру обода маховика

$$D_m = \frac{60 \cdot [V]}{\Pi \cdot n}$$

де $[V] = 30$ м/с– допустима лінійчатa швидкість на ободі маховика

(для чавунних маховиків $[V]=30\ldots 40\text{ м/с}$);

$$D_m = \frac{60 \cdot 30}{3,14 \cdot 108} = 5,3\text{ м}$$

Маховий момент маховика:

$$M_m \cdot D_m^2 = 4 \cdot I_m$$

Знаючи D_m , визначаємо масу маховика, вважаючи, що уся вона зосереджена на його ободі

$$M_m = \frac{4 \cdot I_m}{D_m^2},$$

$$M_m = \frac{4 \cdot 103869}{5,3^2} = 14790\text{ кг}$$

Основні розміри обода маховика

$$H = \sqrt{\frac{M_m}{\pi \cdot K_m \cdot D_m \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{14790}{3,14 \cdot 0,2 \cdot 5,3 \cdot 7800}} = 0,75\text{ м}$$

де $\rho = 7800\text{ кг/м}^3$ – густина матеріалу маховика.

При розрахунках слід приймати

$K_m = 1,0\ldots 2,0$ – для СОД;

$K_m = 0,2\ldots 0,3$ – для МОД.

Ширина обода буде

$$B = k_m \cdot H, \text{ м}$$

$$B = 0,75 \cdot 0,2 = 0,15\text{ м}$$

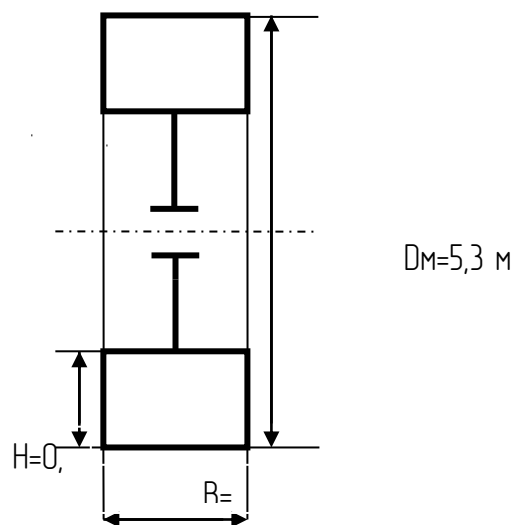


Рисунок 3.5 Ескіз маховика

Висновок: В розділі було проведено розрахунок робочого циклу двигуна 7L70ME-C8 виробництва MAN B&W. В результаті проведених розрахунків робочого циклу і динаміки двигуна було отримано теоретичне значення: індикаторного КПД $\eta_i = 0,50$ та ефективної потужності $N_i = 23969\text{ кВт}$. Аналізуючи отримані дані визначено, що процент відхилення від реальних значень незначний. Індикаторна діаграма та діаграма сумарних дотичних сил представлені на рис. 3.6 та рис. 3.7

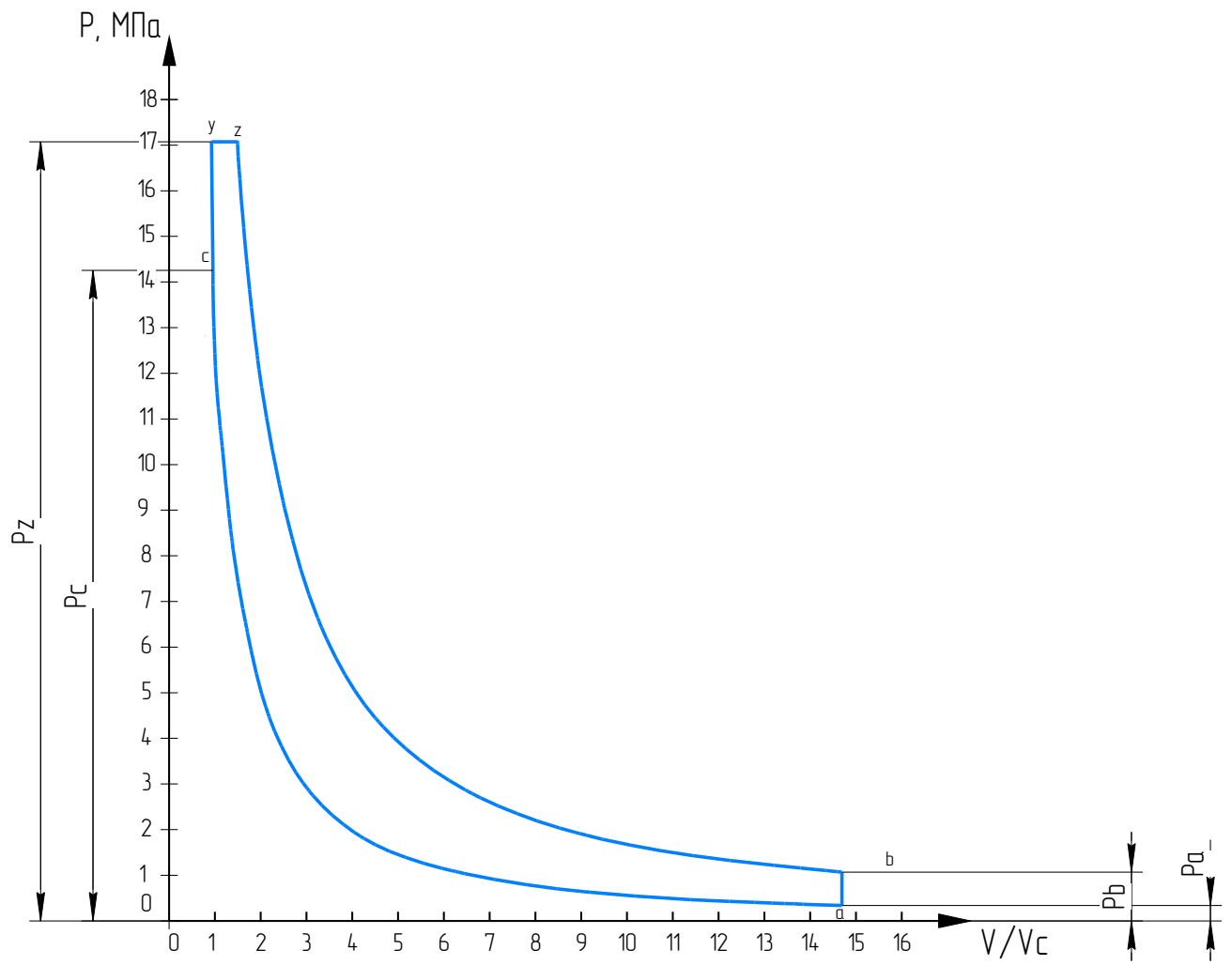


Рисунок 3.6 Індикаторна діаграма

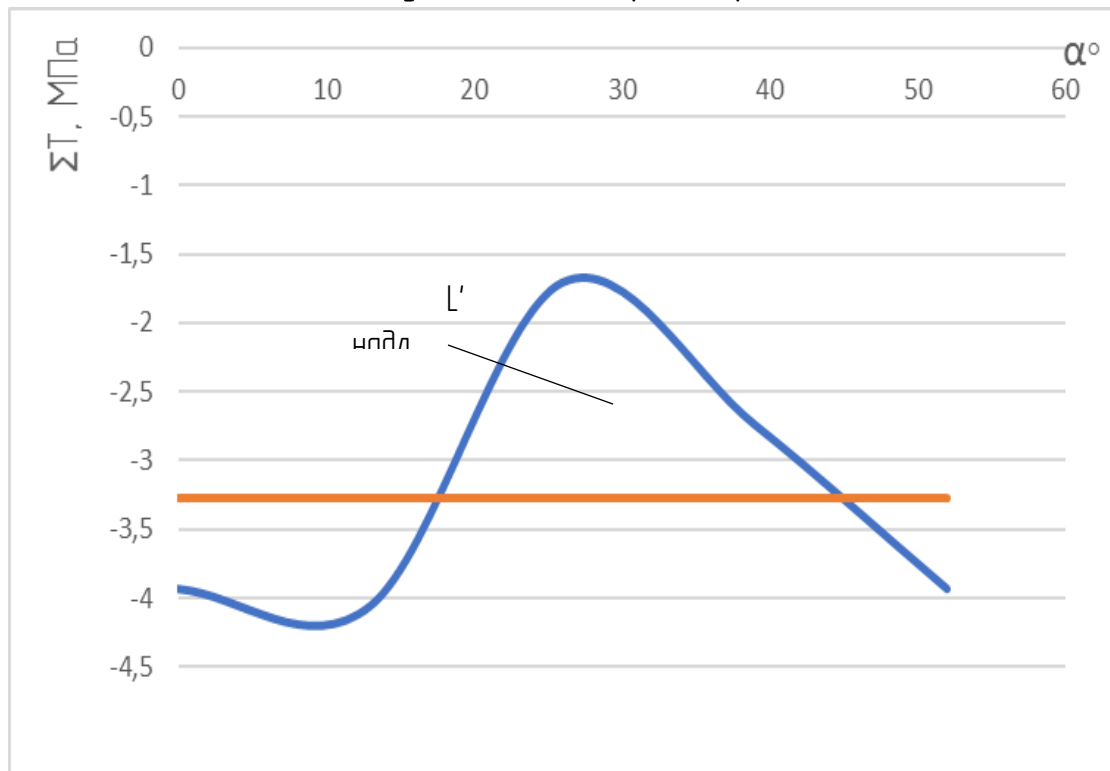


Рисунок 3.7 Діаграма сумарних дотичних сил

4 Перевірочні розрахунки агрегату наддуву двигуна

Розділ включає вибір марки турбокомпресора (ТК) для точки L1 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 марки турбокомпресора.

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 GK, 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

$$GK = ge \cdot Nen \cdot Lo \cdot \alpha \cdot \phi_a / 3600,$$

$$GK = 0,172 \cdot 22890 \cdot 14,3 \cdot 2,5 \cdot 1,2 / 3600 = 43,37 \text{ кг/с}$$

де Lo – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива (для палива середнього складу $Lo = 14,3 \text{ кг/кг}$);

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

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

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

$$QK = GK / \rho_n,$$

$$QK = 43,37 / 1,17 = 37,07 \text{ м}^3/\text{с}$$

де $\rho_n = 1,17 \text{ кг/м}^3$ – питома маса повітря при нормальних умовах.

Іншою важливою характеристикою компресора є ступінь підвищення тиску

$$Pk = P_k / P_0,$$

де P_k – тиск повітря після компресора, МПа,

$P_0 (P_n) = 0,102 \text{ МПа}$ – тиск навколишнього середовища (повітря).

Для визначення тиску повітря після компресора, використовується два рівняння витрат повітря через двигун.

Тиск в повітряному ресивері, МПа визначається за формулою

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

$$\eta_{TK} = \eta_K \eta_T$$

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

N_e^H — 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 (орієнтовно можна приймати для чотиритактних ДВЗ

$\eta_H = 0,95$, для двотактних — $\eta_H = 0,85$).

Тиск повітря після компресора, МПа, обчислюється за формулою

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

$$P_K = 0,365 / 0,102 = 3,58$$

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

$$P_K = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,17 \cdot 22890 \cdot 2,5 \cdot 320}{0,7^2 \cdot 2,36 \cdot 7 \cdot 108 \cdot 1 \cdot 0,85} = 0,365$$

По визначеним значенням $P_K = 3,65$ та $Q_1 = 37,63$ м³/с вибираємо у полі робочих параметрів марок ТК потрібний турбокомпресор. У даному випадку нам підходить компресор позначенням MAN TCA – 77 (рис. 4.2), який має такі показники:

$Le = 19\,400$ кВт; $n = 16\,900$ хв⁻¹; $m = 8\,330$ кг та такі габаритні розміри: Довжина — 2985 мм, Ширина — 1694 мм, висота — 2669 мм.

Обраний турбокомпресор (рис. 4.1) забезпечує витрату та тиск повітря, які необхідні для забезпечення режиму максимальної тривалої потужності двигуна.

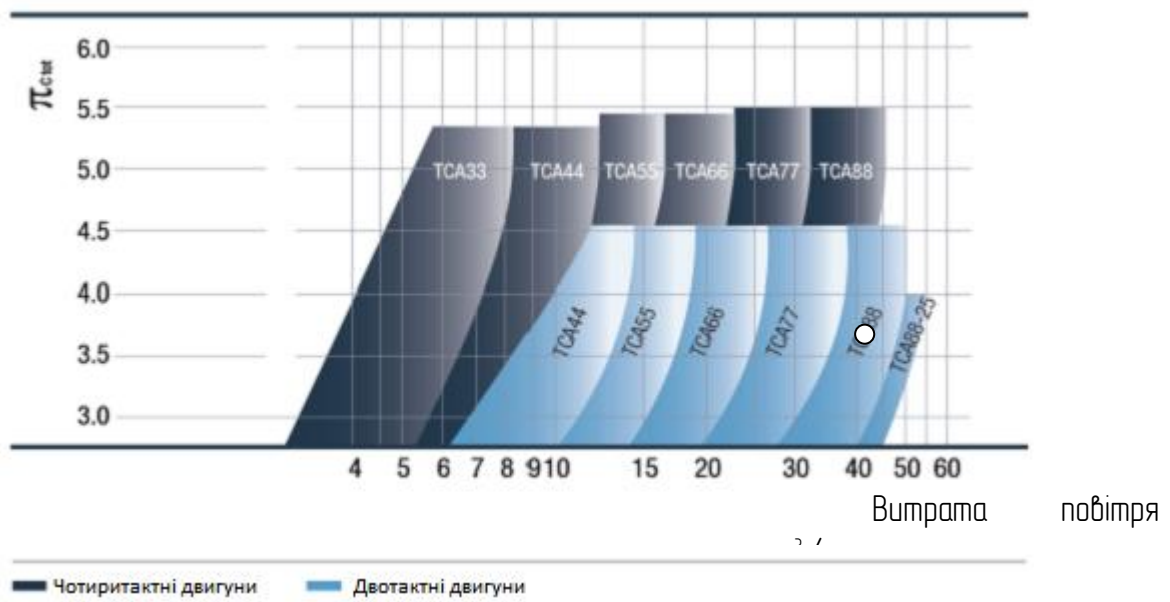


Рисунок 4.1. Діаграма для вибору турбонагнітача

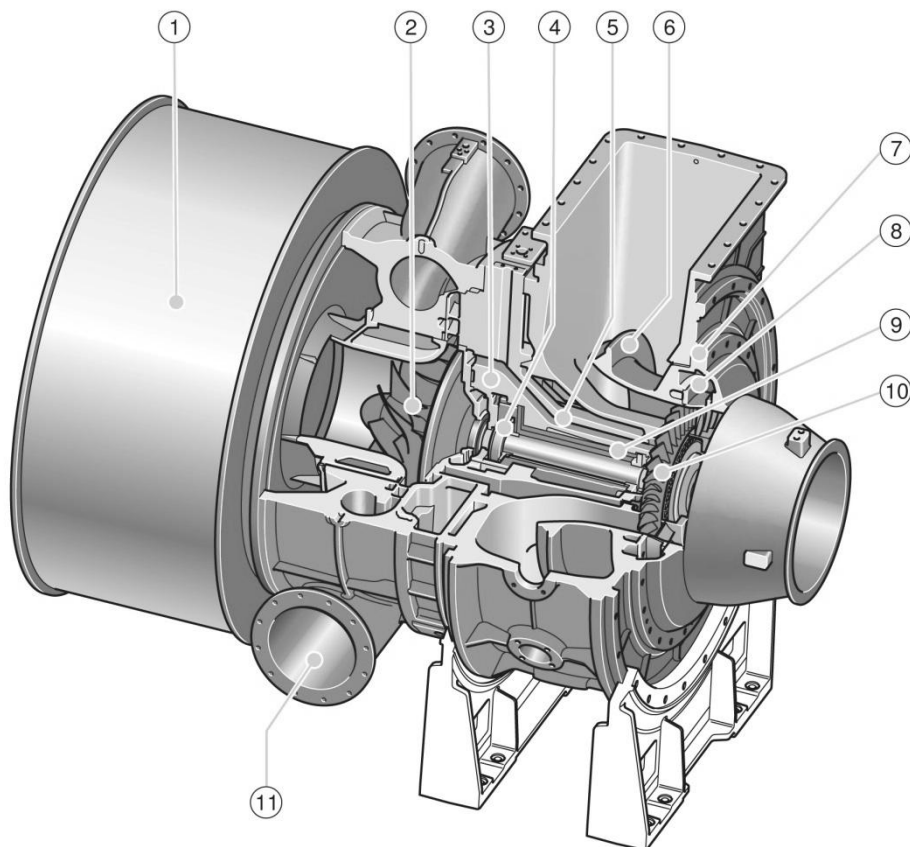


Рисунок 4.2. Загальний вигляд турбонагнітача ТСА – 77

- 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.

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
1	Коефіцієнт напору	$\bar{H}_k$	[Мошенцев]		
2	Адiabатна робота стиску в компресорі	L_{ad} , Дж/кг	$1004,5T_0(\pi_k^{0,286} - 1)$	$L_{ad} = 1004,5 \cdot 300(3,58^{0,286} - 1)$	130187
3	Колова швидкість на діаметрі D_2	U_2 , м/с	$\sqrt{\frac{2L_{ad}}{\bar{H}_k}}$	$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 130187}{1,3}}$	447,5

Таблиця 4.2 Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
3	Швидкість перед колесом	c_1 , м/с	$\bar{c}_m U_2$	$c_1 = 0,34 \cdot 447,5$	152,2
4	Температура повітря перед колесом	T_1 , К	$T_a - \frac{c_1^2 - c_a^2}{2C_p}$	$300 - \frac{152,2^2 - 30^2}{2010}$	282
5	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
6	Густина повітря перед колесом	ρ_1 , кг/м ³	$\frac{P_1}{RT_1}$	$\rho_1 = \frac{84194}{287,2 \cdot 282}$	1,036
7	Площа на вході у колесо	f_1 , м ²	$\frac{G}{\rho_1 c_1}$	$f_1 = \frac{43,37}{152,2 \cdot 1,036}$	0,113
8	Зовнішній діаметр колеса на вході	D_H , м	$\sqrt{\frac{4f_1}{\pi} + D_0^2}$	$D_H = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,113}{3,14} + 0,264^2}$	0,462
9	Середній квадратичний діаметр на вході в колесо	D_1 , м	$\sqrt{\frac{D_H^2 + D_0^2}{2}}$	$D_1 = \sqrt{\frac{0,462^2 + 0,264^2}{2}}$	0,33

Таблиця 4.3 Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
10	Коефіцієнт циркуляції	μ	$\frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{Z_k \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}}$	$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{3,14}{20 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,33}{0,77} \right)^2 \right]}}$	0,874
11	Кут входу потоку в колесо на діаметрі D1	β_1 , град	$\arctg \left(\frac{c_1 D_2}{u_2 D_1} \right)$	$\beta_1 = \arctg \left(\frac{152,2 \cdot 0,77}{447,5 \cdot 0,33} \right)$	32,9
12	Кут установки лопатки на діаметрі D1	$\beta_{1л}$, град	$\beta_1 + i_1$	32,9+0	32,9
13	Коефіцієнт захаращення на вході у робоче колесо	τ_1 , град	$1 - \frac{\delta_1 Z_k}{\pi D_1 \sin \beta_{1л}}$	$\tau_1 = 1 - \frac{0,002 \cdot 20}{3,14 \cdot 0,33 \cdot 0,543}$	0,949
14	Швидкість повітря на вході з урахуванням захаращення лопатками ОСА	c'_1 , м/с	$\frac{c_1}{\tau_1}$	$c'_1 = \frac{152,2}{0,949}$	160,4
15	Кут входу потоку у колесо з урахуванням захаращення на діаметрі D1	β'_{11} , град	$\arctg \left(\frac{c'_1 D_2}{U_2 D_1} \right)$	$\beta'_{11} = \arctg \left(\frac{160,4}{447,5} \cdot \frac{0,77}{0,33} \right)$	34,4
16	Кут входу потоку на діаметрі Dн	$\beta_{1н}$, град	$\arctg \left(\frac{c'_1 D_2}{U_2 D_н} \right)$	$\beta_{1н} = \arctg \left(\frac{160,4}{447,5} \cdot \frac{0,77}{0,33} \right)$	27,85
17	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
18	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
19	Температура повітря за колесом	T2, K	$T_1 + \frac{U_2^2}{2C_p} \left[2(\mu + \alpha_{мс}) - \mu^2 - \varphi_{2r}^2 + \bar{C}_m^2 \right]$	$T_2 = 282 + \frac{447,5^2}{2010} \cdot \left[2(0,874 + 0,05) - 0,874^2 - 0,20^2 + 0,30^2 \right]$	395,6

Продовження табл. 4.3

Продовження табл. 4.4

20	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
21	Тиск за колесом	$P_2, \text{Па}$	$P_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}}$	$P_2 = 84194 \cdot \left(\frac{395}{282} \right)^{3.08}$	237702
22	Густина повітря	$\rho_2, \text{кг/м}^3$	$\frac{P_2}{287 T_2}$	$\rho_2 = \frac{237702}{287 \cdot 395.6}$	2,09
23	Проекція абсолютної швидкості c_2 на колово	$c_{2u}, \text{м/с}$	μU_2	$c_{2u} = 0.874 \cdot 447.5$	391,1
24	Меридіональна складова абсолютної швидкості	$c_{2r}, \text{м/с}$	$\varphi_{2r} U_2$	$c_{2r} = 0.2 \cdot 447.5$	89,5
25	Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса	$c_2, \text{м/с}$	$\sqrt{c_{2r}^2 + c_{2u}^2}$	$c_2 = \sqrt{89.5^2 + 391.1^2}$	401
26	Число Маха для швидкості c_2	M_{c_2}	$c_2 / \sqrt{k R T_2}$	$M_{c_2} = 401 / \sqrt{1.4 \cdot 287 \cdot 395.6}$	1,005
27	Кут потоку на виході з колеса	$\alpha_2, \text{град}$	$\arctg \left(\frac{c_{2r}}{c_{2u}} \right)$	$\alpha_2 = \arctg \left(\frac{89.5}{391.1} \right)$	12,9
28	Ширина колеса на виході	$b_2, \text{м}$	$\frac{G}{\pi \rho_2 c_{2r} D_2}$	$b_2 = \frac{43.37}{3.14 \cdot 2.09 \cdot 89.5 \cdot 0.77}$	0,069

Таблиця 4.4 Розрахунок та конструювання безлопатного дифузора

29	Швидкість на виході з БЛД у першому наближенні	$c_3(1), \text{м/с}$	$c_2 \frac{D_2}{D_3}$	$c_3(1) = 401 \cdot \frac{0.77}{0.91}$	349,4
30	Температура повітря за БЛД	$T_3(1), \text{К}$	$T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2010}$	$T_3(1) = 395.6 + \frac{401^2 - 349.4^2}{2010}$	414,8
31	Комплекс показника політропи у БЛД	k_{n3}	$\frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k-1} \eta_3$	$k_{n3} = \frac{1.4}{1.4 - 1} \cdot 0.8$	2,8
32	Показник політропи у БЛД	n_3	$\frac{k_{n3}}{k_{n3} - 1}$	$n_3 = \frac{2.8}{2.8 - 1}$	1,5

33	Тиск за БЛД	РЗ, 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
34	Густина повітря за БЛД	ρ_3 , кг/м ³	$\frac{P_3}{287T_3}$	$\rho_3 = \frac{273929}{287 \cdot 414,8}$	2,29
35	Ширина БЛД на виході	b3, м	b2·0,77	b3= 0,8·0,069	0,055
36	Кут виходу потоку з БЛД	α_3 , град	$\arctg \left[\frac{b_2}{b_3} \frac{\rho_2}{\rho_3} \{ \operatorname{tg} \alpha_2 + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_2} \cdot \frac{\lambda_{\text{БЛД}}}{b_3} (R_3 - R_2) \times \left[1 + \frac{k-1}{n_3-1} \frac{M_{c_2}^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right]$	$\alpha_3 = \arctg \left[\frac{0,069}{0,055} \cdot \frac{2,09}{2,29} \cdot \operatorname{tg} 12,906 + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 12,906} \cdot \frac{0,01}{0,055} (0,528 - 0,44) \times \left[1 + \frac{1,4-1}{0,5} \cdot 0,001 \cdot 0,166 \right] \right]$	15,4
37	Швидкість потоку на виході з БЛД	c3(2),м/с	$\frac{G}{\pi D_3 b_3 \sin \alpha_3 \rho_3}$	$c_3(2) = \frac{43,37}{3,14 \cdot 0,91 \cdot 0,055 \cdot \sin 15,4 \cdot 2,29}$	336,8
38	Температура повітря за дифузоров	T3(2),К	$T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2010}$	$T_3(2) = 395,6 + \frac{401^2 - 336,8^2}{2010}$	419,16
40	Визначення числа Маха	Mc3	$M_{c3} = c_3 / \sqrt{kRT_3}$	$M_{c3} = \frac{336,8}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 419,2}}$	0,82

Таблиця 4.5 Розрахунок та конструювання лопатного дифузора компресора

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
41	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
42	Кут установки лопатки ЛД на виході	$\alpha_{4,л}$, град	$\alpha_{3,л} + \Delta\alpha$	$\alpha_{4,л} = 15,4 + 15$	30,4
43	Середній кут установки лопатки	α_{cp} , град	$(\alpha_{3,л} + \alpha_{4,л})/2$	$\alpha_{cp} = (15,4 + 30,4)/2$	22,9
44	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

45	Коефіцієнт захаращення на виході з ЛД	τ_3	$1 - \frac{z_{Д} \delta_3}{\pi D_3 \sin \alpha_{3,л}}$	$\tau_3 = 1 - \frac{23 \cdot 0,002}{3,14 \cdot 0,91 \cdot \sin 15,4}$	0,94
46	Коефіцієнт захаращення на виході з ЛД	τ_4	$1 - \frac{z_{Д} \delta_4}{\pi D_4 \sin \alpha_{4,л}}$	$\tau_4 = 1 - \frac{23 \cdot 0,002}{3,14 \cdot 1,51 \cdot 0,506}$	0,98
47	Ширина дифузора на виході	b_4 , м	$b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \operatorname{tg} \delta_m$	$b_4 = 0,055 + \frac{1,51 - 0,91}{2} \operatorname{tg} 2$	0,063
48	Дифузорність Л	f	$\frac{D_4 b_4 \tau_4 k_\alpha \sin \alpha_4}{D_3 b_3 \sin \alpha_3}$	$f = \frac{1,51 \cdot 0,063 \cdot 0,98 \cdot 1,06 \sin 28}{0,91 \cdot 0,055 \cdot \sin 15,4}$	3,2
49	Кут розкриття еквівалентно-го дифузора	δ , град	$2 \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \tau_3 \sin \alpha_{3,л}}{D_3 z_{Д}}} \times \frac{\sqrt{f-1}}{\frac{D_4}{D_3} - 1} \right)$	$\delta = 2 \arctg \left(\sqrt{\frac{0,055 \cdot 0,94 \cdot 0,265}{0,91 \cdot 23}} \times \frac{\sqrt{2,2}}{\frac{1,51}{0,91} - 1} \right)$	6,62

Таблиця 4.6 Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результати
50	Комплекси показника політропи в ЛД	$k_{n_4}, k_{2_{n_4}}$	$k_{n_4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_4$ $k_{2_{n_4}} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{1}{n_4 - 1}$	$k_{n_4} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,85$ $k_{n_4} = \frac{1}{1,5 - 1}$	$k_{n_4} = 2,975$ $k_{2_{n_4}} = 2$
51	Температура повітря на виході з ЛД (перше наближення)	$T_4^{(1)}$, К	$T_4 = T_3$	$419,16 = 419,16$	419,16

52	Швидкість повітря на виході з ЛД	$c_4, \text{м/с}$	$c_3 \frac{b_3 D_3 \sin \alpha_3}{b_4 D_4 \sin \alpha_4} \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{n_4-1}}$	$c_4 = \frac{336,810 \cdot 0,055 \cdot 0,91 \cdot 0,265}{0,063 \cdot 1,51 \cdot 0,44} \cdot \left(\frac{419,8}{439,2} \right)^2$	100,1
53	Температура повітря на виході з ЛД	$T_4^{(2)}, \text{К}$	$T_3 + \frac{c_3^2 - c_4^2}{2010}$	$T_4^{(2)} = 414,8 + \frac{336,8^2 - 100,1^2}{2010}$	439,6
54	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
55	Радіус дуги середньої лінії лопатки	$R_{\pi}, \text{м}$	$\frac{D_4^2 - D_3^2}{4(D_4 \cos \alpha_{4,\pi} - D_3 \cos \alpha_{3,\pi})}$	$\frac{1,51^2 - 0,91^2}{4(1,51 \cdot 0,86 - 0,91 \cdot 0,96)}$	0,96
56	Радіус кола центрів дуг середньої лінії лопаток	$R_{\eta}, \text{м}$	$\sqrt{R_{\pi}^2 + R_3^2 - D_3 R_{\pi} \cos \alpha_{3,\pi}}$	$\sqrt{0,96^2 + 0,505^2 - 0,91 \cdot 0,96}$	0,195
57	Швидкість повітря на виході з компресора	$c_5, \text{м/с}$	$c_1 A$	$c_5 = 152,2 \cdot 0,5$	76,1
58	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

Продовження табл. 4.6

59	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
60	Зміна тиску повітря у завитці (при $\left \frac{c_5 - c_4}{c_4} \right \leq 0,03$)	ΔP_5 , 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
61	Тиск повітря за завиткою	P_5 , Па	$P_4 - \Delta P_5$	$P_5 = 337506 - 3532$	333680
62	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
63	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
64	Адiabатний 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
65	Адiabатна робота стискування повітря	$L_{кад}$	$L_{ад} = \frac{k}{k-1} R T_0 \left(\frac{P_5}{P_0}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$	$\frac{1,4}{1,4 - 1} 287 \cdot 300 \left(3,58^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right)$	129,69
66	Потужність компресора	NK	$\frac{G_{пов} \cdot L_{ад,к}}{\eta_{ад,к}}$	$\frac{43,37 \cdot 129,69}{0,82}$	5919
67	Повна температура газу за компресором	T_5^*	$T_5 + c_5^2 / 2 c_p \Pi$	$449,6 + 76,1^2 / 2050$	449,42

4.3 Розрахунок проточної частини турбіни

Таблиця 4.7 Визначення параметрів газу перед турбіною

Параметр	Формула	Значення
Витрати газу через турбіну, G , кг/с	$G_k + \frac{g_e N_e}{3600}$ $43,37 + 0,172 \cdot 22890 / 3600$	44,46
Тиск газу у колекторі, $P_T = P_T$, МПа	$(0,75 \dots 0,9) P_K$, $0,87 \cdot 0,365$	0,3

Температура залишкових газів, ТГ	$T_r \approx T_b \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}}$ 1000*(0,299/1) ¹ /(1,31-1)/1,31	751,4
Повна температура газу перед турбіною T ₀ *	$T_0^* = \frac{(\phi_a - 1)T_K + \beta_0 \cdot T_r}{\phi_a - 1 + \beta_0}$ ((1,2-1)*320+1,026*751,4)/(1,2-1+1,026)	681,09
Підігрів повітря в компресорі, ΔT _к , К	$\Delta T_k = \frac{T_1(\pi_k^{\frac{k_n-1}{k_n}} - 1)}{\eta_k}$ (300*(3,65 ¹ (0,4/1,4)-1))/0,82	154,87
Температура робочого тіла за ступенем, T _{2f} , К	Береться з подальшим уточненням $T_0^* - \Delta T_k$ 681,09-154,87	526,21
Середня температура процесу в ступені, T _{ср} , К	$0,5 \cdot (T_0^* + T_{2f})$ 0,5*(681,09 + 526,2)	603,6
Теплоємність робочого тіла, C _p , Дж/(кг · К)	Таблиця 5Д	1102
Комплекс, $m = \frac{k-1}{k}$	Таблиця 5Д	0,265
Показник ізоентропи, 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	1,36
Газова стала R, Дж/(кг · К)	$C_p \cdot m$ =1102*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, P2, МПа	$P_n + \Delta P$ 0,1012+0,0038 Примітка: при наявності дифузора за турбіною $P_2 = P_{2d} = P_n + \Delta P - \Delta P_d$ де ΔP _d — підвищення тиску у дифузорі	0,105

ККД турбокомпресора, η_{TK}	Приймається 0,68...0,72	0,70
Тиск газу перед турбіною, згідно енергетичного балансу P_0^* , МПа	$\frac{P_2}{\left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa} \frac{L_k \cdot G_k}{R \cdot T_0^* \cdot \eta_{TK} \cdot G}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}}$ $0,105 / (1 - 0,265 \cdot 127567,3 \cdot 43,37 / (0,286 \cdot 681,0 \cdot 0,70 \cdot 44,46))^{(1/0,265)}$	0,3044
Порівняння P_0^* з РТ	$(P_T - P_0^*) / P_0^* = (0,299 - 0,3044) / 0,3044$	0,0017 < 0,25 %
Наявна робота турбіни, L_0 (наявний теплоперепад ступеня, h_a^*), Дж/кг	$C_p \cdot T_0^* \cdot \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_0^*}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]$ $1102 \cdot 681,09 \cdot (1 - (0,105 / 0,3044)^{0,265})$	184467,3
КД 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	$h_a^* = G_k L_{ad} / G \cdot \eta_{TK}$ $43,37 \cdot 130197,9 / (44,46 \cdot 0,70)$	181 688

Таблиця 4.8 Термогазодинамічний розрахунок осьового ступеня турбіни з дифузором

Адіабатний перепад ентальпії у дифузорі, h_{ad} , Дж/кг	$(0,05 \dots 0,1) h_a^*$ $181\,688 \cdot 0,08$	14757,36
Наявний теплоперепад ступеня з дифузором, h_a^* , Дж/кг	$h_a^* + h_{ad}$ $181\,688 + 14757,36$	199224,36
Теоретична швидкість за сопловими каналами, відповідна наявному теплоперепад ступеня, C_{ad} , м/с	$\sqrt{2 \cdot h_a^*}$ $(2 \cdot 199224,36)^{0,5}$	631,228
Віяловість ступеня, $\lambda = \frac{D_{cp}}{l_{cp}}$	Приймається 4...6, або згідно прототипу та уточнюється після обчислення довжини робочої лопатки	5
Міра реактивності ступеня ψ	Приймається 0,03...0,05	0,05

кореневому перерізі, ρ_k		
Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі, ρ	$\rho_k + \frac{2 \cdot \lambda - 1}{\lambda^2}$ $0,05 + (2 \cdot 5 - 1) / 5^2$	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
Найвищий тепло перепад в соплових каналах, h_{ac}^* , Дж/кг	$h_a^* \cdot (1 - \rho)$ $199224,6 \cdot (1 - 0,41)$	117542,5
Швидкість виходу потоку із соплової решітки, ζ_1 , м/с	$\varphi \cdot \sqrt{2 \cdot h_{ac}^*}$ $0,98 \cdot (2 \cdot 117542,5)^{0,5}$	475,15
Характеристика ступеня, $v = \left(\frac{U_{cp}}{\zeta_{ad}} \right)_{opt}$	$\frac{\varphi \cdot \cos \alpha_1}{2 \cdot \sqrt{1 - \rho}}$ $0,98 \cdot 0,956 / (2 \cdot (1 - 0,41)^{0,5})$	0,6097
Колова швидкість на середньому діаметрі, U_{cp} , м/с	$\zeta_{ad} \cdot v$ $631,2 \cdot 0,609$	384,4
Продовження табл. 4.8 Середній діаметр ступеня, D_{cp} , м	$\frac{U_{cp}}{\pi n_{dk}}$ $384,4 / (3,14 \cdot 160)$ 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_{2t} , К	$T_{2t} = T_0^* - \frac{h_a^*}{C_p}$ $681 - 184467,3 / 1102$	513,61
Статичний тиск за ступенем турбіни з дифузorzом, P_{2d} , МПа	$P_0^* \left[1 - \frac{h_{ad}^*}{C_p \cdot T_0^*} \right]^{\frac{k}{k-1}}$ $0,3044 \cdot (1 - 199224,3 / (1102 \cdot 681))^{(1/0,265)}$	0,09537
Густина потоку за ступенем турбіни з дифузorzом, ρ_{2d} , кг/м ³	$\frac{P_{2d} \cdot 10^6}{R \cdot T_{2td}}$ $0,0953 \cdot 10^6 / (292,03 \cdot 513,6)$	0,63539

Продовження табл. 4.8

Втрати енергії в соплових каналах, q_c , Дж/кг	$(1 - \varphi^2) \cdot h_{ac}^*$ $(1 - 0,98^2) \cdot 117542,4$	4654,68
Статичні параметри робочого тіла за сопловою решіткою: тиск, P_1 , МПа	$P_0^* \cdot \left[1 - \frac{h_{ac}^*}{c_p \cdot T_0^*} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$ $0,3044 \cdot (1 - 117542,4 / (1102 \cdot 681))^{(1,359 / (1,359 - 1))}$	0,1597
температура, T_1 , К	$T_0^* - \frac{c_1^2}{2 \cdot c_p}$ $681,6 - 475,15^2 / (2 \cdot 1102)$	579,16
густина, ρ_1 , кг/м ³	$\frac{P_1 \cdot 10^6}{R \cdot T_1}$ $0,1597 \cdot 10^6 / (292,03 \cdot 579,16)$	0,9442
Швидкість звуку на виході з соплової решітки, a_1 , м/с	$\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_1}$ $(1,359 \cdot 292,03 \cdot 579,16)^{0,5}$	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	$\frac{G}{\pi \cdot D_{cp} \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \rho_1}$ $44,46 / (3,14 \cdot 0,765 \cdot 475,15 \cdot 0,292 \cdot 0,944)$	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	$BC = l_c / (l_c / BC) = 0,1135 / 3,0$	0,03783
Відношення довжини до ширини робочих лопаток, $\frac{l_p}{B_p}$	2,5...4,0	3,5
Ширина робочих	$BP = l_p / (l_p / BP)$ 0,09/3,5	0,026

Продовження табл. 4.8

лопаток, B_p , м		
Радіальний зазор, δ_p , м	Приймається (0,005...0,010) $\cdot l_p$	0,2·10 ⁻³
Довжина вихідної кромки робочих лопаток, l_p , м	З ескізу проточної частини $l_p = l_c + 2 (B_p + S) \cdot \operatorname{tg} \gamma_n$ 0,091+2*(0,026+0,008)*0,14	0,101
Віяловість ступеня, λ	$\frac{D_{cp}}{l_p}$ 0,765/0,101	7,5
Кут установи соплових лопаток, α_y , град	$\alpha_y = f \cdot (\alpha_0 - \alpha_1)$	35
Хорда профілю соплової лопатки, b_c , м	$\frac{B_c}{\sin \alpha_y}$ 0,0378/0,574	0,0658
Відносний крок соплової решітки, $\bar{f}_c = \frac{f_c}{b_c}$ Солитер.Ink	Приймається 0,75...0,90	0,85
Відносна швидкість входу потoku на робочі лопатки, w_1 , м/с	$\sqrt{c_1^2 + U_{cp}^2 - 2U_{cp} \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1}$ (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	$\psi \cdot \sqrt{2 \cdot h_{ap}^*}$	415,879

Продовження табл. 4.8

каналів, W_2 , м/с	$0,96 \cdot (2 \cdot 93834,37)^{0,5}$	
Втрати енергії у робочому каналі, q_p , Дж/кг	$(1 - \psi^2) \cdot h_{ap}^*$ $(1 - 0,96^2) \cdot 93834,3$	7356,61
Статичні параметри потоку на виході з робочих каналів: температура, T_2 , К	$T_1 - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2 \cdot C_p}$ $579,16 - (415,87^2 - 155,9^2) / (2 \cdot 1102)$	511,72
густина, ρ_2 , кг/м ³	$\frac{P_2 \cdot 10^6}{R \cdot T_2}$ $0,105 \cdot 10^6 / (292,03 \cdot 511,72)$	0,7
Швидкість звуку на виході з робочих каналів, a_2 , м/с	$\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_2}$ $(1,359 \cdot 292,03 \cdot 511,72)^{0,5}$	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	$\arcsin \cdot \frac{G}{\pi \cdot D_{cp} \cdot W_2 \cdot l_p \cdot \rho_2}$ $\text{Arcsin}(44,46 / (3,14 \cdot 0,765 \cdot 415,9 \cdot 0,101 \cdot 0,7)) =$ $\arcsin(0,5056)$	30
Кут установки профілів робочої решітки, β_y , град	$\beta_y = f(\beta_1 - \beta_2)$ $f(68 - 30) = f(38)$	48
Хорда профілю робочих лопаток, b_p , м	$\frac{B_p}{\sin \beta_y}$ $0,026 / 0,743$	0,034993
Відносний крок робочої решітки, $\frac{t_p}{b_p}$	$0,4 \cdot \rho + 0,6$ $0,4 \cdot 0,41 + 0,6$	0,76
Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки, C_2 , м/с	$\sqrt{W_2^2 + U_{cp}^2 - 2 \cdot U_{cp} \cdot W_2 \cdot \cos \beta_2}$ $(415,87^2 + 384,4^2 - 2 \cdot 384,4 \cdot 415,877 \cdot 0,866)^{0,5}$	209
Втрати енергії з вихідною швидкістю, q_a , Дж/кг	$C_2^2 / 2$ $209^2 / 2$	21840,5

Продовження табл. 4.8

Кут виходу потоку зі ступеня, α_2 , град	$\arccos \frac{w_2 \cos \beta_2 - U_{cp}}{C_2}$ $\arccos(415,87 \cdot 0,866 - 384,4) / 209 =$ $\arccos(-0,0772)$ у випадку значного (більше $5 \dots 10^\circ$) відхилення від 90° змінити кут γ або α_1	94,8
Колові складові абсолютних швидкостей: за сопловою решіткою, C_{1u} , м/с за робочою решіткою, C_{2u} , м/с	$C_1 \cdot \cos \alpha_1$ $475,15 \cdot 0,956$ $C_2 \cdot \cos \alpha_2$ $209 \cdot (-0,0772)$	454,243 -16,134
Колова робота ступеня, l_u , Дж/кг	$U_{cp} \cdot (C_{1u} + C_{2u})$ $384,4 \cdot (454,243 - 16,13)$	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, $\rho_{заз}$	$1 - (1 - \rho) \cdot \left(\frac{\lambda}{\lambda + 1} \right)^2$ $1 - (1 - 0,41) \cdot (6,4 / (6,4 + 1))^2$	0,56
Витоки через периферійний радіальний зазор лопаток, $\xi_{вт}^\delta$	$\frac{0,15 \cdot C_{ад} \cdot \operatorname{ctg} \alpha_1}{w_2 \cdot \sin \beta_2} \cdot \frac{\delta_p}{l_p} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{заз}}{Z}} \cdot \eta_u$ $0,15 \cdot 631,22 \cdot 3,487 \cdot 0,0079 \cdot 0,85 \cdot 0,56^{0,5} /$ $(415,87 \cdot 0,5)$	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

Продовження табл. 4.8

Коефіцієнт конструктивного оформлення ступеня, K_T	Приймається $(0,55 \dots 0,90) \cdot 10^{-3}$	$0,8 \cdot 10^{-3}$
Втрати від тертя диска об робоче тіло, $\xi_{тр}$	$K_T \cdot \frac{D_{ср}}{l_c \cdot \sin \alpha_1} \cdot \frac{\rho_{ср}}{\rho_1} \cdot \left(\frac{U_{ср}}{c_{ад}} \right)^3$ $0,0008 \cdot 0,765 \cdot 0,822 \cdot 0,608^3 / (0,0909 \cdot 0,292 \cdot 0,944)$	0,0045
Внутрішній ККД ступеня, η_i	$\eta_u - \xi_{вт} - \xi_{тр}$ $0,8 - 0,0079 - 0,0045$	0,8376
Внутрішній тепло-перепад ступеня, h_i , Дж/кг Продовження табл. 4.8	$h_a^* \cdot \eta_i$ $199224 \cdot 0,837$	166750
Внутрішня потужність ступеня, N_i , Вт	$G \cdot h_i$ $44,46 \cdot 166750$	6455045
Механічний ККД ступеня, η_m	Приймається 0,95...0,99	0,99
Потужність турбіни, N_T , кВт	$N_i \cdot \eta_m \cdot 10^{-3}$	6390
Оцінка помилки у забезпеченні енергетичного балансу турбокомпресора	$\frac{ N_T - N_K }{N_T}$ $(6390 - 5919) / 6390$	3,7 тобто не перевищує 5 %
Ефективний ККД турбіни, η_{eT}	$\eta_i \cdot \eta_m$ $0,8376 \cdot 0,99$	0,8292
Відносна потужність турбіни, δT	$N_T / (N_e / 2)$ $6390 / 22890$	0,28

4.3. Розробка загальної компоновки турбокомпресора та його основних елементів

При компонуванні ТК обирається схема з консольним розташуванням коліс компресора та турбіни, яка характерна для фірми МБД. 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.

Компонування компресора та турбіни виконується за результатами розрахунків геометрії їх елементів та побудови ескізів проточних частин (рис. 4.3)

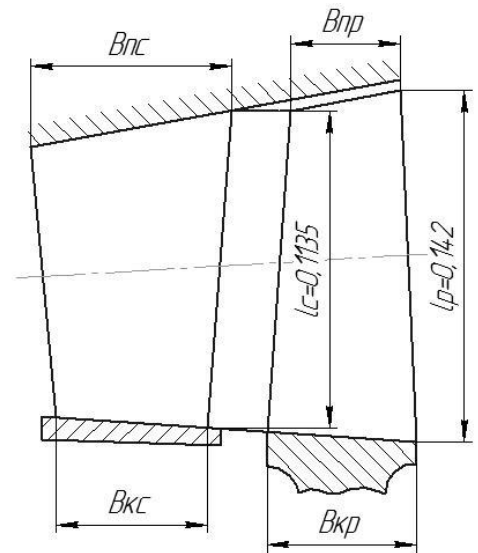
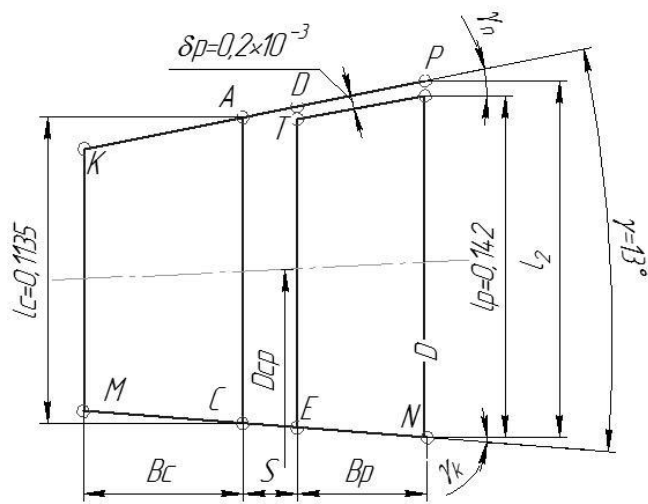


Рисунок 4.3. Ескіз проточної частини осьового турбінного ступеня

Висновок: в розділі розраховано та компоновано турбокомпресор марки ТСА — 77, що встановлено на двигун 7L70ME-C8.2.

5. Судновий паровий котел

5.1 Опис конструкції котла

На сучасних морських транспортних суднах 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 гвинта;

- 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 гвинтів (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-виготовлювачів; інструктивними матеріалами пароплавання; 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 "JOLLY COBALTO" встановлено допоміжний водотрубний котел марки AQ-12 фірми "Aalborg" номінальною паропродуктивністю 2500 кг/год (рис. 5.1), яка прийнята за даними специфікації на судно.

Основні характеристики суднового допоміжного котла марки AQ-12 фірми "Aalborg"

Паропродуктивність	2,5 т/год
КПД	88 %
Витрата мазуту	560 кг/год
Температура вихідних газів	2500С
Максимальний робочий тиск	1,0 МПа
Температура живильної води	60 СС
Коефіцієнт надлишку повітря	1,1

"Aalborg" – 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 паропродуктивності. При цьому тиск пара підтримується постійним.

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

До складу "Aalborg" входять наступні елементи: власне котел, 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 ДК на окремих фундаментах.

В комбінованому котлі типу AQ-12 фірми "Aalborg" водотрубна частина виконана зі слабонахиленими кип'ятильними трубами і повністю охолоджуваною циліндричною топкою. Котел типу AQ-12 фірми "Aalborg" повністю автоматизовано, його паливна частина автоматично підтримує потрібну паропродуктивність при зниженні потужності ДВЗ. Паропродуктивність робочої пари складає 2,5 т/год.



Рисунок 5.1 Судновий допоміжний паровий котел AQ-12 фірми "Aalborg":

На рис. 5.2 зображена система автоматичного регулювання захисту і сигналізації котла.

Управління процесами горіння і живлення здійснюється позиційно за допомогою реле робочого тиску 1 і регулятора живлення 20 (дистанційного показчика рівня).

Останній сполучений з котлом конденсаційною судиною 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 у діапазоні $(0,85...0,95) \pm 0,02$ МПа. Паливна магістраль включає паливний трубопровід, форсунку 5, насос 10, фільтри 8 і перепускний клапан 11. Паливо підводиться через трубу 9 з витратного бака.

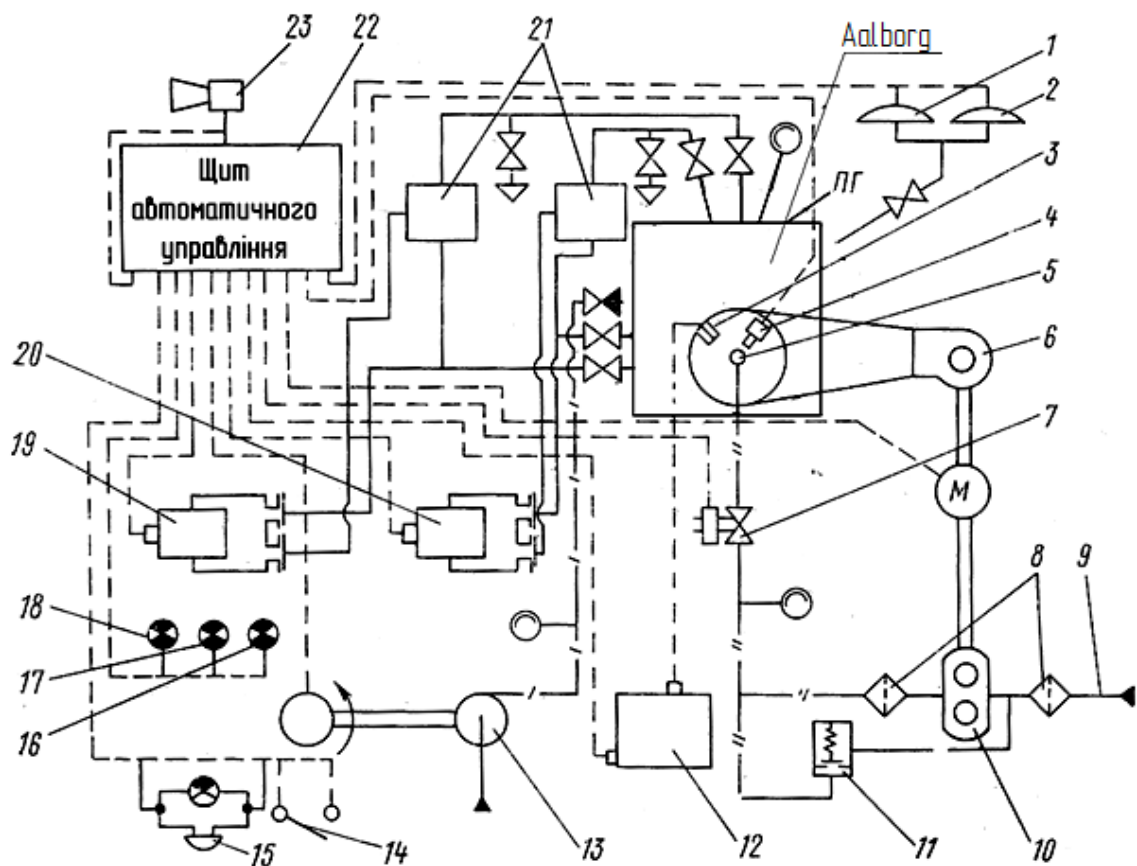


Рисунок 5.2. Принципова схема системи автоматичного управління, захисту і сигналізації котла
 — імпульсні трубопроводи; — / — / — живильний трубопровід;
 — // — // — паливний трубопровід; — електромережі

При пуску парогенератора для попередньої вентиляції топки спочатку включається вентилятор, щоб уникнути вибуху, а потім через 15 с відкривається паливний електромагнітний клапан. Виключення парогенератора відбувається в зворотній послідовності: спочатку закривається електромагнітний клапан, а через 13...17 с вимикається електровентилятор. Автомат живлення включає або відключає електродвигун живильного насоса 13 досягнувши рівня води у котлі на 20 мм нижче або вище середнього положення по водомірному склу. Пуск парогенератора здійснюється автоматично після установки у пускове положення тумблерів і головного вимикача, розташованого разом з аварійно-попереджувальною сигналізацією (сигнальними лампами, ревуном 23) на щиті 22.

Для запалення палива служить трансформатор 12, сполучений з електродами 3 високовольтним дротом.

Система, що розглядається, забезпечує безвахтену роботу котла у всьому діапазоні навантажень і автоматичний захист ПГ досягнувши тиску пару, вище за допустимий; при зміні рівня води у ПГ вище за допустимий (± 80 мм); обриві факела під час роботи; незапалюванні палива при розтопленні. При аварійних ситуаціях включаються звукова і світлова сигналізації, а саме: дзвінок 15 з лампою, червоні лампи 17 і 18 (при неприпустимій зміні рівня води).

Екстрена зупинка здійснюється вимикачем 14. При нормальній роботі горить зелена лампа 16. При цьому клапан 7 відключає подачу палива, а через 13...17 з вимикається вентилятор.

Парогенератор вимикається досягнувши аварійного тиску, верхнього граничного і нижнього аварійного рівнів (за допомогою реле аварійного тиску 2 і показчика рівня 19), при обриві факела під час горіння або при незапалюванні палива у момент запуску (за допомогою фотореле 4).

Робота котла може бути переключена повністю на ручне управління. При цьому для електричного розпалювання передбачена кнопка на щиті автоматичного керування. Розтоплення може бути здійснено також уручну від факела, що вноситься в топку через патрубок фотореле.

Найдільш відомими і широко розповсюдженими в котлах малої продуктивності (до 6...8 т /год) агрегованими топковими пристроями з механічними форсунками з нерухомими розпилювачами є пристрої типу "Монарх" і "Ойлон" (рис. 5.3).

Топковий пристрій являє собою агрегат, який складається з двох розпилювачих сопел 1 (основного і чергового), скомпонованих в одній голівці.

Паливний насос 2 і вентилятор 3 вмонтовані на одному валу, що приводиться в обертання електродвигуном 4. Паливо насосом подається в електричний одізрівач і далі до електромагнітних клапанів 5 і 6, що подає паливо до сопел. Подачу палива регулюють або відключенням сопел, або зливом частини палива до приймальної частини насоса.

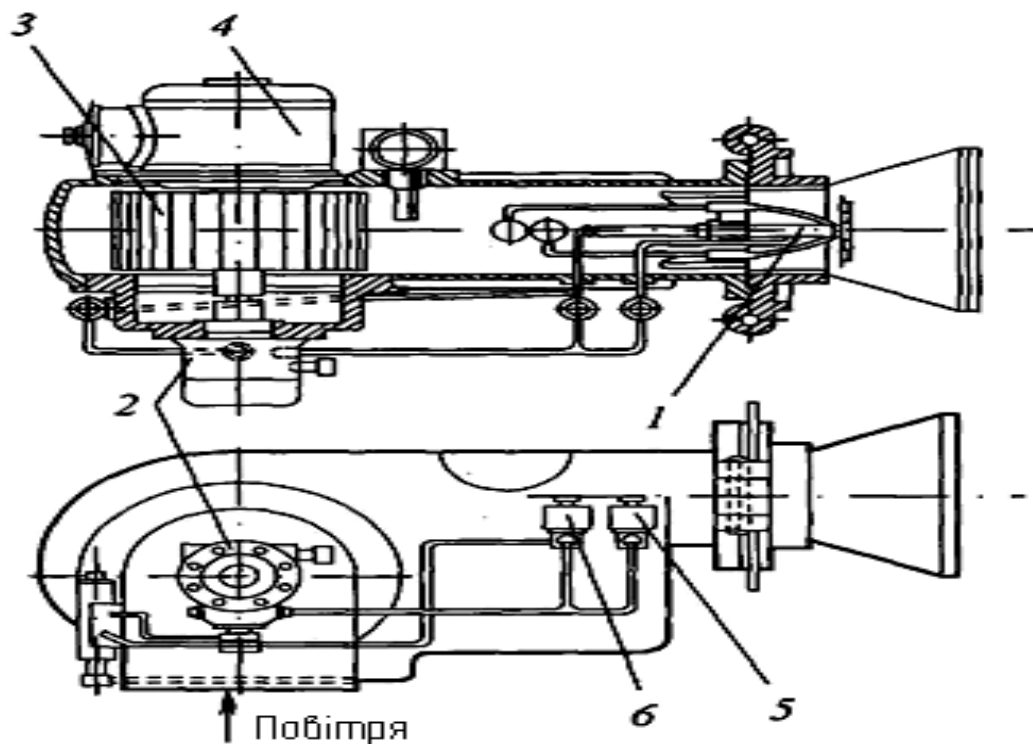


Рисунок 5.3. Схема топкового пристрою типу "Монарх"

Передбачена система захисту по факелу за допомогою фотоелемента.

Основними характеристиками технічної досконалості топкових пристроїв вважаються коефіцієнт надлишку повітря і аеродинамічного опору повітро-направляючого пристрою. Обидві характеристики залежать від теплової напруги топки і принципу розташування форсунок — фронтового, двухфронтового або стельового.

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.

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'язкості палива обрано мазут марки IF700 (RMH55). Для забезпечення в'язкості перед форсунками головного двигуна і котла на рівні 12 Сг необхідно підігріти паливо до 155 °С (рис. 5.4).

Температуру зріючої пари знаходимо за формулою

$$t_s = t_m + \Delta t = 155 + 25 = 180 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

По температурі t_s знаходимо тиск пари $P = 1000 \text{ кПа [1]}$.

В якості палива обрано важке паливо марки IF700 (RMH55). Характеристики палива наведені нижче в табл. 5.1.

Таблиця 5.1. Склад палива IF700

Марка палива	Елементарний склад, %						Q _{рн}
	C _г	H _г	(N _г +O _г)	S _г	Ar	W _p	
IF700 (високосірчастий)	86,3	10,7	0,5	0,5	0,14	1,0	40530

Мазут IF700 має умовну в'язкість не більше 100 оВУ при температурі 50 оС, що відповідає умовній в'язкості 16 оВУ при 80 оС. 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:

$$D_{np} = 2500 \text{ кг/год} = 0,6944 \text{ кг/с (задано)}.$$

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.

Кінематична в'язкість, сСт

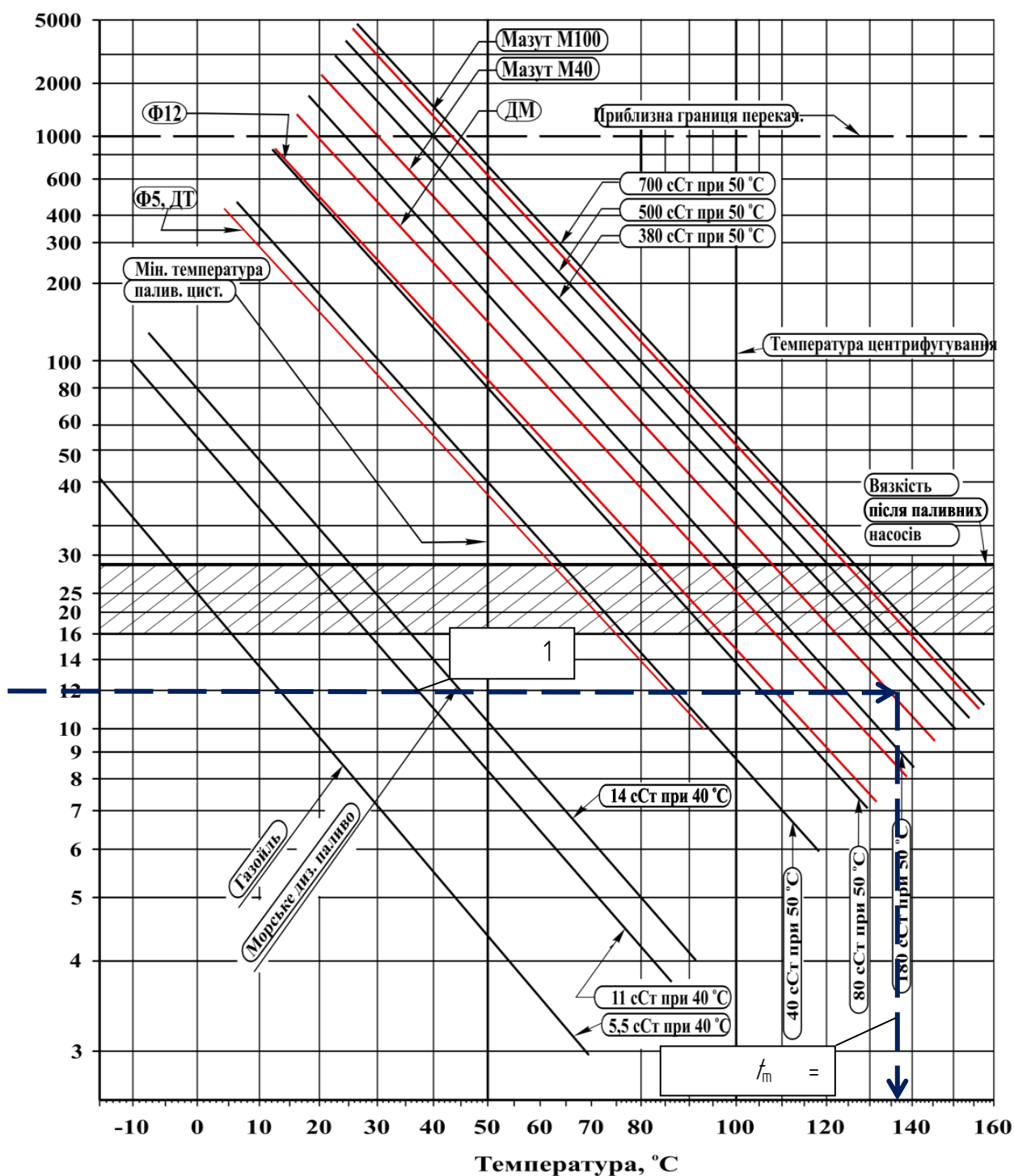


Рисунок 5.4. Визначення температури палива для забезпечення в'язкості перед ГД 12...14 сСт для палива ІФ700

Опис процесів:

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

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

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

п. 3 — вхід води в пароводяний простір;

3' — вихід пари з дзеркала випарювання;

3'—4 — сепараційний процес відділення крапель води;

п.4 — вихід вологої пари до споживача.

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

Тиск:

в пароводяному колекторі $P_{\text{нп}} = 1,0 \text{ МПа}$ (задано);

Температура:

живильної води $t_{\text{пв}} = 60^\circ\text{C}$ (задано);

насичення $t_{\text{с}} = 185^\circ\text{C}$ (визначаємо відповідно до тиску насичення з [1]).

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

Ентальпія:

води, що кипить при $P_{\text{нп}}' = 784 \text{ кДж/кг}$ [1];

сухої пари при $P_{\text{нп}}'' = 2783 \text{ кДж/кг}$ [1];

насиченої пари при виході з пароводяного колектора

$i_{\text{нп}} = i'(1 - x) + i''x = 784(1 - 0,99) + 2783 \cdot 0,99 = 2763 \text{ кДж/кг}$;

живильної води $i_{\text{пв}} = 251 \text{ кДж/кг}$ [1];

Питомий об'єм:

живильної води $v_{\text{пв}} = 0,00102 \text{ м}^3/\text{кг}$ [1];

води, що кипить $v' = 0,00113 \text{ м}^3/\text{кг}$ [1];

сухої пари $v'' = 0,19403 \text{ м}^3/\text{кг}$ [1];

насиченої пари

$v_{\text{нп}} = v'(1 - x) + v''x = 0,00113(1 - 0,99) + 0,19403 \cdot 0,99 = 0,19210 \text{ м}^3/\text{кг}$;

5.4 Визначення об'ємів повітря та продуктів згоряння

Розрахунок складу робочої маси:

вуглець $C_{\text{р}}$

$$C^{\text{р}} = C^{\text{г}} \cdot \frac{100 - A^{\text{р}} - W^{\text{р}}}{100},$$

$$C^P = 86,3 \cdot \frac{100 - 0,14 - 1,0}{100} = 86,3 \quad \%;$$

водень Н_р

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

$$H^P = 10,7 \cdot \frac{100 - 0,14 - 1,0}{100} = 10,58 \quad \%;$$

азот + кисень N_р+O_р

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

$$(N^P + O^P) = 0,5 \cdot \frac{100 - 0,14 - 1}{100} = 0,494 \quad \%;$$

летуча сірка S_{рл}

$$S_{л}^P = S_{л}^r \cdot \frac{100 - A^P - W^P}{100},$$

$$S_{л}^P = 0,5 \cdot \frac{100 - 0,14 - 1,0}{100} = 0,49 \quad \%.$$

Коефіцієнт збитку повітря приймаємо $\square = 1,1$.

Витрата пари, що розпилюється приймаємо G_ф = 0,04 кг/кг.

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

Об'єм теоретично необхідної кількості повітря:

$$V^0 = 0,0889(C^P + 0,975S_{л}^P) + 0,267H^P - 0,0333(N^P + O^P)$$

$$V^0 = 0,0889(86,3 + 0,975 \cdot 0,49) + 0,267 \cdot 10,58 - 0,0333 \cdot 0,494 = 10,41 \quad \text{м}^3/\text{кг}$$

Приведений вуглець палива:

$$K^P = C^P + 0,375S_{л}^P,$$

$$K^P = 86,3 + 0,375 \cdot 0,49 = 85,50$$

Сумарний об'єм вуглекислого і сірчистого газів:

$$V_{\text{RO}_2} = 0,0187K^P,$$

$$V_{\text{RO}_2} = 0,0187 \cdot 85,5 = 1,599 \quad \text{м}^3/\text{кг}$$

Об'єм водяної пари:

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0111H^P + 0,0124W^P + 1,24G_{\phi} + 1,6d\alpha V^0,$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0111 \cdot 10,58 + 0,0124 \cdot 1,00 + 1,24 \cdot 0,04 + 1,6 \cdot 0,01 \cdot 1,1 \cdot 10,41 = 1,419 \quad \text{м}^3/\text{кг}$$

Об'єм водяної пари при $\square = 1$:

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,111H^P + 0,0124W^P + 1,24G_{\phi} + 1,6dV^0,$$

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot 10,58 + 0,0124 \cdot 1,00 + 1,24 \cdot 0,04 + 1,6 \cdot 0,01 \cdot 10,41 = 1,403 \text{ м}^3/\text{кг}$$

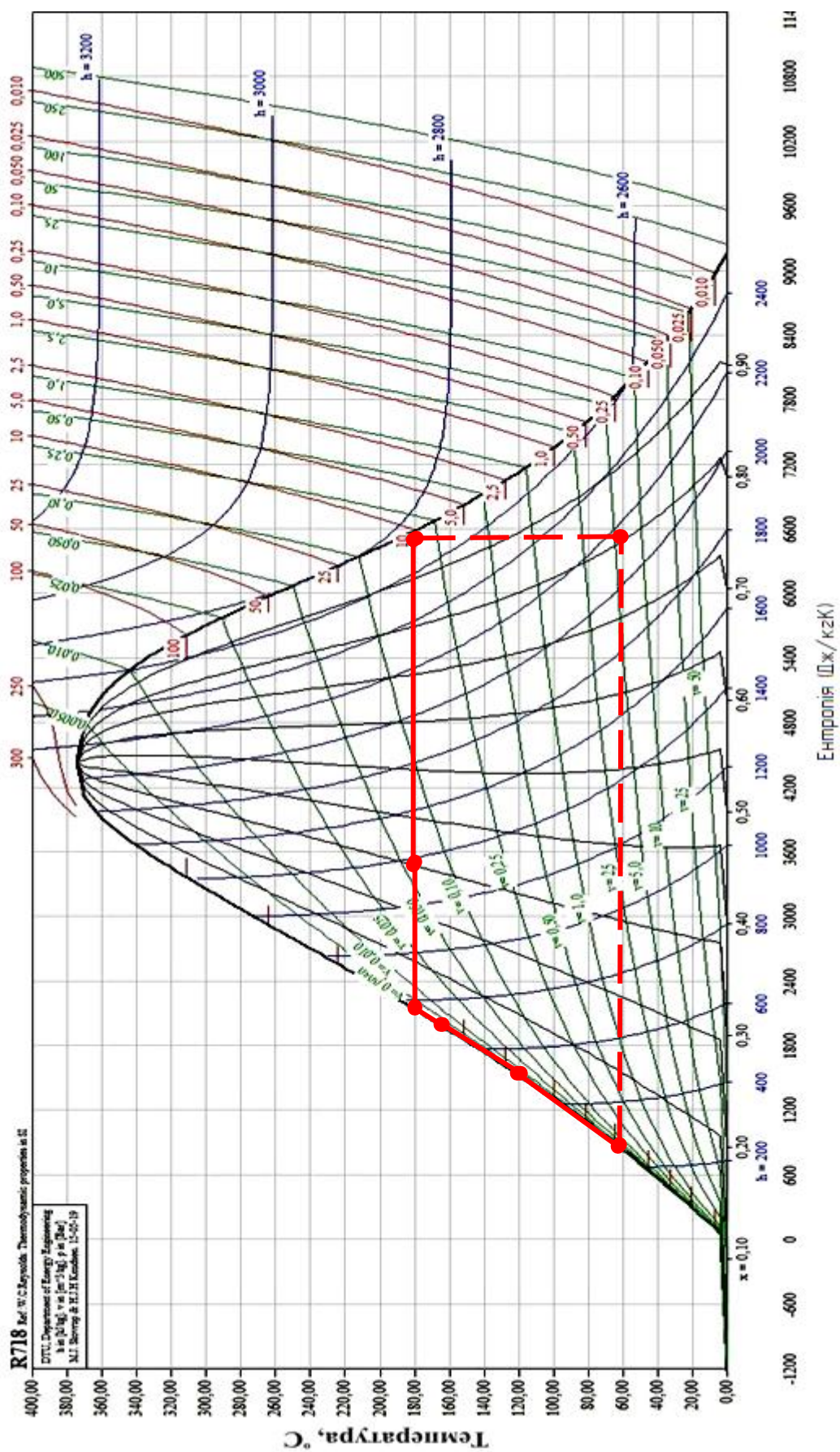


Рисунок 5.5. Процес пароутворення на T-S діаграмі

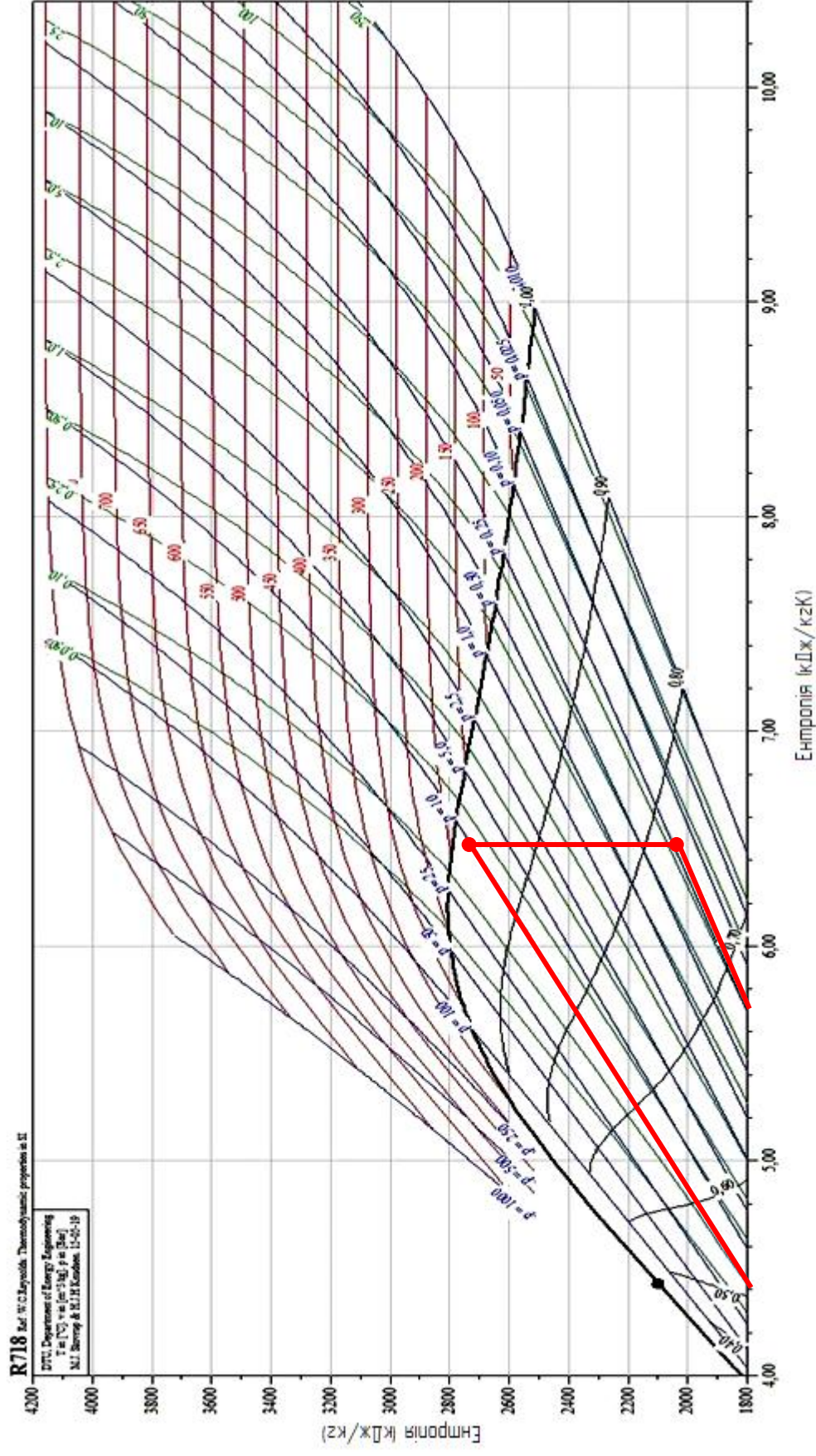


Рисунок 5.6. Процес пароутворення на $h-s$ діаграмі

Об'єм азоту при $\alpha = 1$:

$$V_{N_2}^0 = 0,79V^0$$

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot 10,41 = 8,223 \text{ м}^3/\text{кг}$$

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

$$V_r^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0$$

$$V_r^0 = 1,599 + 8,223 + 1,403 = 11,225 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Дійсний об'єм газів:

$$V_r = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0 + (1 + 1,6d)(\alpha - 1)V^0$$

$$V_r = 1,599 + 8,223 + 1,403 + (1 + 1,6 \cdot 0,01)(1,1 - 1) \cdot 10,41 = 12,282 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Об'ємні доли продуктів згоряння:

суми вуглекислого і сірчистого газів

$$\Gamma_{RO_2} = V_{RO_2} / V_r$$

$$\Gamma_{RO_2} = 1,599 / 12,282 = 0,130$$

водяної пари

$$\Gamma_{H_2O} = V_{H_2O} / V_r$$

$$\Gamma_{H_2O} = 1,403 / 12,282 = 0,116$$

суми триатомних газів

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

$$\Gamma_{\Pi} = 0,130 + 0,116 = 0,246$$

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

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

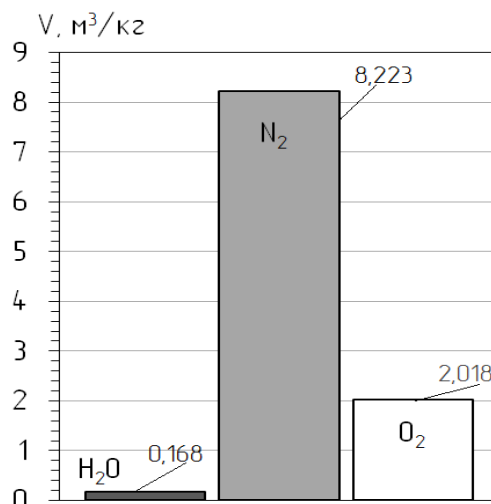


Рисунок 5.7 Теоретичний склад повітря при спалюванні 1 кг палива

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.

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.

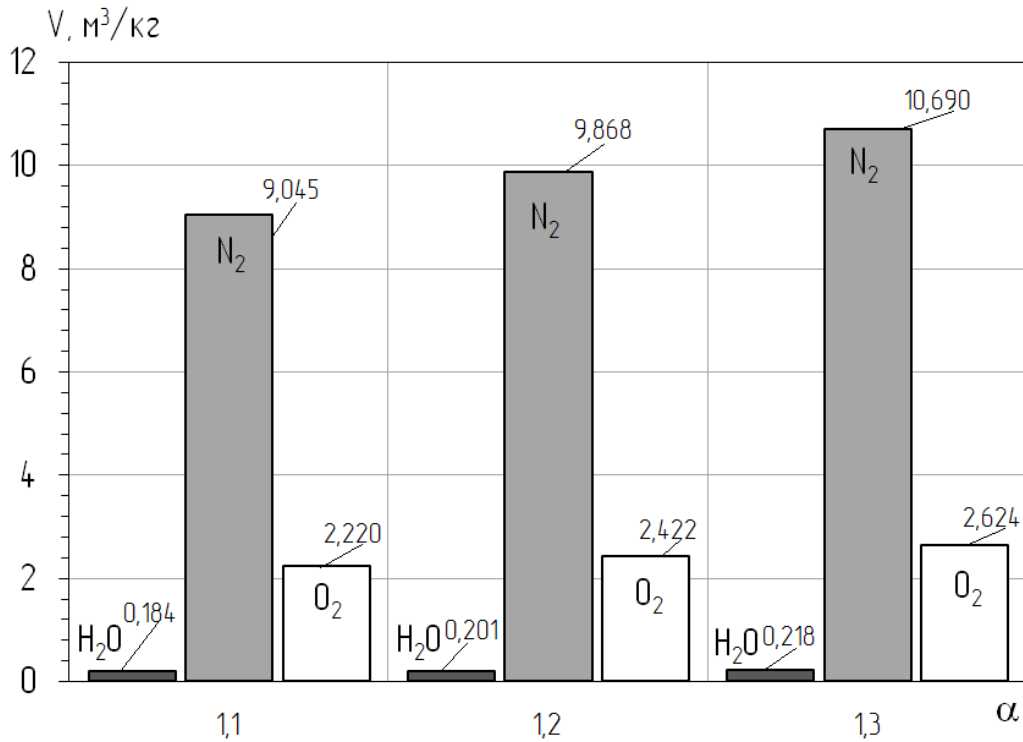


Рисунок 5.8. Дійсний склад повітря при спалюванні 1 кг палива

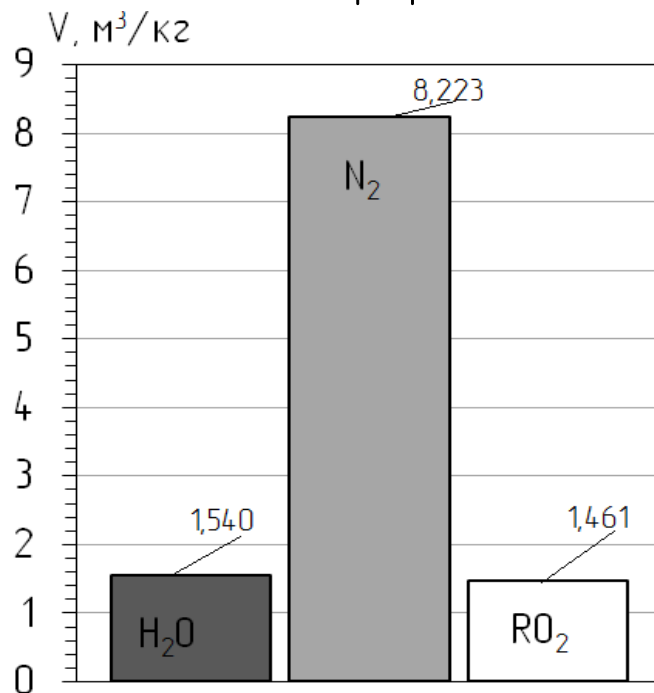


Рисунок 5.9. Теоретичний склад димових газів при спалюванні 1 кг палива

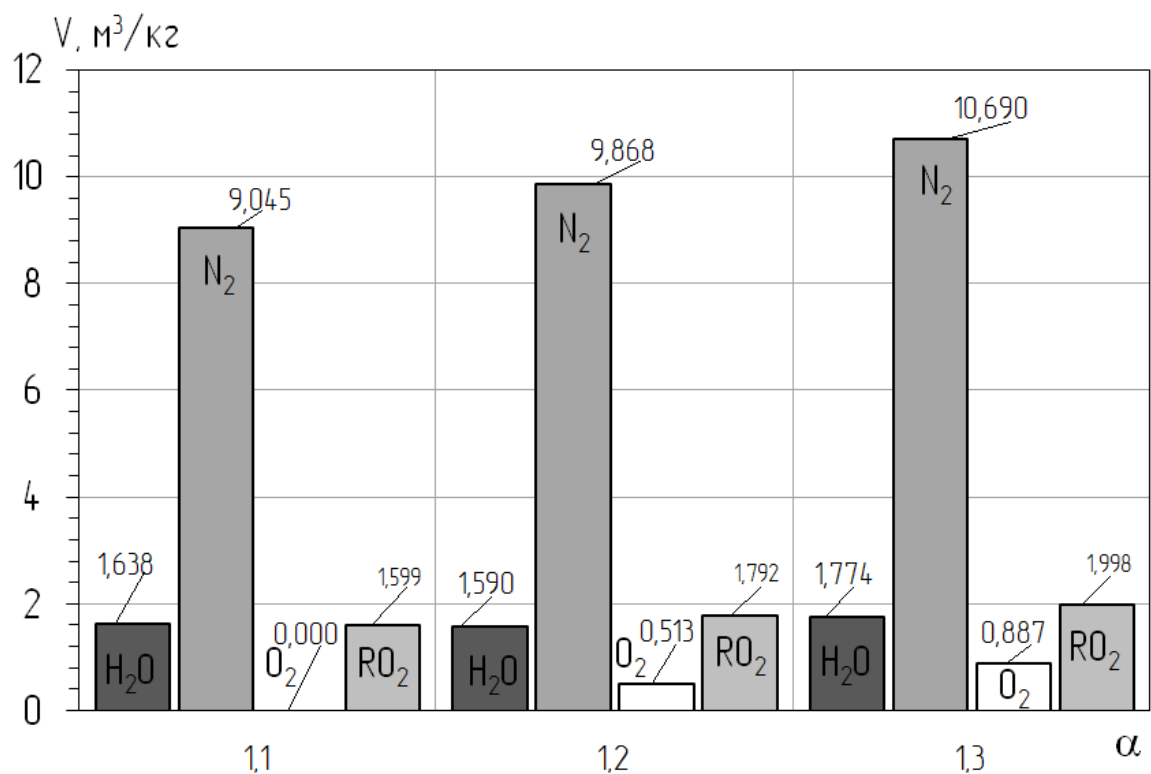


Рисунок 5.10. Дійсний склад димових газів при спалюванні 1 кг палива

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 .

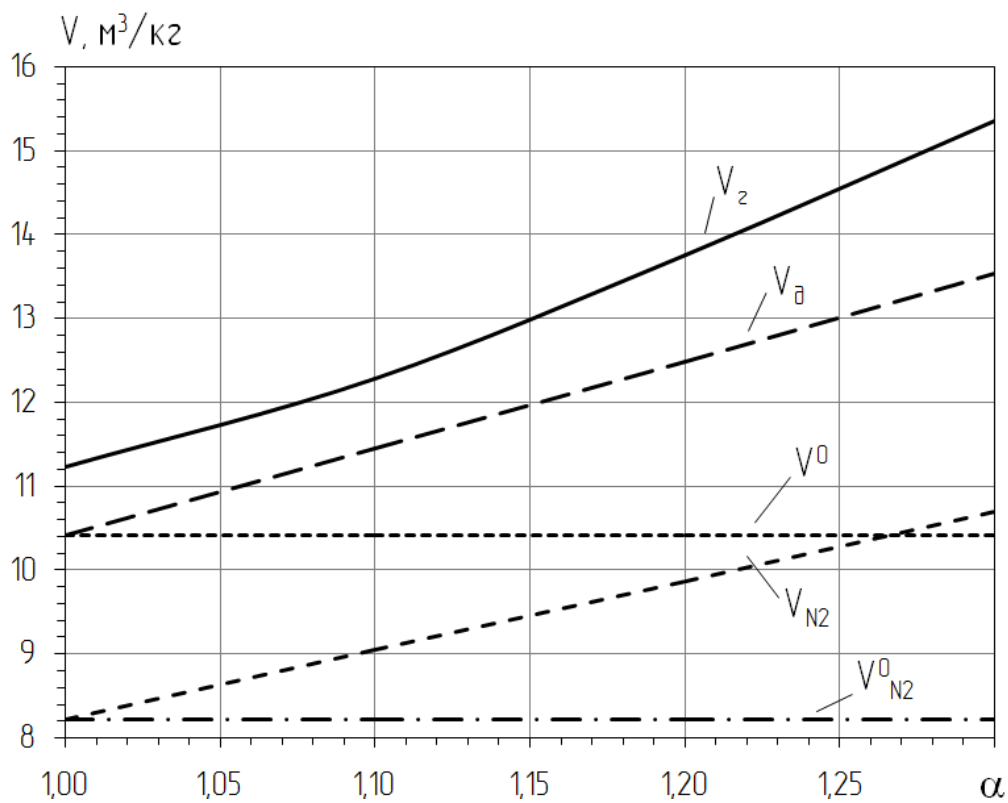


Рисунок 5.11. Залежності обсягів компонентів при збільшенні α .

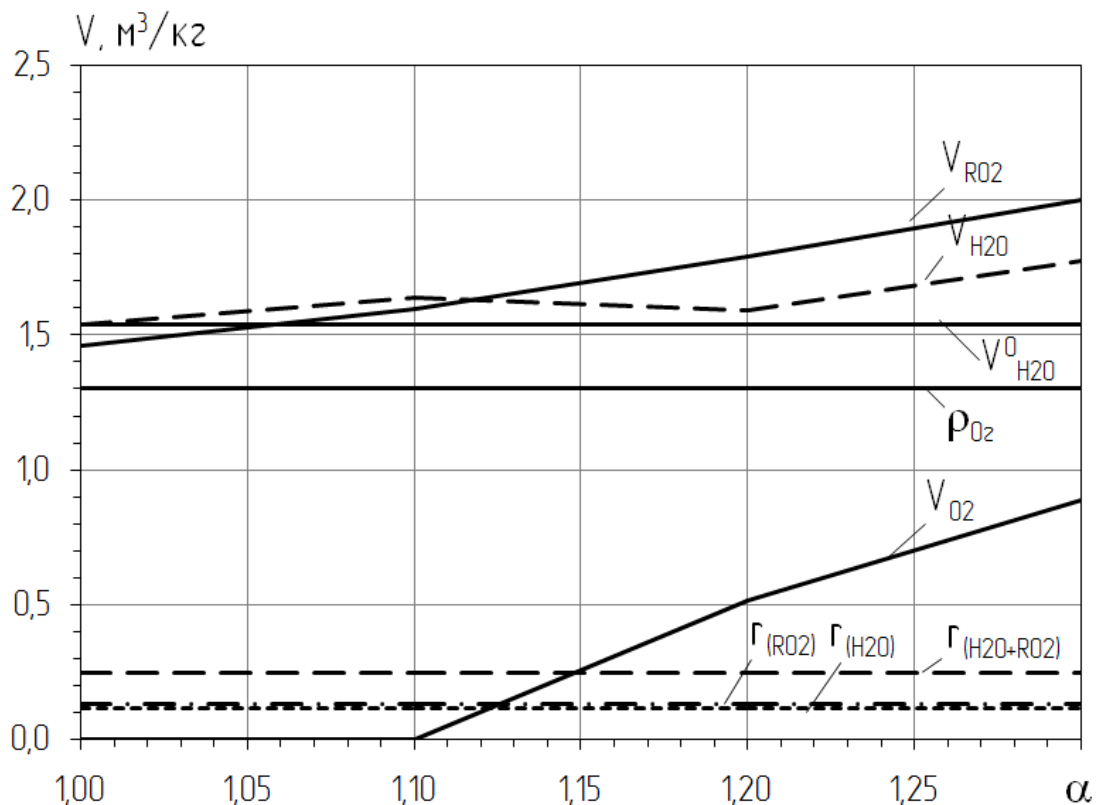


Рисунок 5.12. Зміна об'ємних часток і густини газів зі зростанням α

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 згоряння 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 газах займає азот, тому що в повітрі вміст азоту становить приблизно 79% і азот не бере участі в горінні, тому повністю переходить в продукти згоряння.

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 згоряння палива. Для уникнення цього явища в топку парогенератора повітря подається в кількості, що перевищує теоретично необхідна кількість для згоряння.

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 $V_{\text{ODГ}}$ теоретичним складом з'являється V_{O_2} , ΔV_{N_2} , $\Delta V_{\text{H}_2\text{O}}$.

5.5 Розрахунок ентальпій продуктів згорання. Побудова діаграми ІГ — □

Для побудови ІГ—□ — діаграми продуктів згорання необхідно розрахувати:

ентальпія продуктів повного згорання 1 кг палива при □ = 1 у t оС

$$I_r^0 = (V_{R_{O_2}} c_{R_{O_2}} + V_{N_2}^0 c_{N_2} + V_{H_2O}^0 c_{H_2O}) t,$$

ентальпія теоретично необхідної кількості повітря при тієї ж температурі

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

ентальпія продуктів згорання

$$I_r = I_r^0 + (\alpha - 1) I_B^0,$$

Розрахунки проводимо для діапазона температур 0...2200 оС і коефіцієнтів збитку повітря □ = 1,1; 1,2; 1,3, а результати розрахунків заносимо табл. 5.2.

Таблиця 5.2. Побудова ІГ—□ — діаграми

Побудова ІГ—□ — діаграми												□□		
t, °C	R _{O2}		N ₂		H _{2O}		ІОГ, кДж/кг	V _o			ІОВ, кДж/кг	1,1	1,2	1,3
	с', кДж/(м ³ К)	(Vс')m, кДж/(кг К)	с', кДж/(м ³ К)	(Vс'), кДж/(кг К)	с', кДж/(м ³ К)	(Vс'), кДж/(кг К)		св', кДж/(м ³ К)	с', кДж/(м ³ К)	(Vс'), кДж/(кг К)		ІГ, кДж/кг	ІГ, кДж/кг	ІГ, кДж/кг
0	1,60	2,56	1,30	10,69	1,50	2,10	0	1,30	1,32	13,74	0	0	0	0
200	1,79	2,86	1,30	10,69	1,52	2,13	3137	1,31	1,33	13,84	0	3414	3691	3967
400	1,93	3,09	1,32	10,85	1,57	2,20	6457	1,33	1,35	14,05	2769	7019	7581	8143
600	2,04	3,26	1,34	11,02	1,62	2,27	9932	1,36	1,38	14,36	5621	10794	11656	12517
1000	2,20	3,52	1,40	11,51	1,72	2,41	17442	1,41	1,44	14,99	8619	18941	20440	21939
1400	2,31	3,69	1,44	11,84	1,83	2,57	25342	1,45	1,48	15,41	14989	27499	29656	31812
1800	2,39	3,82	1,47	12,09	1,92	2,69	33484	1,49	1,52	15,82	21567	36332	39180	42028
2200	2,45	3,92	1,50	12,33	2,00	2,81	41926	1,51	1,55	16,13	28479	45475	49025	52574

На основі табл. 5.2 будуюмо ІГ—□ — діаграму при різних коефіцієнтах надлишку повітря □
рис. 5.13.

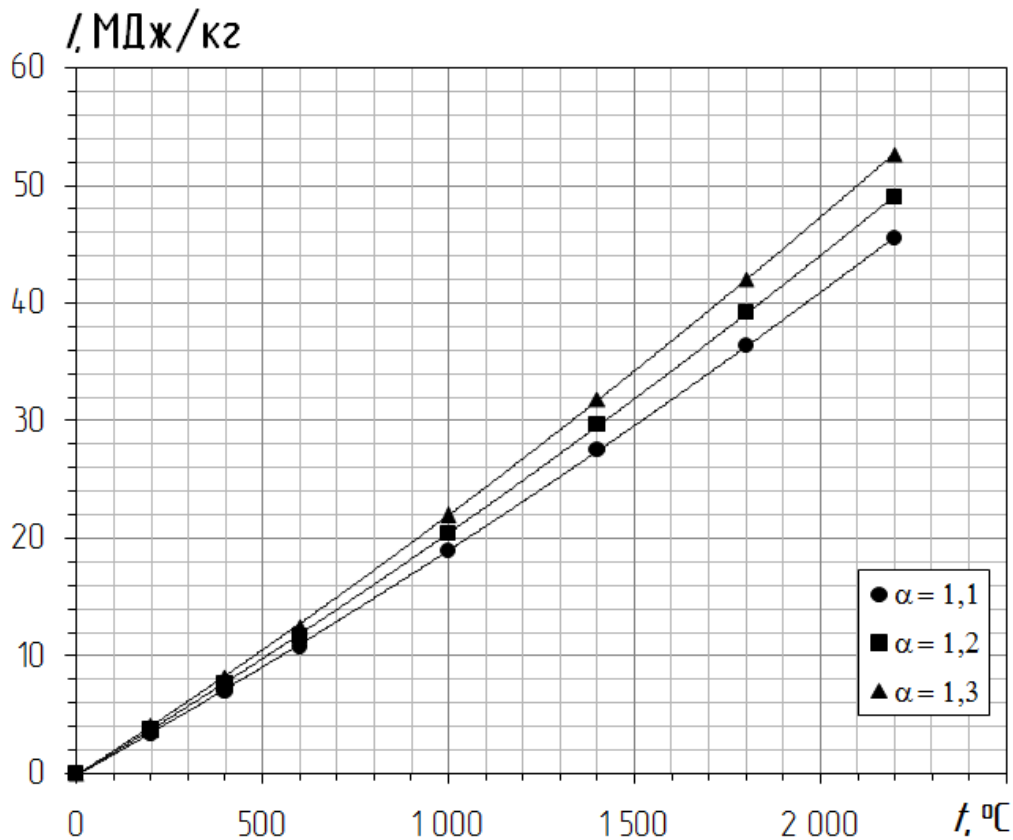


Рисунок 5.13. Діаграма I_z — α для палива IF0700 при різних значення коефіцієнта збитку повітря α

5.6 Попередній тепловий баланс і визначення витрати палива

Попередній тепловий баланс складається з метою уточнення витрати q_2 і ККД котла, визначення необхідної витрати палива і розподілу теплоти димових газів по елементах котла.

Щоб розрахувати баланс необхідно зважаючи на особливості конструкції котла розробити розрахункову теплову схему і знайти параметри точок робочого середовища, що нагрівається, (води, пари) по всьому тракту котла

Приймаємо: температуру холодного повітря — $t_{х.в} = 20$ оС; температура гарячого повітря (на всмоктування вентилятора — повітропідігрівач відсутній) — $t_{з.в} = 40$ оС; температура підігріву палива — $t_{пл} = 155$ оС.

Обираємо теплоємності при $t_{х.в}$ []:

сухого повітря $c_{с.в} = 1,3$ кДж/(м³·К);

водяної пари $c_{H_2O} = 1,5$ кДж/(м³·К).

Ентальпія холодного повітря $I_{х.в}$:

$$I_{х.в} = \alpha V^0 (c_{с.в} + 1,6 d_{H_2O}) t_{х.в},$$

$$I_{х.в} = 1,1 \cdot 10,41 \cdot (1,3 + 1,6 \cdot 0,01 \cdot 1,5) \cdot 20 = 303 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпію відхідних газів обираємо по I_z — θ — діаграмі (рис. 5.7):

$$I_{у.г} = 4348 \text{ кДж/кг}$$

Фізична теплота палива:

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

$$i_{TL} = (1,74 + 0,0025 \cdot 155) = 330 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпія пари, що розпливається []:

$$i_{\phi} = 2763 \text{ кДж/кг.}$$

Теплота, що вноситься паром:

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

$$Q_{\phi} = 0,04 \cdot (2763 + 2500) = 10,5 \text{ кДж/кг.}$$

Наявна теплота:

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

$$Q_p^p = 40530 + 330 + 10,5 = 40870 \text{ кДж/кг.}$$

Теплові втрати з відхідними газами:

$$Q_2 = I_{yx} - I_{xb} ,$$

$$Q_2 = 4348 - 303 = 4045 \text{ кДж/кг.}$$

Відносна теплова втрата з відхідними газами:

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

$$q_2 = \frac{4045}{40870} = 0,099$$

Відносна теплова втрата від хімічної теплоти згоряння приймаємо:

$$q_3 = 0,005.$$

Відносна теплова втрата від зовнішнього охолодження приймаємо:

$$q_5 = 0,01.$$

ККД котла:

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

$$\eta = 100 - (0,099 + 0,005 + 0,01) = 0,886$$

Коефіцієнт збереження теплоти:

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

$$\phi = 1 - \frac{0,01}{1 - 0,099 + 0,005} = 0,989$$

Розрахункова витрата палива:

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

$$B = \frac{0,6944 \cdot (2763 - 251)}{0,886 \cdot 40870} = 0,04817 \text{ кг/с.}$$

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

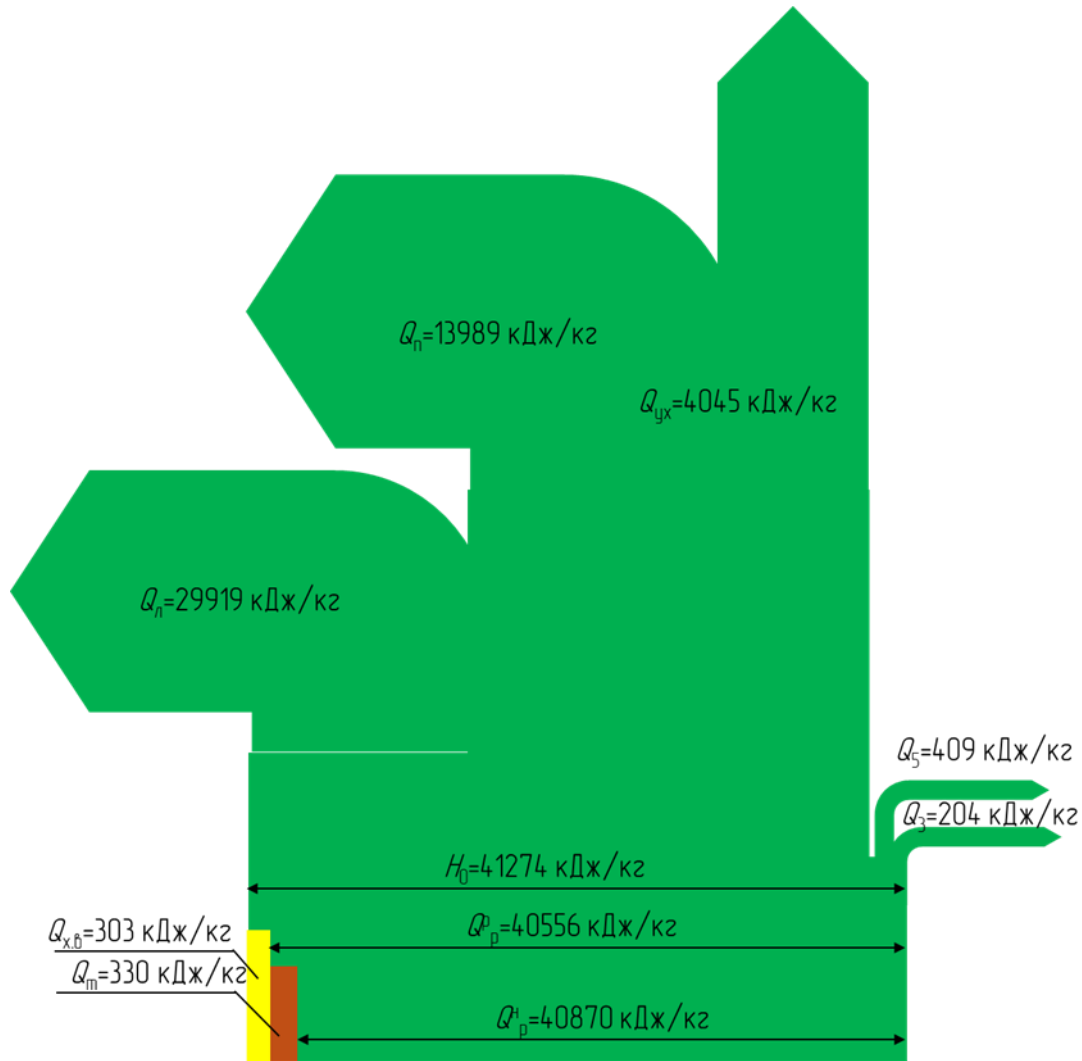


Рисунок 5.14. Графічне зображення попереднього теплового балансу котла

5.7 Перевірочний розрахунок топки

Повна променесприймальна поверхня топки (за конструктивними характеристиками котла):

$F_{\text{пр}} = 5,61 \text{ м}^2$.

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

$V_{\text{т}} = 4,07 \text{ м}^3$.

Повна поверхня стін топки (за конструктивними характеристиками котла):

$F_{\text{ст}} = 9,04 \text{ м}^2$.

Теплова напруга об'єму топки:

розрахункова

$$q_v = \frac{BQ_p^p}{V_T}$$

$$q_v = \frac{0,6944 \cdot 40870}{4,07} = 496 \text{ кВт/м}^2.$$

Ефективна товщина випромінюючого шару топки:

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

$$s = 3,6 \cdot \frac{4,07}{9,04} = 1,620 \text{ м.}$$

Степінь екранування топки:

$$\psi = \frac{H_L}{F_{CT}}$$

$$\psi = \frac{5,61}{9,04} = 0,62$$

Умовний коефіцієнт забруднення та закриття екранів:

приймаємо для високов'язких рідких палив — $\square = 0,55$.

Коефіцієнт теплової ефективності променесприймальної поверхні:

$$\chi = \psi \cdot \xi$$

$$\chi = 0,62 \cdot 0,55 = 0,341.$$

Кількість теплоти, що вноситься в топку з повітрям:

$$Q_n = \alpha \cdot l_{yx} = 1,1 \cdot 4348 = 4783 \text{ кДж/кг}$$

Корисне тепловиділення в топці:

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

$$Q_m = \left(40870 \frac{100 - 0,005}{100} + 4786 \right) 0,04817 = 2198 \text{ кВт}$$

Теплоємність при $t_{2.в}$ (визначаємо по []):

сухого повітря $c_{с.в} = 1,303 \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{К)}$,

водяної пари $c_{H_2O} = 1,505 \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{К)}$

Ентальпія:

повітря при $t_{2.в}$

$$I_{г.в} = \alpha V^0 (c_{с.в} + 1,6dc_{H_2O}) t_{г.в},$$

$$I_{г.в} = 1,1 \cdot 10,41 \cdot (1,303 + 1,6 \cdot 0,01 \cdot 1,505) \cdot 40 = 608 \text{ кДж/кг.}$$

газів (продуктів згоряння) при адіабатній температурі

$$I_a = Q_p^p (1 + q_3) + I_{г.в},$$

$$I_a = 40870 \cdot (1 + 0,005) + 608 = 41274 \text{ кДж/кг}$$

Адіабатну температуру газів визначаємо по Іz—□ — діаграмі (рис. 5.7):
 $t_a = 2019 \text{ оС (2292 К)}$.

Температура газів на виході з топки:

приймаємо $t' = 1500 \text{ оС (1773 К)}$.

Ентальпія газів на виході з топки:

визначаємо з Іz—□ — діаграми $I'_m = 29478 \text{ кДж/кг}$.

Середня сумарна теплоємність газів:

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

$$\sum (V_c)_i = \frac{41274 - 29478}{2019 - 1500} = 22,73 \text{ кДж/(кг·К)}$$

Коефіцієнт послаблення променів:

сажистими частками

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

$$k_c = 0,3 \cdot (2 - 1,1) \cdot \left(1,6 \cdot \frac{1773}{1000} - 0,5 \right) \cdot \frac{86,3}{10,58} = 5,09 \text{ 1/(м·МПа)}.$$

трьохатомними газами

$$k = \left(\frac{2,47 + 5,06 \gamma_{H_2O}}{\sqrt{p_{r_n} s}} - 1 \right) \left(1 - 1,37 \cdot \frac{T_T}{1000} \right) \cdot \gamma_n,$$

де p — тиск в топці (для котла с вентиляторним дуттям приймаємо $p = 0,1 \text{ МПа}$).

$$k = \left(\frac{2,47 + 5,06 \cdot 0,116}{\sqrt{0,1 \cdot 0,246 \cdot 1,62}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 1,37 \cdot \frac{1773}{1000} \right) \cdot 0,246 = 1,25 \text{ 1/(м·МПа)}.$$

Степінь чорноти:

трьохатомні гази

$$\alpha_r = 1 - e^{-k_p s},$$

$$\alpha_r = 1 - e^{-1,25 \cdot 0,1 \cdot 1,62} = 0,174$$

полум'ям, що світиться

$$\alpha_{CB} = 1 - e^{-(k + k_c) p s},$$

$$\alpha_{CB} = 1 - e^{-(1,25 + 5,09) 0,1 \cdot 1,62} = 0,621$$

Коефіцієнт усереднення приймаймо в залежності від qV по лінійній інтерполяції:

$$m = 0,800$$

Ефективність степені чорноти факела:

$$\alpha_{\phi} = m\alpha_{\text{CB}} + (1-m)\alpha_{\Gamma},$$

$$\alpha_{\phi} = 0,800 \cdot 0,62 + (1-0,8) \cdot 0,174 = 0,531$$

Коефіцієнт забруднення екранних труб:
приймаємо $\square = 0,4$.

Степінь чорноти топки:

$$\alpha_{\Gamma} = \frac{\alpha_{\phi}}{\alpha_{\phi} + (1 - \alpha_{\phi})\psi\zeta},$$

$$\alpha_{\Gamma} = \frac{0,531}{0,531 + (1 - 0,531) \cdot 0,62 \cdot 0,4} = 0,82$$

Критерій Больцмана:

$$Bo = \frac{\varphi B \sum (Vc)_i}{5,67 \cdot 10^{-11} \zeta H_{\Gamma} T_a^3},$$

$$Bo = \frac{0,989 \cdot 0,04817 \cdot 22,73}{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,4 \cdot 4,63 \cdot 2292^3} = 0,857$$

Температура газів на виході з топки:
безрозмірна

$$\mathcal{G} = \frac{Bo^{0,6}}{0,69\alpha_{\Gamma}^{0,6} + 1,03Bo^{0,6}},$$

$$\mathcal{G} = \frac{0,857^{0,6}}{0,86 \cdot 0,82^{0,6} + 1,03 \cdot 0,857^{0,6}} = 0,536$$

розрахункова

$$t_{\Gamma} = \mathcal{G}T_a - 273,$$

$$t_{\Gamma} = 0,556 \cdot 2292 - 273 = 1001 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Ентальпія газів на виході з топки визначається з $I_z - I_{\Gamma}$ — діаграми (рис. 5.7):

$$I_m = 18920 \text{ кДж/кг}.$$

Теплове навантаження променесприймальної поверхні нагріву топки:

$$Q_{\Gamma} = \phi(I_a - I_{\Gamma})B,$$

$$Q_{\Gamma} = 0,989(41284 - 18920)0,03887 = 852 \text{ кВт}.$$

Відносне теплове навантаження променесприймальної поверхні нагріву

$$Q_{\Gamma} = \frac{852}{1759} 100 = 48,42 \text{ } \%. \text{ топки:}$$

5.8 Визначення невід'язки теплового балансу

Теплове навантаження парового припопкового пучка:

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

$$Q_{\Pi} = 0,6944 \cdot (2763 - 251) - 1065 = 679 \text{ кВт.}$$

Ентальпія газів на виході з припопкового пучка:

$$I_1 = I_T - \frac{Q_{\Pi}}{\phi B},$$

$$I_1 = 18920 - \frac{679}{0,989 \cdot 0,04817} = 4824 \text{ кДж/(кг·К).}$$

Температуру газів визначаємо по I_z — $\square\square$ —діаграмі (рис. 5.7):

$$\square 1 = 275 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Уточнення теплових втрат з відхідними газами

$$Q2^* = I_{yx}^* - I_{xb} = I3^* - I_{xb} = 4824 - 303 = 4521 \text{ кДж/кг.}$$

$$q2^* = Q2^* / Q_{\text{пр}} = 4521 / 40870 = 0,1106.$$

Уточнення ККД котла

$$\square^* = 1 - q2^* - q3 - q5 = 1 - 0,1106 - 0,005 - 0,01 = 0,8744.$$

Уточнення витрати палива

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

$$B^* = \frac{0,6944 \cdot (2763 - 251)}{0,8744 \cdot 40870} = 0,04881 \text{ кг/с.}$$

Умова невід'язки теплового балансу

$$\Delta Q = 0,005 \cdot Q_p^p = 0,005 \cdot 40870 = 204 \text{ кДж/кг.}$$

Невід'язка теплового балансу

$$\Delta Q = Q_p^p \cdot \eta^* - \frac{Q_{\text{л}} + Q_{\Pi}}{B^*},$$

$$\Delta Q = 40870 \cdot 0,8744 - \frac{1065 + 679}{0,04881} = 5,6 \text{ кДж/кг} \leq 204 \text{ кДж/кг} \text{ — умова виконана.}$$

5.9 Розрахунок та вибір арматури котла

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

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

для насиченої пари :

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

де $G = 2500$ кг/год – розрахункова паропроодуктивність;

$P_w = 1.0$ МПа – робочий тиск;

$\kappa = 3,5$ – коефіцієнт гідравлічного опору

$$f = 3,5 \cdot \frac{2500}{10,2 \cdot 1,0 + 1} = 780$$

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

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

$$d = \sqrt{\frac{780}{0,785}} = 31,52$$

Приймаємо діаметр запобіжного клапану $D_y = 32$ мм.

Так як мінімальний діаметр клапана повинен бути в межах 25...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. Прокідний перетин цих клапанів – із рівняння безперервності середовища

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

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

Для головного стопорного клапану:

$$f = \frac{0,6944 \cdot 0,19430}{20} = 0,006746 \text{ м}^2,$$

$$d = 1000 \sqrt{\frac{0,006746}{0,785}} = 92,7 \text{ мм},$$

Приймаємо діаметр стопорного клапану $D_y = 100$ мм.

Для живильного клапана витрата середовища:

$$D = D_k + D_{\text{продувки}} = 1,005 D = 0,5583 \text{ кг/с}$$

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

$$f = \frac{0,6944 \cdot 0,0010121}{2,5} = 0,000281 \text{ м}^2$$

$$d = 1000 \cdot \sqrt{\frac{0,000281}{0,785}} = 18,91 \text{ мм.}$$

Приймаємо діаметр живильного клапану $D_y = 20 \text{ мм.}$

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

Водопоказникові прилади водотрубних котлів із опускними трубами, які обігріваються, повинні розташовуватися таким чином, щоб нижній проріз скла знаходився на 22 мм вище крайок найбільш високо розташованих трубок. У котлах із опускними трубами, котрі не обігріваються, 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.

5.10 Вибір утилізаційного парогенератора

Утилізаційні котли призначені для вироблення пари за рахунок утилізації теплоти випускних газів ДВЗ. УК мають багаторазову примусову циркуляцію. Що обумовлено невисокою температурою випускних газів. Ефективність УК оцінюється коефіцієнтом використання вихлопних газів: відношення теплоти, що сприйнята в УК, до наявної теплоти випускних газів. Під час утилізації теплоти газів, що відходять, зменшується собівартість електроенергії дільш, ніж у 2 рази і собівартість теплової енергії в 1,7...2,9 рази.

Паропроодуктивність утилізаційного парогенератору [7]:

$$D_{УК} = \alpha \cdot \text{geГД} \cdot (\alpha \alpha \cdot L_{O'} + 1) \cdot C_{\text{срс}} \cdot (t_z - t_{yx}) \cdot \text{NeГД} / (h'' - h_{\text{жв}})$$

де: $\alpha = 0,96$ – коефіцієнт, що враховує втрати теплоти в навколишнє середовище;

$\text{geГД} = 0,170 \text{ кг/(кВт·годину)}$ – питома ефективна витрата палива (RME-25), перерахування наведено в розділі 2;

$\alpha \alpha = 2,2$ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря;

$L_{O'} = 13,5 \text{ кг/кг}$ – теоретично необхідна кількість повітря для спалювання 1 кг палива;

$t_z = 272 \text{ К}$ – температура газів попереду УК;

$t_{yx} = 180 \text{ К}$ – температура газів позаду УК;

$C_{\text{срс}} = 1,6 \text{ кДж/(кг·К)}$ – середня масова ізодарна теплоємність;

Для одного ГД

$$D_{УК} = 0,96 \cdot 0,170 \cdot (2,2 \cdot 13,5 + 1) \cdot 1,6 \cdot (272 - 180) \cdot 22890 / (2763 - 251) = 6720 \text{ кг/годину.}$$

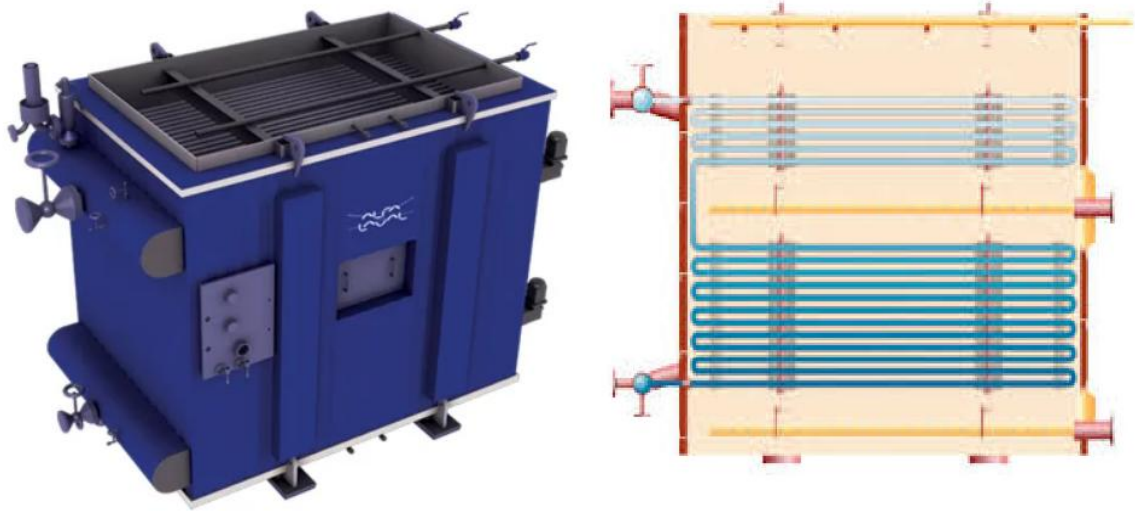


Рисунок 5.9 Утилізаційний котел фірми "Aalborg" типу XW

Як утилізаційний котел на газовихлопі кожного з головних двигунів встановлюється УК фірми "Aalborg" типу XW номінальною паропродуктивністю до 6,5 т/годину з нормальним тиском пари 0,7 і максимальним 1,0 МПа.

5.11. Висновки до розділу

В розділі розглянуто основні характеристики і особливості конструкції допоміжного парового котла марки AQ-12 фірми "Aalborg" паропродуктивністю 2,5 т/год і тиском насиченої пари 1,0 МПа, що встановлено на судні "JOLLY COBALTO".

Зокрема наведено: систему автоматичного регулювання захисту і сигналізації котла; схему топкового пристрою, характеристики палива IF700 (RMH55), 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.

6. Розробка системи питної води

6.1 Загальна характеристика системи

Аналіз вимог Регістра до системи

На судні є постійна потреба у прісній воді. Прісна вода застосовується для пиття та приготування їжі, а також для миття і прасування.

Система мийної води призначена для подачі прісної води у душеві, пральні кімнати та мийникам на камбузі. Система мийної води на деяких суднах може бути виконана разом із системою питної води. У цьому випадку споживачі обох систем забезпечуються питною водою, що дозволяє значно скоротити загальну довжину трубопроводів, кількість арматури і цистерн.

До кількості і умовам зберігання прісної води на суднах застосовують особливі вимоги:

- для знезараження води, яку приймають з берега, її прокачують насоси через спеціальну бактеріальну установку з метою знищення бактерій, які містяться в ній;
- вода зберігається у спеціальних випарних цистернах із нержавіючої сталі або покритих у середині цементовим розчином, поліетиленовою плівкою чи поліпропіленом;
- цистерн для зберігання води на судні дві;
- для з'єднання з атмосферою вони мають повітряні труби, які мають піно і газозахисні фільтри;
- цистерни віддаленні від джерел теплоти, і в той же час захищені від замерзання води, що в них знаходиться;

Відповідно до вимог Регістра питна вода повинна бути чистою, без конкретного запаху і смаку і безпечна в епідеміологічному відношенні (не може містити шкідливі бактерії і забруднюючі речовини). Її якість має відповідати вимогам державного стандарту.

Питну воду на судні зберігають у вкладних цистернах. Допускається застосування цистерн, огорожених в корпусі судна і його надбудовах. При цьому цистерни не повинні межувати з забортною водою і ємностями для будь-яких інших рідин. Палуба, що обмежує цистерну зверху, може мати надір всередині цистерн.

Наповнювати цистерни питною водою з берега або з суден-водоліїв слід по спеціальному трубопроводу, що забезпечує її прийом з обох бортів. Прийомні відростки наливних труб повинні підноситися над палубою не менше ніж на 0,4 м та мати надійне закриття, запобігаючи забрудненню води.

Стінки цистерн з вуглецевої сталі зсередини необхідно захищати стійким покриттям. Не дозволяється встановлювати запасні цистерни питної води в машинно-котельних відділеннях, а також в одному відсіку з цистернами для фекальних та інших стоків і сміття.

Склад і опис системи

У залежності від виду використовуваної води розрізняють системи подавання прісної води і подавання забортної води. Система подавання прісної води призначена для прийому, зберігання і подачі прісної води до місць споживання: для пиття, приготування їжі, миття посуду, прання, задоволення гігієнічних потреб екіпажу і пасажирів тощо. Система подавання забортної води служить для приймання і подачі забортної води до місць споживання для промивання побутових пристроїв, туалетів, трубопроводів стічних систем, миття палуб.

За призначенням системи підрутової прісної води діляться на системи для питної і мийтевої води. Існують і єдині системи підрутової прісної води. У цьому випадку споживачі обох систем забезпечуються питною водою, що дозволяє значно скоротити загальну довжину трубопроводів, кількість арматури та цистерн.

За принципом дії виділяють такі типи систем прісної води:

- гравітаційні, в яких подача прісної води до споживачів здійснюється за рахунок сил ваги;
- примусові, в яких вода до споживачів подається насосом або за рахунок тиску, створюваного в пневмо-гідро-цистерні;
- комбіновані, в яких одночасно застосовується і примусова (наприклад, у витратно-напірні цистерни), і гравітаційна подача (з витратно-напірних цистерн до споживачів).

Вибір типу системи водопостачання здійснюється виходячи з призначення судна, чисельності екіпажу і пасажирів, джерела водопостачання, автономності та інших факторів.

Системи прісної води проектують за централізованим принципом, тобто система обслуговує всі споживачі на судні.

Принципова схема єдиної системи підрутової прісної води для суден з великою автономністю плавання (більше 30 діб) наведена на малюнку. (рис.6.1)

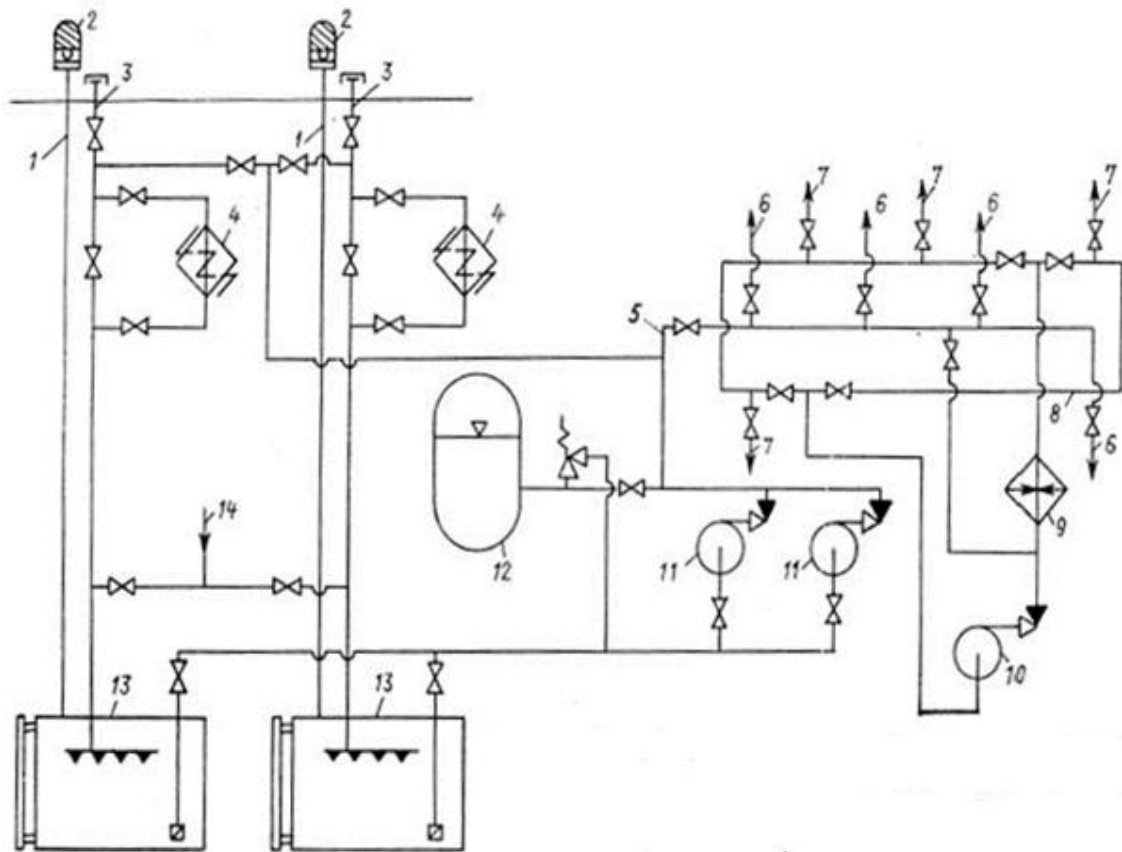


Рисунок 6.1 Принципова схема єдиної системи прісної води.

Перед рейсом прісна вода з наливного трубопроводу 3 надходить у цистерни запасу 13. Цистерни запасу обладнані повітряними трубами 1, що закінчуються головками з поплавковими затворами 2. З цистерн запасу насоси 11 подають воду в пневмо-гідро-цистерну 12 і в магістральний трубопровід 5. Пневмо-гідро-цистерна (ПГЦ) використовується для підтримки тиску в системі при непрацюючих насосах. При витраті води з ПГЦ тиск

повітря над поверхнею води зменшується. При спорожненні ПГЦ до певного рівня спрацьовує реле тиску, включається насос і заповнює ПГЦ. З магістрального трубопроводу 5 холодна прісна вода надходить до споживачів 6, а частина води проходить через водонагрівач 9 в магістраль гарячої води 8, звідки направляється споживачам гарячої води 7.

Циркуляція гарячої води забезпечується насосом 10. У морі запаси поповнюються від станції приготування прісної води (на малюнку не показана). Питна вода за сольовим складом повинна відповідати вимогам державного стандарту, тому дистиліат, отриманий при опрісненні заборотної води, піддають знезараженню та мінералізації (насичення солями). Оброблена вода від СППВ надходить у систему трубопроводом 14.

Переваги єдиної системи прісної води:

- кількість обладнання в 1,5 рази менше, ніж при роздільному водопостачанні, менше протяжність трубопроводів;
- підвищення комфортабельності умов за рахунок подачі до всіх споживачів води тільки питного якості.

Недолік системи: значне збільшення витрат на санітарно-гігієнічну обробку води з метою доведення до питної якості.

При зберіганні води більше 7 діб якість прісної води погіршується: зменшується прозорість, зростає кількість мікроорганізмів, з'являється неприємний запах. У цьому випадку необхідно проводити очищення і знезараження води, для чого до складу системи входять установки знезараження 4.

На судах набули поширення наступні методи знезараження води: ультрафіолетове опромінення, введення іонів срібла, хлорування та озонування. Озонування є найбільш ефективним методом знезараження, так як діє одночасно в бактеріологічному та фізичному відношеннях, усуває неприємні присмаки і запахи, не вносить сторонніх речовин і не руйнує корисні мінеральні речовини.

Трубопроводи системи питної води фарбують у білий колір або колір приміщення і маркують відмітною кільцем кульового кольору шириною 25мм.

Трубопроводи системи мийєвої води фарбують у білий

колір або колір приміщення і маркують відмінними кільцями: одне кульове шириною 25 мм і одне зелене шириною 25 мм, відстань між кільцями 25 мм.

Одним з найбільш поширених способів приготування прісної води із заборотної морської є спосіб дистиляції. Сутність його полягає в випаровуванні морської води в спеціальному апараті, званому випарником, і наступної конденсації пара в конденсаторі. З метою підвищення КПД установки між випарником і конденсатором часто встановлюють підігрівачі заборотної води.

Принципова схема опріснювальної установки показана на рис.6.2. Установка складається з випарника 3, підігрівача 7, конденсатора 13, пробного бака 16 і аератора 18.

Установка отримує живлення на магістралі заборотної води. По трубі 10 заборотна вода надходить у підігрівник і звідти по трубі 6 у випарник, де паром, що йде по змішувачам, нагрівається до температури кипіння. Створений при кипінні води «вторинний» пар під тиском проходить через сепаратор 2, де сепарується від волози та йде по трубі 5 в підігрівач. Відокремлювана від пари волога видаляється з сепаратора по трубі 4 під дзеркало випаровування.

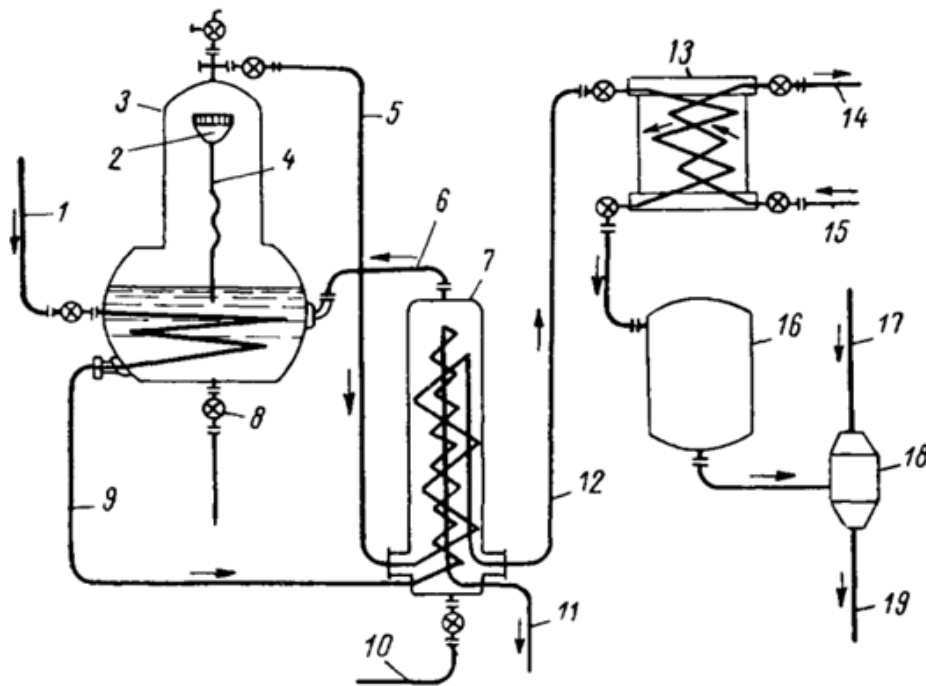


Рисунок 6.2 Принципова схема опріснювальної установки.

В підігрівнику вторинний пар віддає частину свого тепла на підігрів заборотної води і далі по трубі 12 подається в конденсатор, де рухається в напрямку, протилежному потоку води, що надходить у конденсатор по трубопроводу 15 і виходить з нього по трубопроводу 14.

В конденсаторі пар конденсується в дистилат, який стікає в пробний бак 16, а звідти, після взяття проби на солоність надходить в аератор 18, де насичується киснем, що йде по трубопроводу 17. Після аерації дистилат по трубі 19 направляється в цистерну прісної води. Установка працює на насиченому парі від допоміжного паропроводу.

Свіжий пар надходить у випарник по трубопроводу 1, проходячи по змішувикам нагрівальної батареї, випаровує воду і, конденсуючись, нагріває забортну воду і по трубопроводу 11 виходить до допоміжного холодильника або в трюм.

Особливості елементів системи

Для автоматизації подачі води до споживачів встановлюють пневмоцистерну (гідрофор), що представляє собою герметичний резервуар, у верхній частині якого знаходиться стиснене повітря, а нижнє — вода. Підключенні до трубопроводу системи водопостачання споживачі отримують воду, витісняючи з пневмоцистерни під тиском стисненого повітря. Коли тиск повітря в пневмоцистерні знизиться до заданого мінімального значення, автоматично включається підкачуючий насос і поповнює її водою до тих пір, поки тиск повітря не досягне заданого максимального значення. Після цього насос автоматично вимикається і вода до споживачів знову подається під тиском стисненого повітря.

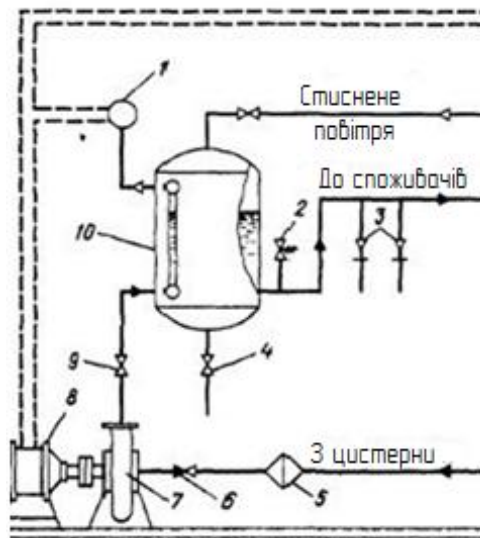


Рисунок 6.3 Принципова схема роботи пневмоцистерни:

- 1) моно-електричне реле, 2) запобіжний клапан, 3) водороздірні крани;
 4) спускний клапан; 5) фільтр; 6) незворотно-запірний клапан; 7) насос; 8) електродвигун;
 9) запірний клапан; 10) пневмоцистерна.

На невеликих судах замість пневмоцистерни використовують видаткову цистерну питної води (водонапірний бак), яку встановлюють на тентової палубі (даху надбудови). Безперервна подача води споживачам в цьому випадку забезпечується самотливом.

Широке поширення на судах в останні роки отримали станції приготування питної води з допомогою озонування. (рис.6.4)

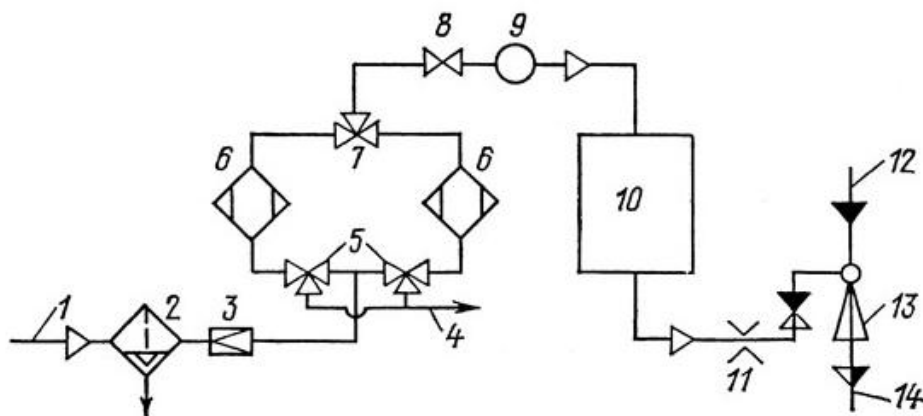


Рисунок 6.4 Принципова схема установки приготування озону

Озон отримують з кисню повітря за рахунок так званого «тихого» розряду в озонаторе. Повітря надходить з трубопроводу стисненого повітря 1 і через водомасловідділяч 2 і редуктор тиску 3 подається в силікозелевий адсорбер 6. Адсорбер є необхідним елементом установки, так як від ступеня осушення повітря залежить продуктивність озонатора. Один з адсорберів працює в режимі осушення, інший – регенерації, їх перемикання здійснюється кранами 5 і 7. Регулювальний клапан 8 призначений для подачі повітря в строго певній кількості і тиску в

розрядну зону озонатора 10. Там при високій напрузі (5–20 кВ) з кисню повітря утворюється озон, і озono-повітряна суміш надходить до ежектора-змішувача 13, де перемішується з оброблюваною водою, що надходить по трубопроводу 12. озono-водна суміш подається в систему водопостачання по трубопроводу 14.

Знезараження води озонуванням в зігієнічному відношенні є найбільш досконалим. При озонуванні усуваються присмаки і запахи, які виділяються деякими водоростями і мікроорганізмами. Озон діє в 15–20 разів швидше хлору, а потреба в ньому в 2,5 рази менше при досягненні рівного ефекту.

Після обробки хлором вода має зеленувато-жовтий колір, озонування надає їй блакитний відтінок. Знезараження води озоном сприяє видаленню з неї заліза і марганцю.

Озонування є універсальним методом обробки води, так як проявляє свою дію одночасно в бактеріологічному, фізичному відношеннях. Мінеральні речовини з хімічної точки зору після озонування не змінюються. Разом з тим при обробці води озоном в неї не вносяться жодні додаткові сторонні речовини, як, наприклад, при хлоруванні.

Арматура трубопроводів

Систему питної води проектують за централізованим принципом, тобто вона обслуговує всі споживачі на судні. Ця система не повинна мати з'єднань з системою митьєвої і забортної води. Для зручності обслуговування і ремонту до всієї арматурі повинен бути забезпечений вільний доступ.

Прокладка труб у вантажних трюмах не рекомендується, інакше труби необхідно захищати міцними кожухами. Трубопроводи системи виготовляють з сталевих посилених оцинкованих безшовних водогазопровідних труб, арматура сталева. Діаметри трубопроводів визначають гідравлічним розрахунком. У системі використовуються відцентрові насоси. Їх продуктивність визначають по максимальному розрахунковому часовому витраті води, прийнятим з добового балансу найбільш завантаженого дня тижня.

Для підтримки тиску в системі при непрацюючому насосі застосовується пневмогідростерна (ПГЦ). У години пікової витрати, насос працює практично безперервно, а

в решту часу споживачі отримують воду із запасів ПГЦ. При її спорожненні до певного рівня

автоматично за допомогою реле тиску включається насос і заповнює ПГЦ. На морських судах

найбільшого поширення набули примусові і комбіновані системи. В останніх використовуються

витратно напірні цистерни, які повинні розміщуватися на необхідній висоті для забезпечення необхідних витрат у споживачів. Індивідуальні витратно-напірні цистерни рекомендується застосовувати для камбузів, буфетних, медичних приміщень. Як правило, ці цистерни мають пристрої для автоматичного включення і виключення насосів.

Внутрішні поверхні, що знаходяться в контакті з прісною водою, схильні до появи місцевої корозії, особливо при наявності на стінках металургійної окалини. Однак порівняно з іншими судновими системами корозія внутрішніх поверхонь трубопроводів прісної води менш інтенсивна. На цих поверхнях зазвичай спостерігається помірна корозія при наявності незначної кількості горбків продуктів корозії.

Зазвичай ремонтне втручання, пов'язане з заміною частини труб, відбувається через руйнування зовнішніх поверхонь.

Для забезпечення високого ресурсу трубопроводу, забезпечую чого термін служби судна до списання або його ремонту у системі передбачені наступні заходи:

швидкість потоку води в трубопроводі не перевищує 4 м/с;

застосована гаряча оцинковка для труб із цинковим покриттям товщиною 300 мкм;

застосовані цинкові протектори;

міжфланцеві прокладки виконані штампованими, без перекриття перерізу труб;

Труби холодної води прокладені подалі від джерел теплоти і в замкнених приміщеннях виключається замерзання води в трубах.

До особливостей системи відносять такі пристрої:

пнеumoцистерна. Розрахунок і вибір пнеumoцистерни виконується при максимальній загрузці системи у час пік;

радіуси поїздів не менше 2dh;

відросток розташовують поблизу фланцевих з'єднань;

елементи трубопроводів розташовують у легкодоступних місцях.

Визначимо об'єм пнеumoцистерни і число ввімкнень насоса, яке необхідно, щоб забезпечити водою всіх споживачів і екіпаж із запасними місцями (38 чол.).

Приймаючи норму мийної води на одну людину за добу рівною 72 л. отримаємо добову витрату води

$$Q_c = 72 \cdot (28 + 10) = 2736 \text{ л.}$$

Ранкова пікова витрата води становить близько 30% добової, тобто $Q_p = 900 \text{ л.}$

Повний внутрішній об'єм пнеumoцистерни приймемо $V = 500 \text{ л}$ при її висоті 1350 мм і діаметрі 800 мм. Об'єм в цистерні, коли необхідно ввімкнути насос, вважаємо рівним 10% повного об'єму.

Отже, в цей час об'єм повітря в цистерні буде становити $V_v = 450 \text{ л.}$

Інша межа тиску повітря в цистерні приймаємо $P_l = 0,22 \text{ МПа.}$

Систему обслуговує насос продуктивністю $Q = 3 \text{ м}^3/\text{г}$ напір 0,4 МПа.

При цих умовах об'єм повітряної подушки в момент ввімкнення насосу становить

$$V_n = \frac{P_k \cdot V_v}{P_n} = \frac{0,22 \cdot 450}{0,4} = 250 \text{ л}$$

Корисний внутрішній об'єм цистерни

$$V_{пв} = 450 - 250 = 200 \text{ л}$$

Число ввімкнень насоса в період пікової витрати води

$$n = \frac{Q_c}{V_{пв}} = \frac{900}{200} = 4,5$$

6.2 Гідравлічні розрахунки відрізка трубопроводу.

Опис принципової схеми розрахункового відрізка системи

Розрахункова схема наведена на рис. 6.5.

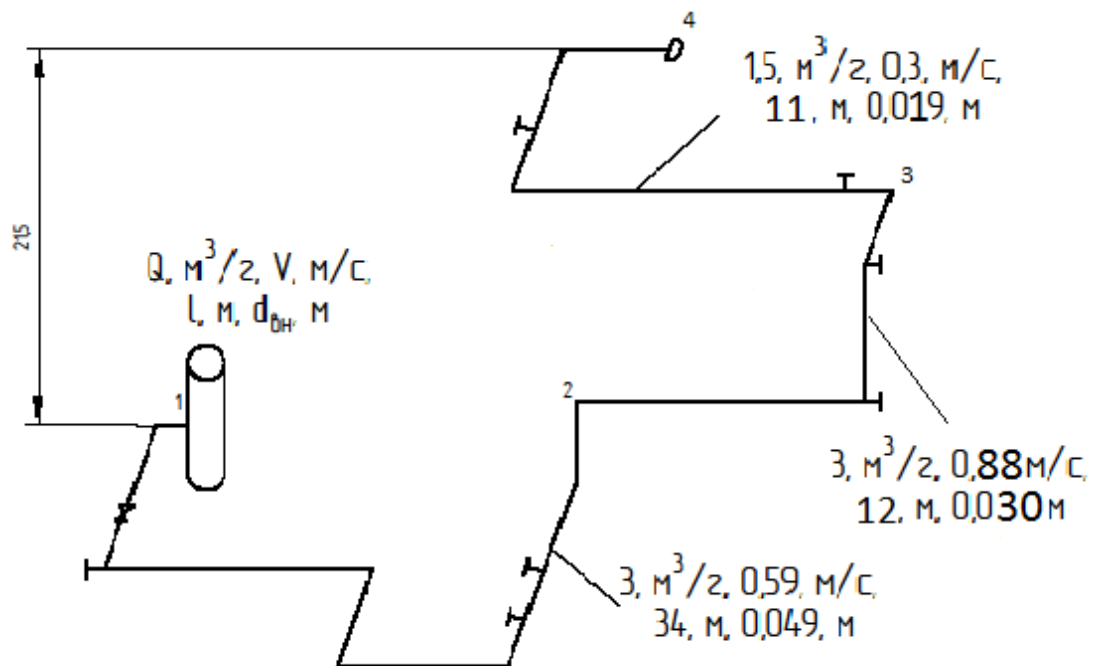


Рисунок 6.5 Схема розрахункового трубопроводу

Розрахункову схему системи слід розбити на три ділянки:

ділянка 1-2. На ділянці є:

п'ять колін радіусом $d = 2,5$;

три відростка;

вихід з пневмоцистерни;

запірний клапан.

Ділянка являє собою напірний трубовід. Загальна довжина ділянки $L=34$ м.; внутрішній діаметр $d_n = 0,049$; подача води по відрізьку 3 м³/год. Статична висота напірного відрізьку над вісью патрубка насоса — $1,5$ м, швидкість потоку рідини на відрізьку:

$$V = \frac{Q}{F}$$

де F — площа перерізьку трубопроводу:

$$F_{1-2} = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,049^2}{4} = 0,00188 \text{ м}^2; \quad V_{1-2} = 0,44 \text{ м/с};$$

ділянка 2-3:

два відростка;

три коліна;

Ділянка являє собою трубопровід з відростками. Загальна довжина ділянки $L=12$ м; внутрішній діаметр $d_n = 0,03$ м; подача води на відрізок 3 м³/год. Статична висота напірного відрізка над віссю патрубка насоса — 12 м. Швидкість потоку рідини на відрізку:

$$V = \frac{Q}{F}$$

$$V_{2-3} = \frac{4Q}{\pi d^2 3600} = \frac{4 \cdot 3}{3,14 \cdot 0,03^2 \cdot 3600} = 1,18 \text{ м / с};$$

ділянка 3-4:

три коліна радіусом $d = 2,5$;

два відростки;

вихід із труди.

Загальна довжина ділянки $L=11$ м; внутрішній діаметр $d_n = 0,019$ м; витрата води 1 м³/год. Статична висота — 8 м. Швидкість потоку рідини на відрізку:

$$V_{3-4} = \frac{4Q}{\pi d^2 3600} = \frac{4 \cdot 1,5}{3,14 \cdot 0,019^2 \cdot 3600} = 1,47 \text{ м / с};$$

Гідравлічний розрахунок відрізка трубопроводу.

Розрахунок проводимо по наступній послідовності:

Визначаємо початкові дані.

Перекачуване середовище — прісна вода;

Температура середовища — $t=10$ °C;

Коефіцієнт кінематичної в'язкості — $\nu = 1,515 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Густина рідини — $\rho = 1000$ кг/м³.

Загальна довжина прямих ділянок:

ділянка 1-2: $L=34$ м;

ділянка 2-3: $L=12$ м;

ділянка 3-4: $L=11$ м.

Внутрішній діаметр трубопроводу:

ділянка 1-2: $d_b = 0,047$ м;

ділянка 2-3: $d_b = 0,03$ м;

ділянка 3-4: $d_b = 0,019$ м.

Площа перерізу трубопроводу:

ділянка 1-2: $F = 0,00188$ м²;

ділянка 2-3: $F = 0,0007$ м²;

ділянка 3-4: $F = 0,00028$ м²;

Швидкість потоку рідини:

ділянка 1-2: $V = 0,44$ м/с;

ділянка 2-3: $V = 1,18$ м/с;

ділянка 3-4: $V = 1,47$ м/с.

Гідравлічний розрахунок для кожного відрізка. Визначаємо число Рейнольдса.

$$Re = \frac{V \cdot d_b}{\nu}$$

$$\begin{aligned} 1-2: \quad Re &= \frac{0,44 \cdot 0,049}{1,515 \cdot 10^{-6}} = 14231 \\ 2-3: \quad Re &= \frac{1,18 \cdot 0,03}{1,515 \cdot 10^{-6}} = 23366 \\ 3-4: \quad Re &= \frac{1,47 \cdot 0,019}{1,515 \cdot 10^{-6}} = 18435 \end{aligned}$$

Коефіцієнт опору тертя λ в залежності від числа Рейнольдса згідно [6], стр. 79:

Для технічно гладких труб при $10^5 > Re > 2300$

$$\lambda = 0,316 \cdot Re^{-0,25}$$

$$\begin{aligned} a) \quad \lambda^{1-2} &= 0,316 \cdot 14231^{-0,25} = 0,0289. \\ \delta) \quad \lambda^{2-3} &= 0,316 \cdot 23366^{-0,25} = 0,0256. \\ b) \quad \lambda^{3-4} &= 0,316 \cdot 18435^{-0,25} = 0,0271. \end{aligned}$$

Втрати тиску від тертя:

$$P_m = \lambda \cdot \frac{L}{d_b} \cdot \frac{\rho V^2}{2}.$$

$$\begin{aligned} a) \quad P_m^{1-2} &= 0,0289 \cdot \frac{34}{0,049} \cdot \frac{1000 \cdot 0,44^2}{2} = 1941 \text{ Па.} \\ \delta) \quad P_m^{2-3} &= 0,0256 \cdot \frac{12}{0,03} \cdot \frac{1000 \cdot 1,18^2}{2} = 7129 \text{ Па} \\ b) \quad P_m^{3-4} &= 0,0271 \cdot \frac{11}{0,019} \cdot \frac{1000 \cdot 1,47^2}{2} = 16951 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Визначимо значення коефіцієнтів місцевих опорів ξ для усіх відрізків трубопроводу.

Відрізок 1-2:

Вихід з пневмоцистерни 0,5

п'ять колін $5 \cdot 0,2 = 1,0$

запірний клапан $1 \cdot 4,7 = 4,7$

три відростки $3 \cdot 0,1 = 0,3$

$$\sum \xi^{1-2} = \xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \xi_4 = 4,7 + 1,0 + 0,3 + 0,5 = 6,5$$

Відрізок 2-3:

три коліна $3 \cdot 0,2 = 0,6$

три відростки $3 \cdot 0,1 = 0,3$

$$\sum \xi^{2-3} = \xi_1 + \xi_2 = 0,6 + 0,3 = 0,9$$

Відрізок 3-4

два відростки $2 \cdot 0,1 = 0,2$

три коліна $3 \cdot 0,2 = 0,6$

вихід з труди $0,2$

$$\sum \xi^{3-4} = \xi_1 + \xi_2 + \xi_3 = 0,2 + 0,6 + 0,2 = 1,0$$

Визначимо втрати тиску від місцевих опорів для усіх відрізків:

$$\rho_m = \sum \xi \left(\frac{\rho V^2}{2} \right).$$

а)

$$\rho_m^{1-2} = 6,5 \left(\frac{1000 \cdot (0,44)^2}{2} \right) = 629 \text{ Па.}$$

б)

$$\rho_m^{2-3} = 0,9 \left(\frac{1000 \cdot (1,18)^2}{2} \right) = 626 \text{ Па.}$$

в)

$$\rho_m^{3-4} = 1,0 \left(\frac{1000 \cdot (1,47)^2}{2} \right) = 1080 \text{ Па.}$$

Визначимо статичний тиск на всіх відрізках:

$$P_{cm} = \rho \cdot g \cdot h.$$

а)

$$P_{cm}^{1-2} = 1000 \cdot 9,8 \cdot 1,5 = 14700 \text{ Па.}$$

б)

$$P_{cm}^{2-3} = 1000 \cdot 9,8 \cdot 12 = 117600 \text{ Па.}$$

в)

$$P_{cm}^{3-4} = 1000 \cdot 9,8 \cdot 8 = 78400 \text{ Па.}$$

Визначимо сумарні втрати тиску на кожному відрізку:

$$P_{bid} = P_m + P_{cm} + P_{cm}.$$

а)

$$P_{bid}^{1-2} = 1941 + 629 + 14700 = 17270 \text{ Па.}$$

б)

$$P_{bid}^{2-3} = 7129 + 626 + 117600 = 125355 \text{ Па.}$$

в)

$$P_{bid}^{3-4} = 16951 + 1080 + 78400 = 96431 \text{ Па.}$$

Визначимо сумарні втрати тиску в трубопроводі:

$$P_{mp} = \sum P_{bid} = P_{bid}^{1-2} + P_{bid}^{2-3} + P_{bid}^{3-4}.$$

$$P_{mp} = 17270 + 125355 + 96431 = 239056 \text{ Па} = 0,24 \text{ МПа.}$$

Визначимо тиск насоса:

$$P = P_{mp} + P_{min},$$

де P_{min} – мінімальний тиск напірного трубопроводу. Для мийної системи приймається 2-3 мм вод. ст. (0,02-0,03 МПа). Тоді:

$$P = 0,24 + 0,03 = 0,27 \text{ МПа}$$

Для системи питної води приймаємо насос марки DPV 4, який має тиск напірного трубопроводу 0,27 МПа при подачі 4 м³/год.

Побудова напірної характеристики відрізка трубопроводу.

Для побудови напірної характеристики трубопроводу використовують формулу втрати напору в трубопроводі [3] ст. 45

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

де $h_{\text{ст}}$ – статична висота подачі;

λ – коефіцієнт гідрравлічного тертя.

$$V = \frac{4Q_{\text{тр}}}{\pi d_{\text{вн}}}$$

V – швидкість потоку рідини, визначається

Тоді:

$$H_{\text{тр}} = h_{\text{ст}} + \left(\frac{\lambda L}{d_{\text{вн}}} + \sum \xi + 1 \right) \cdot \frac{16Q_{\text{тр}}^2}{\pi^2 d_{\text{вн}}^5 \cdot 2g}$$

Для кожного відрізка трубопроводу величина:

$$\left(\frac{\lambda L}{d_{\text{вн}}} + \sum \xi + 1 \right) \cdot \frac{16Q_{\text{тр}}^2}{\pi^2 d_{\text{вн}}^5 \cdot 2g}$$

є величиною постійною і позначається K .

Тоді формула втрати напору в трубопроводі може бути записана так

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

Визначимо K для кожного із відрізків трубопроводу:

$$K^{1-2} = \left(\frac{0,0289 \cdot 34}{0,049} + 6,5 + 1 \right) + \frac{16}{(3,14)^2 \cdot (0,049)^4 \cdot 2 \cdot 9,8} = 14390;$$

$$K^{2-3} = \left(\frac{0,0256 \cdot 12}{0,03} + 0,9 + 1 \right) + \frac{16}{(3,14)^2 \cdot (0,03)^4 \cdot 2 \cdot 9,8} = 101923;$$

$$K^{1-2} = \left(\frac{0,0271 \cdot 11}{0,019} + 1,0 + 1 \right) + \frac{16}{(3,14)^2 \cdot (0,019)^4 \cdot 2 \cdot 9,8} = 655740;$$

Формули характеристик трубопроводу для усіх відрізків:

$$\text{а)} \quad H_{\text{тр}}^{1-2} = h_{\text{ст}} + K^{1-2} \cdot Q_{\text{тр}}^2 = 1,5 + 14390 \cdot Q_{\text{тр}}^2$$

$$\text{б)} \quad H_{\text{тр}}^{1-2} = 12 + 101923 \cdot Q_{\text{тр}}^2$$

$$\text{в)} \quad H_{\text{тр}}^{1-2} = 8 + 655740 \cdot Q_{\text{тр}}^2$$

Результати розрахунків втрат напору для побудови характеристик відрізків наведемо у табл. 6.1.

Таблиця 6.1 Розрахунок втрат напору в магістралі системи.

Подача м ³ /с, м ³ /год	1 – 2	2 – 3	3 – 4
	$H_{\text{тр}}, \text{м}$	$H_{\text{тр}}, \text{м}$	$H_{\text{тр}}, \text{м}$
0,00028(1)	1,501		
0,00042 (1,5)	1,502		
0,00055(2)	1,504		
0,00069(2,5)		12,049	
0,00083(3)		12,070	
0,00097(3,5)		12,096	8,617
0,0011(4)			8,793
0,00125(4,5)			9,025

Побудова характеристик системи "насос-трубопровід" наведено на рис. 6.6

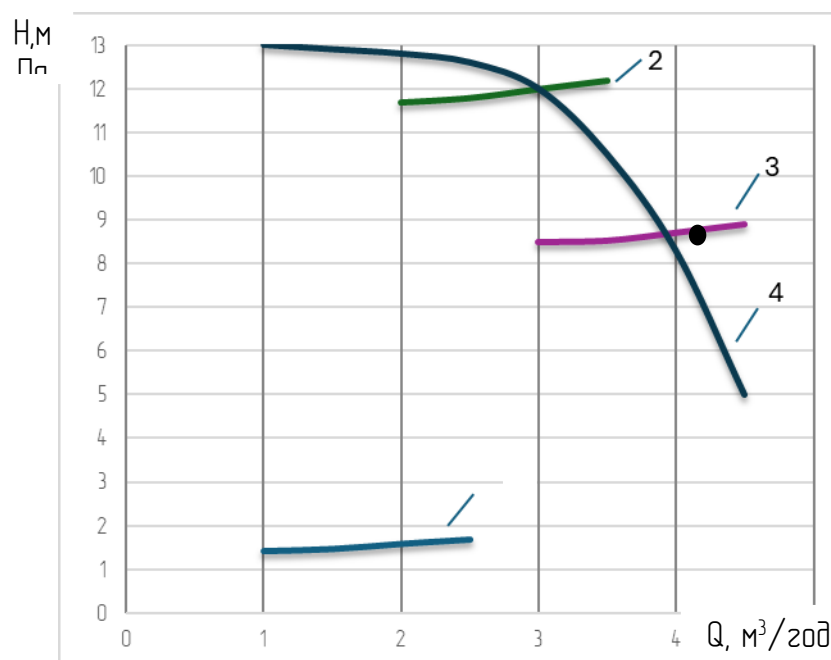


Рисунок 6.6 Характеристика системи «насос – трубопровід»
 1 – характеристика відрізка 1-2; 2 – характеристика відрізка 2-3;
 3 – характеристика відрізка 3-4; 4 – характеристика насосу.

Вибір типу насоса, побудова напірних характеристик насоса та трубопроводу. Визначення робочої точки системи "насос-трубопровід".

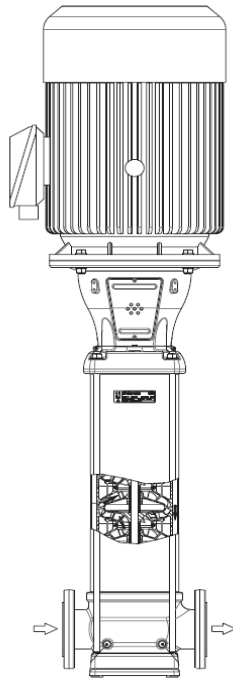


Рисунок 6.7 Загальний вид насосу DPV 4.

В якості насоса використовується насос DPV 4 вертикальний з електродвигуном IE2 (потужністю 4 кВт), продуктивністю 4 м³/год, з напором 18,4 мм.вод.ст., висота всмоктування 4 м. вод. ст., число обертів на. 2850 хв-1. В якості резервного використовується такий самий насос.

Характеристика насосу визначається дослідним шляхом при випробуванні на спеціальному стенді головного зразка насосу, характеристика заноситься до технічних умов на поставку насоса, а також відповідні каталоги. Тому характеристики насоса переносимо на рис. 6.6

Точка перетину характеристик насосу і трубопроводу і є робочою точкою системи "насос-трубопровід". Робоча точка "А" знаходиться праворуч від номінальних значень подачі і напора, відповідає тому, що насос вибраний вірно.

6.3 Оцінка надійності трубопроводів системи

Конструктивні розрахунки системи. Визначення мінімальної товщини стінки трубопроводів.

Товщину стінок труб визначають в залежності від забезпечення міцності стінок на розрив під дією максимального робочого тиску середовища, а також враховуючи стоншення труб при їх згинанні, регламентованих Правилами Регістру.

За правилами Регістру товщину стінок труб визначають наступною формулою:

$$S = S_0 + b + c,$$

де S_0 – товщина стінки труби, яка визначається із розрахунку на міцність;

b – додаток, який враховує стоншення труб при їх згинанні, мм;

c – додаток на корозію для трубопроводів прісної води $c=0,8$ мм.

При визначенні S_0 використовуємо формулу:

$$S_0 = \frac{p \cdot d_3}{2G_0 \cdot \varphi + p},$$

де p – розрахунковий тиск, МПа;

d_3 – зовнішній діаметр труди, мм;

φ – коефіцієнт міцності залежить від технології виготовлення труди $\varphi = 0,8 - 1$

G_0 – допустима напруга для матеріалу труди, МПа;

$$G_0 = \frac{G_m}{2,7}$$

G_m – тимчасовий опір розриву матеріалу труди для сталі 10 $G_m = 250$ МПа

$$G_0 = \frac{2 \cdot S_0}{2,7} = 92,6 \text{ МПа}$$

$$S_0 = \frac{0,33 \cdot 57}{2 \cdot 92,6 \cdot 0,8 + 0,33} = 3,2 \text{ мм}$$

Додаток, який враховує стончення труди при вигині:

$$b = \frac{1}{2,5} \cdot \frac{d_3}{R} S_0,$$

де R – радіус згнуття труди $R = (2,5 \dots 3)d_3$.

$$b = \frac{1}{2,5} \cdot \frac{d_3}{2,5d_3} 1,2 = 1,4 \text{ мм}$$

Визначимо мінімальну товщину стінок труди

$$S = S_0 + b + c = 1,2 + 1,4 + 0,8 = 3,4 \text{ мм}$$

Для того, щоб збільшити радіус труди, який би забезпечував нормативний термін служби судна, приймаю товщину стінки труди 5 мм.

Визначення температурних видовжень трубопроводу системи.

При монтажі трубопроводу, їх експлуатації і ремонті чи при переміщенні по трудам заборотної води можуть виникнути температурні видовження. При цьому можуть бути порушені підвіски, фланцеві з'єднання можуть втратити герметичність. При цьому трубопровід видовжується на величину, м,

$$\Delta l = \alpha \Delta L$$

де α – $1,17 \cdot 10^{-5}$ – коефіцієнт температурного подовження [5] стр. 297;

$\Delta t = 20^\circ\text{C}$ – різниця між температурою монтажу та температурою експлуатації;

$L = 3$ м – довжина відрізка трубопроводу між підвісками. Тоді

$$\Delta l = 1,17 \cdot 10^{-5} \cdot 20 \cdot 3 = 0,0007 \text{ м}$$

Відносне видовження трубопроводу

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} = \frac{0,0007}{3} = 0,000234$$

Напруга, яка пов'язана з видовженням трубопроводу, визначається за формулою:

$$G = E \cdot \varepsilon,$$

де $E=2 \cdot 10^5$ МПа – модуль Юнга;

$\varepsilon= 0,000234$ – відносне подовження.

Тоді:

$$G = 2 \cdot 10^5 \cdot 0,000234 = 46,8 \text{ МПа}$$

При розрахунках $R_m=200$ МПа межа текучості для сталевих труб. Так як умова виконується, то застосовувати компенсатори температурних видовжень немає потреби.

Оцінка надійності відрізків трубопроводу

Оцінку надійності елементів труб проводять на стадіях технічного і робочого проектування. Її можна виконати номограмним або аналітичним методами. Відповідно до цих методів усі елементи розбивають на три категорії:

I категорія — прямі відрізки труб, які визначають середній напрямок ідеального тру, у якому відсутні з'єднання трубопроводу вигину труб, а також інші елементи, крім прямих труб;

II категорія — елементи масового призначення: фланцеві з'єднання, вигину труб радіусом не менше $2d_z$, та інші, які визначають ресурс трубопроводу до його заміни або повний термін служби трубопроводу;

III категорія — елементи з недостатнім ресурсом, які визначають термін служби трубопроводу до ремонту. Сюди відносяться вигину труб радіусом менше $2d_z$, відростки труб та інш.

Для оцінки надійності елементів труб визначимо граничну товщину стінки трубопроводу за двома формулами:

для елементів труб другої категорії:

$$S_{\text{дон}}^{\text{II}} = \frac{P_{\text{вн}} (4R - d)}{4G_m (2R - d)}, \text{ мм}$$

для елементів труб третьої категорії:

$$S_{\text{дон}}^{\text{III}} = \frac{P_{\text{вн}} d (3d_m + 2d_0)}{3d_m \cdot 2G_m}, \text{ мм}$$

де $P_{\text{вн}}$ – внутрішній тиск, МПа;

$d_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр відростка, мм;

d_0 – зовнішній діаметр відростка, мм;

d_m – зовнішній діаметр магістралі, мм;

G_m – тимчасовий опір розриву матеріалу труби, МПа.

а) $d_3 = 57$ мм, $S = 5$ мм

$$S_{\text{дон}}^{\text{II}} = \frac{0,33 \cdot 47(4 \cdot 2,5 \cdot 57 - 47)}{4 \cdot 250(2 \cdot 2,5 \cdot 57 - 47)} = 0,34 \text{ , мм}$$

$$S_{\text{дон}}^{\text{III}} = \frac{0,33 \cdot 47(3 \cdot 57 + 2 \cdot 30)}{2 \cdot 250 \cdot 3 \cdot 57} = 0,42 \text{ , мм}$$

$$\delta) \quad d_3 = 38 \text{ мм}, \quad S = 4 \text{ мм}$$

$$S_{\text{дон}}^{\text{II}} = \frac{0,33 \cdot 30(4 \cdot 2,5 \cdot 38 - 30)}{4 \cdot 250(2 \cdot 2,5 \cdot 38 - 30)} = 0,22 \text{ , мм}$$

$$S_{\text{дон}}^{\text{III}} = \frac{0,33 \cdot 30(3 \cdot 38 + 2 \cdot 19)}{2 \cdot 250 \cdot 3 \cdot 38} = 0,26 \text{ , мм}$$

$$\theta) \quad d_3 = 25 \text{ мм}, \quad S = 3 \text{ мм}$$

$$S_{\text{дон}}^{\text{II}} = \frac{0,33 \cdot 19(4 \cdot 2,5 \cdot 25 - 19)}{4 \cdot 250(2 \cdot 2,5 \cdot 25 - 19)} = 0,13 \text{ , мм}$$

$$S_{\text{дон}}^{\text{III}} = \frac{0,33 \cdot 19(3 \cdot 25 + 2 \cdot 11)}{2 \cdot 250 \cdot 3 \cdot 25} = 0,16 \text{ , мм}$$

Визначаю товщину стінки, яка витрачається на корозійну виразку:

$$a) \quad S_{\kappa}^{\text{II}} = S - S_{\text{дон}}^{\text{II}} = 5 - 0,34 = 4,66 \text{ мм}$$

$$S_{\kappa}^{\text{III}} = S - S_{\text{дон}}^{\text{III}} = 5 - 0,42 = 4,58 \text{ мм}$$

$$\delta) \quad S_{\kappa}^{\text{II}} = S - S_{\text{дон}}^{\text{II}} = 4 - 0,22 = 3,78 \text{ мм}$$

$$S_{\kappa}^{\text{III}} = S - S_{\text{дон}}^{\text{III}} = 4 - 0,26 = 3,74 \text{ мм}$$

$$\theta) \quad S_{\kappa}^{\text{II}} = S - S_{\text{дон}}^{\text{II}} = 3 - 0,13 = 2,87 \text{ мм}$$

$$S_{\kappa}^{\text{III}} = S - S_{\text{дон}}^{\text{III}} = 3 - 0,16 = 2,84 \text{ мм}$$

Визначимо середнє напрацювання до відмови елементів труди:

$$T_{\text{cp}} = \frac{S_{\kappa}}{V_{\text{cp}}};$$

де V_{cp} – швидкість корозії:

для II категорії: в холодній воді $V_{\text{cp}} = 0,02 \text{ мм / рік}$;

в гарячій воді $V_{\text{cp}} = 0,025 \text{ мм / рік}$

для III категорії: в холодній воді $V_{\text{cp}} = 0,022 \text{ мм / рік}$;

в гарячій воді $V_{\text{cp}} = 0,03 \text{ мм / рік}$

$$a) \text{ холодна} \quad T_{\text{cp}}^{\text{II}} = \frac{4,66}{0,02} = 23,3 \text{ р;}$$

$$T_{\text{cp}}^{\text{III}} = \frac{4,58}{0,022} = 20,8 \text{ р;}$$

гаряча $T_{\text{ср}}^{\text{II}} = \frac{4,66}{0,025} = 18,6 \text{ р;}$

$$T_{\text{ср}}^{\text{III}} = \frac{4,58}{0,03} = 15,2 \text{ р;}$$

д) холодна $T_{\text{ср}}^{\text{II}} = \frac{3,78}{0,02} = 18,5 \text{ р;}$

$$T_{\text{ср}}^{\text{III}} = \frac{3,74}{0,022} = 17,0 \text{ р;}$$

гаряча $T_{\text{ср}}^{\text{II}} = \frac{3,78}{0,025} = 15,1 \text{ р;}$

$$T_{\text{ср}}^{\text{III}} = \frac{3,74}{0,03} = 12,4 \text{ р;}$$

в) холодна $T_{\text{ср}}^{\text{II}} = \frac{2,87}{0,02} = 14,35 \text{ р;}$

$$T_{\text{ср}}^{\text{III}} = \frac{2,84}{0,022} = 12,9 \text{ р;}$$

гаряча $T_{\text{ср}}^{\text{II}} = \frac{2,87}{0,025} = 11,5 \text{ р;}$

$$T_{\text{ср}}^{\text{III}} = \frac{2,84}{0,03} = 9,4 \text{ р;}$$

Нормативний термін служби вантажного судна складає 26 років.

Для такого судна експлуатаційно-ремонтний цикл судна наведений на рис. 6.8



┌ -Введення; ┌ -Малий ремонт судна; ┌ -Великий ремонт судна; X -Списання

Рисунок 6.8 Експлуатаційно-ремонтний цикл судна.

На підставі отриманих результатів можна зробити висновки:

а) термін служби елементів II категорії складає в середньому приблизно 17 років, тобто доцільно проводити заміну під час великого ремонту, за винятком відрізка 3-4, на якому треба проводити ремонт труб 1-го малого ремонту.

б) термін служби елементів III категорії становить приблизно 12 років, тобто під час 1-го малого ремонту їх міняти. Під час 2-го малого ремонту труби треба знову ремонтувати.

6.4 Висновки з розділу

У курсовому проекті був проведений розрахунок системи питної, мийної холодної води та гарячої води м/х «Jolly Colbalto», яка задовольняє усім вимогам Регістру.

Подача холодної і гарячої води для побутових потреб здійснюється в усі належні місця на судні і в необхідній кількості.

Швидкість потоку води в трубопроводах не буде перевищувати 1,47 м/с, що не перевищує встановлені норми Регістру для даних типів труб.

Оцінка надійності показує, що термін служби трубопроводів буде задовольняти терміну служби судна з урахуванням його експлуатаційного-ремонтного циклу.

Для того, щоб збільшити термін служби судна — була застосована гаряча оцинковка труб ГАРЦ-300, яка перешкоджає корозії.

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
				ДОКУМЕНТАЦІЯ		
A1			БР. 6.051201. 2217см. 39.	Складальне креслення	1	
A4			БР. 6.051201. 2217см. 39.	Специфікація	1	
				ЗБІРНІ ОДИНИЦІ		
		1		Цистерна мийної води	2	
		2		Втулка палубна	2	
		3		Голівка повітряна	2	
		4		Цистерна гарячої води	1	
		5		Насос	2	
		6		Насос гарячої води	1	
		7		Установка знезараження	2	
		8		Пнеumoцистерна	1	
				Клапан самозапірний	2	
				Клапан запобіжний	1	
				Клапан манометровий	1	
				Манометр	1	
				Колонка водовказівна	2	
				Гусак	2	
				Клапан прохідний	22	
				Клапан дистанційний	1	
				Ванна	8	
				Вмивальник	8	
				Труба стальна марки 45*5 l=88	22	
				Труба стальна марки 48*3 l=56	1	
				Труба стальна марки 25*3 l=80	4	
				Труба стальна марки 15*2 l=70 п.м.	2	
				Клапан водороздірний	22	

7 Безпечна експлуатація суднової енергетичної установки

Охорона праці – це система правових, соціально – економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і засобів, спрямованих на збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці [44].

14 жовтня 1992 року, був опублікований і набрав сили, Закон “Про охорону праці”. Даний Закон визначає основні положення по реалізації конституційного права громадян на охорону їхнього життя і здоров'я в процесі трудової діяльності, регулює при участі відповідних державних органів відносини між власниками підприємства, установи і організації, чи уповноваженим їх органам і працівникам, з питань безпеки, гігієни праці і виробничого середовища, установлює єдиний порядок охорони праці в Україні. Закон поширюється на всі організації, заснування і підприємства, незалежно від форм власності і видів їхньої діяльності, на всіх громадян, що працюють, а також, притягнуті до праці на цих підприємствах [42].

7.1 Аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів у МВ

Для розробки ефективних заходів щодо охорони праці екіпажу судна в МВ необхідно з'ясувати причини виникнення небезпечних і шкідливих факторів і їх величини. До потенційно небезпечних і шкідливих речовин у МВ проектованого судна відносяться: машини, що рухаються, і механізми, де незахищені рухливі елементи устаткування; судини й установки, що працюють під тиском; електроустаткування; пожежна небезпека; шкідливі речовини; шум і вібрація; теплове випромінювання; недостатнє освітлення; відхилення параметрів мікроклімату від існуючих норм.

7.1.1 Машини і механізми, що рухаються, та незахищені рухливі елементи устаткування. Машини, механізми, розташовані в МВ, що рухаються частини яких викликають підвищену небезпеку в МВ для обслуговуючого їхнього персоналу, повинні бути надійно огорожені. Тому, на судні передбачене огороження всіх елементів, що рухаються, кожухами, поручнями, стійками.

Усі площадки, люки, трапи, мають огороження висотою не менш 1100 мм і особливо відділюючи бортами.

Механізми та устаткування необхідно кріпити на міцних і твердих фундаментах. Ширина проходів прийнята 600 мм, на судні передбачено п'ять виходів з МВ, по два з яких розташовані на різних бортах судна, на максимально можливій відстані один від другого, а п'ятий – це аварійний вихід через шахту валопроводу. Виходи з МВ зрошувані. Настили у МВ викладені з рифленого матеріалу, а конструкція решітки забезпечує можливість проходження повітря для вентиляції. Забезпечена гладкість і плавність зовнішніх контурів устаткування. Застосовані пристрої, що блокують, закривають доступ у небезпечні зони, а також, сигналізація небезпечних ситуацій [45].

7.1.2 Безпека судин і установок, що працюють під тиском. На сучасних судах використовується стиснене повітря, водяна пара, що знаходиться в ємностях (балонах) і трубопроводах під тиском. Аварії ємностей, що знаходяться під тиском, можуть викликати серйозні руйнування. Причинами аварії можуть бути: відсутність чи несправність запобіжних клапанів редукторів, дефекти при виготовленні, монтаж і ремонт ємностей, зноси стінок ємностей.

Згідно Правил Морського Регістра, ємності, що працюють під тиском, повинні відповідати наступним вимогам:

- корпуса ємностей повинні мати надійні лапи для кріплення їх до фундаменту;
- кожна ємність повинна мати пристрій продування;
- отвори для люків повинні розташовуватися поза зварними швами;
- зварні шви ємностей повинні бути тільки стиковими;
- міцність фланців, болтів, стінок, зварних швів, повинна бути підтверджена розрахунком;
- падіння тиску при іспиті на міцність не повинне перевищувати 0,3...0,5% у плинні на

міцність сталевих балонів – складає:

$$P_{исп} = 1,5P, \text{ при } P \leq 0,5 \text{ МПа};$$

$$P_{исп} = 1,25P \text{ при } P \geq 0,5 \text{ МПа};$$

Балони, що працюють під тиском, встановлюють у місцях, де виключається скупчення людей. Перед експлуатацією балону, він повинний бути технічно оглянутий інспектором Російського Морського Регістра судноплавства. [45].

7.1.3 Електробезпека. На проектуваному судні застосований перемінний струм з параметрами: напруга 400 В, частотою 50 Гц. З метою забезпечення безпеки роботи екіпажу, передбачені наступні вимоги ПБЕ:

площа перетину провідника, що заземляє, повинна бути не менше площі перетину кабелю живлення, але і не менше 15 мм, в електричних схемах напругою до 400В і потужністю суднової електростанції – 500 кВт;

провідник, що заземлює, повинний мати опір не більш 40 Ом, в установках з напругою до 1000 В і опором провідників 0,5 Ом;

опір ізоляції обмотки електронних трансформаторів щодо корпусу, при потужності машин до 100 кВт, напруга – до 500 В і температурі устаткування, близької до робочого, не повинно бути нижче 0,7 МОм;

контроль індивідуальних засобів захисту від ураження електричним струмом і заземлення, проводиться щорічно, а контроль опору ізоляції – щомісячно. Крім того, на судні застосовуються захисні вимикачі, що за 0,1 – 0,2 секунди забезпечують автоматичне відключення, у випадку дотику людини до частин під напругою.

Умови забезпечення електробезпеки на судах суворо регламентується. Номінальна напруга ланцюгів обмежена: 120 В для постійного струму і 380 В для змінного. Для освітлення приладів внутрішнього зв'язку та сигналізації передбачається напруга 220 В, для переносних електроінструментів увага приділяється заземленню. Заземлення на судах в електроустановках до 1000 В, виконуються багатопровідним кабелем, перетином не менше 4 мм. Опір розтіканню у захисному пристрої, що заземлює, повинен бути не більш ніж 4 Ом.

Регламентовані також, показники опору ізоляції:

для фідерів живлення силових установок – 1 МОм;

для фідерів живлення освітлювальних установок – 15 МОм;

обмоток електромашин та трансформаторів – 5 МОм;

пуско-регульованих пристроїв – 5 МОм.

Вказані справедливі для електроустановок з напругою до 1000 В.

З метою електробезпеки один раз за півріччя, на судах виконується перевірка опору ізоляції і заземлення.

На судах передбачаються діелектричні покриття, гумові килимки та доріжки.

Предбачаються також, засоби індивідуального захисту зумові рукавички, інструмент, з ізолюваними ручками. [46].

7.1.4 Мікроклімат і шкідливі речовини у МВ. У результаті роботи ГД і ДГ, котлоагрегатів, механізмів обслуговування СЕУ, виділяються шкідливі і токсичні речовини: окис вуглецю, бензол, водень, та інше. Ступінь дії цих речовин залежить від їхньої концентрації, тривалості дії на організм, та їх токсичності.

Мікроклімат у МВ визначається наступними параметрами: вологість, температура, рухливість повітря, тиск повітря, теплота, яка виділяється від нагрівання повітря, устаткування і механізми.

Для підтримки мікроклімату в МВ на судні передбачена система проточно-витяжної вентиляції і опалення.

Температура повітря в МВ у літній час повинна бути не більше ніж, на 10 °С вище температури зовнішнього повітря, а зимою – не нижче 12 °С. Вологість у зимовий час повинна бути 40–60%, у літній час, вологість повітря не нормується. Швидкість повітря у МКВ, в літній час, дорівнює 0,3 – 0,8 м/с, у зимовий час – 0,15 – 0,5 м/с [48].

У МКВ при роботі головного двигуна, дизель-генераторів, котлів, механізмів СЕУ, виділяються шкідливі і токсичні речовини. Гранично допустимі концентрації шкідливих речовин регламентовані санітарними правилами для морських суден [48]:

- окис вуглецю – 20 мг/м³;
- окис азоту – 5 мг/м³;
- бензол – 5 мг/м³;
- пари свинцю – 0,01 мг/м³.

Для підтримки гранично припустимих концентрацій шкідливих речовин у МКВ, використовується система вентиляції, тим самим, підтримується необхідний за санітарними правилами на морських судах, мікроклімат у МКВ.

7.1.5 Пожежна безпека. Пожежі в МВ можуть виникнути при порушенні правил збереження ГСМ, несправностях газопроводу, скупченні палива та масла, під настилом, вибухах, несправностях електроустаткування. Конструктивне рішення захисту від пожежі – застосування вогнезахисних матеріалів і розподіл судна на протипожежні зони, наявність наступних систем і засобів пожежогасіння: об'ємно-хімічного і повітряно-пінного гасіння.

Технічні заходи щодо пожежної безпеки:

установка сигналізації виявлення і оповіщення при пожежі;

передбачені два аварійних виходи з МВ;

цистерни палива і масла обладнані повітряними трубами з запобіжними сітками і поплавковими камерами.

Виходи повітряних труб розташовані в місцях, що виключають скупчення нафтопродуктів, та їх парів. У МВ по обох бортах встановлені шухляди з піском. Вогнегасники розташовані так, щоб з будь-якої точки приміщення до найближчого вогнегасника відстань не перевищувала 10м [45, 46].

7.1.6 Захист від шуму та вібрації. Джерелами шуму і вібрації на судні є працюючі машини і механізми (двигуни, насоси, вентилятори, трубопроводи, реф. установки, кондиціонер, технологічне устаткування, рушії, звукові сигнали і т.п.).

Шум надає шкідливий вплив не тільки на органи слуху, але і на весь організм в цілому. Рівень шуму згідно норм не повинен перевищувати 116–80 дБ, в діапазоні частот 63–800 Гц, для МВ, обладнаними звукоізованими ЦПУ і 100–70 дБ у тому ж діапазоні частот для МВ не обладнаними звукоізованими ЦПУ. Для зниження рівня шуму на суднах застосовують різні вигорідки, та кожухи. Найбільш виправданими засобами проти шуму, є звукоізоляція.

Головним джерелом вібрації у МВ є двигуни, валопроводи і допоміжні механізми. Вібрацію викликають також хвилювання моря, та удари льоду од корпус судна. Вібрація може

викликати порушення нормальної діяльності органів координації, механічні ушкодження, навіть розрив внутрішніх органів. Безпосередній контакт людини з вібруючими поверхнями на суднах створює особливо несприятливі умови.

Для зниження вібрації застосовують амортизатори, віброгасячі і вібропоглинаючі матеріали. Обслуговуючий персонал забезпечується засобами індивідуального захисту.

Основним законодавчим документом є такий, що встановлює граничні величини вібрації в МВ. Санітарні норми вібрації на морських, річкових суднах – ДСТ 1103–73. Вплив вібрації визначається фізичним параметрами і тривалістю вібрації, частотним спектром. Гранично припустимі значення вібрації в МВ встановлюються відповідно до граничних спектрів рівнів середньоквадратичних значень віброшвидкості, або відповідних їм віброприскорень. Граничні спектри рівнів вібрації щодо ефективних рівнів коливальної швидкості $V_0 = 5 \cdot 10^{-8}$ м/с і коливального прискорення $w_0 = 3 \cdot 10^{-2}$ м/с² наведені в табл. 7.1 [46,48].

Таблиця 7.1 Граничні спектри рівнів вібрації

Середньозагромадичні частоти, Гц	2	4	8	16	32	63
Граничні рівні вібрації, дБ	106	98	95	93	92	92

Засоби і методи захисту від шуму, що застосовуються на робочих місцях виробничих і допоміжних приміщень щодо об'єкта, що захищається, діляться на засоби і методи колективного захисту та засоби індивідуального захисту.

Засоби і методи колективного захисту від шуму, в залежності від способу реалізації діляться на акустичні, архітектурно-планувальні та організаційно-технічні. Серед акустичних розрізняють засоби звукоізоляції, звукопоглинання, віброізоляція, демпфірування і глушники шуму.

Щод вирішити питання про необхідність і доцільність зниження шуму, необхідно знати рівні шуму на робочих місцях.

До методів, які знижують шум у джерелі, відносяться електрофізичні, створення нероз'ємних з'єднань зварюванням, склеюванням, пресуванням і за допомогою ненаголошених спеціальних заклепок, автоматизація формування і зачистки в ливарному виробництві, лиття під тиском, технологія профільного шліфування, ущільнення пресуванням замість вібраційного і ударного, застосування гідравлічного приводу замість пневматичного, тонке лиття замість кування тощо.

Серйозного ослаблення шуму можна досягти якісним монтажем окремих вузлів машин, їх динамічним балансуванням і своєчасними планово-попереджувальний ремонт. Порушення

правил технічної експлуатації приводить до того, що малешумне обладнання стає джерелом інтенсивного шуму.

Для поглинання звуку використовують здатність будівельних матеріалів і конструкцій розсіювати енергію звукових коливань. При падінні на звуковідбивну поверхню, зроблену з пористого матеріалу, значна частина звукової енергії витрачається на коливання повітря в порах, внаслідок чого він розігрівається, а теплота розсіюється.

Найбільш інтенсивно поглинають звук хвилясто-пористі матеріали: фібролітові плити, скловолокно, мінеральна вата, поліуретановий поропласт, пористий полівінілхлорид і т.п. ..

Істотно знизити шум можна, якщо поставити на його шляху ізолюючі перешкоди: стіни, перегородки, перекриття, звукоізолюючі кожухи та екрани. Фізична суть звукоізоляції

полягає в тому, що найбільша частина падаючої звукової енергії відбивається від спеціально виконаних огорож і тільки незначна частина проникає крізь огорожу.

Звукові хвилі при зустрічі з перешкодою частково відбиваються переломлюються і поглинаються матеріалом, і частково долають перешкоду.

Найбільш ефективним колективним засобом захисту від вібрації є ізоляція персоналу або віброізолюючих об'єктів від джерела вібрації.

Ефективними є амортизатори, виготовлені із сталевих пружин, гуми і інших пружних матеріалів. Застосовують комбіновані резино-металеві і пружинно-пластмасові амортизатори, опорні віброізолятори з гідрошарнірами і пневмогумові амортизатори, в яких використовують пружні властивості стиснутого повітря і самої гуми.

У промисловості досить поширена активний віброзахист, що передбачає додатковий активне джерело енергії (сервомеханізм), за допомогою якого здійснюється зворотний зв'язок від ізолюваних об'єктів до системи віброізоляції.

Рівень вібрації зменшується віброгасіння, подібно введенням у систему додаткових реактивних зв'язків установкою агрегатів на віброгасящі опори. При цьому масу фундаменту підбирають таким чином, щоб амплітуда коливань підстави фундаменту в будь-якому випадку не перевищувала 0,1-0,2 мм, а для особливо відповідальних споруд – 0,005 мм.

Під вібропоглинанням слід розуміти зменшення вібрації кожухів і огорож, чиї коливання відбуваються у резонансному режимі з основним обладнанням. Це досягають нанесенням на віброуючу поверхню матеріалів, які мають велике внутрішнє тертя (гума, пластики, вібропоглинаючі мастики) і розсіюють енергію коливань.

На робочих місцях, де не вдається знизити шум і вібрацію допустимих рівнів технічними засобами, або де це недоцільно з техніко-економічних міркувань, застосовують засоби індивідуального захисту (ЗІЗ).

ЗІЗ не тільки сприяють профілактиці захворювань, прямо або побічно пов'язаних з впливом шуму (приглухуватість, шумова хвороба, порушення нервової, серцево-судинної систем тощо), але і підвищують працездатність людини.

У залежності від конструктивного виконання ЗІЗ поділяються на протишумові навушники, протишумові вкладиші, протишумові шоломи і каски, протишумові костюми. Щодо ефективності захисту від шуму, маси і сили притиснення до привушної зони навушники і вкладиші діляться на три групи: А, Б та В. ЗІЗ вибирають виходячи з частотного спектру шуму на робочому місці і враховують зручність їх носіння при виконанні даної робочої операції і кліматичні умови.

При роботі з ручним механізованим електричним і пневматичним інструментом застосовують ЗІЗ рук від дії вібрації. Це рукавиці, а також віброзахисні прокладки або пластини,

оснащені кріпленнями до рук. Враховуючи несприятливу дію холоду на розвиток відрхвород, в зимовий час робочих треба забезпечувати теплими рукавицями.

При роботі з ручними механізмами та за умов дотримання гігієнічних норм, сумарний час роботи в контактi з вібрацією не повинен перевищувати 2 / 3 робочого часу. Крім того, одноразове безперервне дію вібрації, включаючи мікропаузи, не повинно перевищувати для ручних машин 15–20 хв. Обідня перерва рекомендується не менше ніж 40 хв., необхідні також два регламентованих перерви (для активного відпочинку, виробничої гімнастики за спеціальним комплексом, фізеопротілактичних процедур): 20 хв. через 1–2 години після початку зміни і 30 хв. через 2 години після обідньої перерви.

7.1.7 Освітлення. Освітлення впливає на продуктивність праці, травматизм, професійні захворювання персоналу. Основні вимоги до освітлення в МВ [45]:

- освітленість не менше 75 лк для ламп накаливання і 115 лк для люмінесцентних ламп;
- аварійне освітлення – не менше 10% основного;
- повинно бути мале аварійне і переносне освітлення;
- аварійне освітлення в МВ повинне бути стійким до вібрації, вудуху і пожежобезпечним;

– світильники встановлюють на висоті, що виключає сліпуче вплив на очі, арматура світильників заземлюється, аварійне освітлення в МВ повинне бути не меншим 10% від основного, аварійне освітлення повинне бути стійким до вібрації, вудухів і пожежної безпеки, повинне бути передбачене мале аварійне і переносне освітлення [45,46].

7.1.8 Захист від теплового випромінювання. Джерелами теплового випромінювання є нагріті поверхні машин, механізмів, устаткування, трубопроводів і т.п.

Інтенсивність теплового випромінювання, що допускається, 300...500 Вт/м². Для захисту обслуговуючого персоналу від теплових випромінювань, застосовують герметизацію і теплоізоляцію машин, механізмів, апаратів, трубопроводів. (Санітарні правила для морських суден) [48].

7.1.9 Захист від підвищеного рівня електромагнітних випромінювань. Систематичний вплив електромагнітного поля на людину може призвести до змін у нервовій системі, головного болю, тощо. Для захисту від електромагнітних впливів, створюваних антенами, генераторами, розподільними щитами і застосовують різні екрани, що відбивають, або поглинають електромагнітне випромінювання, використання засобів індивідуального захисту – комбінезони і халати з металізованої тканини.

Рівні припустимого електромагнітного випромінювання визначені ДСТ 12.1006–88 “Електромагнітні поля радіочастот. Загальні вимоги безпеки”. Нормовані параметри в діапазоні частот 60 – 300 кГц, є напруженості Е і Н електромагнітного поля не повинна перевищувати значень, зазначених у табл. 7.2. [45,46,48]

Таблиця 7.2 Гранично припустима напруженість електромагнітного поля

По електричній складовій		
f, МГц	0,06 – 3,0	50 – 300
E, В/м	3,0 – 30,0	30 – 50
По магнітній складовій		
f, МГц	0,06 – 1,5	30 – 50
H, А/м	5	0,3

7.1.10 Захист від запиленості і загазованості. Забруднення повітряного середовища запобігається герметизацією всіх технологічних процесів, що супроводжуються виділенням шкідливих газів і пилу. Якщо повної герметизації досягти неможливо, передбачається комплекс спеціальних заходів. Наприклад, у МВ опресування форсунок і допоміжних дизелів роблять у герметичних спеціальних шафах. З основних забруднень, що можуть бути наявними у МВ – вуглеводні сірчаниї і сірчистий ангідрид, CO і CO₂ [46]. Тривалий вплив запиленості і загазованості, які перевищують ПДК, може призвести до професійних захворювань, а значне перевищення – до гострих отруєнь.

Для забезпечення необхідних параметрів повітря на робочих місцях у МВ використовують потужну проточно – витяжну вентиляцію.

7.2 Розрахунок загального освітлення виробничого приміщення

Довжина $A = 22$ м, ширина $B = 6$ м, висота $H = 4,3$ м. Висота робочої поверхні $h_p = 1$ м. Для освітлення приймаємо світильники типу УПМ-15. Мінімальна освітленість лампами розжарювання за нормами $E_{\min} = 100$ лк.

Коефіцієнт відображення стелі $\rho_p = 70\%$, стін $\rho_c = 50\%$, робочої поверхні $\rho_r = 10\%$. Напруга мережі 220 В.

Відстань від стелі до робочої поверхні

$$H_0 = H - h_p = 4,3 - 1 = 3,3 \text{ м.}$$

Відстань від стелі до світильника

$$h_c = 0,2 \cdot H_0 = 0,2 \cdot 3,3 = 0,66 \text{ м.}$$

Висота підвішування світильника над освітлюваною поверхнею

$$h = H_0 - h_c = 3,3 - 0,66 = 2,64 \text{ м.}$$

Висота підвішування світильника над підлогою

$$H_p = h + h_p = 2,64 + 1 = 3,64 \text{ м.}$$

(величина, що знаходиться в межах норм). Для досягнення найбільшої рівномірності освітлення приймаємо відношення

$$L/h = 1,5.$$

Тоді відстань між центром світильників

$$L = 1,5h = 1,5 \cdot 2,64 = 3,96 \text{ м.}$$

Необхідна кількість світильників

$$N = \frac{S}{L^2} = \frac{22 \cdot 6}{3,96^2} = 8,42$$

Приймаємо 10 світильників (2 ряди по 5 світильників). Індекс приміщення

$$i = \frac{A \cdot B}{h(A + B)} = \frac{22 \cdot 6}{2,64 \cdot (22 + 6)} = 1,8$$

За табл. 22 [47] при $i = 2$, $\rho_p = 70\%$, $\rho_c = 50\%$, $\rho_r = 10\%$ для світильника типа УПМ-15 коефіцієнт використання світлового потоку $\eta = 0,6$.

Світловий потік однієї лампи

$$\Phi = \frac{E_{\min} \cdot S \cdot K_z \cdot Z}{N \cdot \eta} = \frac{100 \cdot 132 \cdot 1,3 \cdot 1,15}{10 \cdot 0,6} = 3289 \text{ лм}$$

Де $K_3 = 1,3$ за табл. 5 [47];

$Z = 1,15$ для ламп розжарювання.

За знайденим світловим потоком за табл. 16 [47] вибираємо лампу потужністю 200 Вт, що має світловий потік 3200 лм, найбільш близький до розрахункового.

При цьому фактична освітленість

$$E_{\phi} = E_n \frac{\phi_n}{\phi_p} = 100 \frac{3289}{3200} = 97,3 \text{ лк.}$$

Загальна потужність освітлюваної установки

$$P_{\Sigma} = P_n \cdot N = 200 \cdot 10 = 2000 \text{ Вт} = 2 \text{ кВт}.$$

7.3 Висновок з розділу:

В розділі був проведений аналіз потенційно небезпечних і шкідливих факторів у МВ судна, розроблені заходи, щодо забезпечення безпечних умов праці відповідно до діючих вимог, норм та правил, зменшення впливу небезпечних і шкідливих факторів на організм людини. В індивідуальному виконано розрахунок загального штучного освітлення виробничого приміщення за результатом якого визначено тип та кількість світильників відповідно до нормативних вимог.

Висновок

У бакалаврській роботі виконано комплексне дослідження суднової енергетичної установки транспортного судна «JOLLY COBALTO» дедвейтом 44 574 т. Проведений аналіз дозволив системно оцінити основні параметри та характеристики енергетичного обладнання, визначити ефективність робочих процесів та обґрунтувати прийняті технічні рішення з урахуванням сучасних вимог до економічності, надійності та безпечної експлуатації суднових технічних засобів.

У першому розділі встановлено основні технічні характеристики судна, проаналізовано склад та компоновку суднової енергетичної установки. Визначено функціональне призначення основних елементів СЕУ та їх взаємозв'язок у складі єдиної енергетичної системи судна.

У другому розділі виконано розрахунок теплових потоків суднової енергетичної установки на ходовому та стоянкових режимах роботи. Отримані результати дозволили оцінити рівень використання теплоти палива, встановити характер розподілу теплових втрат та визначити потенційні напрями підвищення енергоефективності установки.

У третьому розділі проведено розрахунок термодинамічного циклу та динамічних характеристик головного двигуна. Визначено параметри процесів стиску, згоряння та розширення робочого тіла, побудовано індикаторні залежності, що дозволило оцінити показники економічності та енергетичної ефективності двигуна. Виконано аналіз силових факторів, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, що є важливим для оцінки довговічності конструктивних елементів двигуна.

У четвертому розділі здійснено вибір та розрахунок агрегату наддуву головного двигуна. Визначено параметри турбокомпресора, необхідні для забезпечення ефективного наповнення циліндрів повітрям, що сприяє підвищенню потужності двигуна та покращенню паливної економічності.

У п'ятому розділі розглянуто допоміжний котел суднової енергетичної установки та виконано його аеродинамічний розрахунок. Визначено параметри руху газів та процесу теплообміну, що забезпечують необхідну продуктивність котельного агрегату в експлуатаційних умовах.

У шостому розділі виконано аналіз та розрахунок однієї із загальносуднових систем, що забезпечує функціонування енергетичної установки та інших технічних засобів судна. Проведені розрахунки підтверджують відповідність обраних параметрів вимогам надійності та ефективності експлуатації.

У сьомому розділі розглянуто основні положення нормативних документів з охорони праці в машинному відділенні та виконано відповідні розрахунки, спрямовані на забезпечення безпечних умов праці обслуговуючого персоналу та зниження ризику виникнення аварійних ситуацій.

Отримані результати свідчать про відповідність прийнятих технічних рішень сучасним вимогам суднової енергетики та підтверджують можливість ефективної експлуатації суднової енергетичної установки судна «JOLLY COBALTO». Проведені розрахунки можуть бути використані при проектуванні, модернізації та експлуатаційному аналізі суднових енергетичних установок транспортних суден, а також при оцінюванні показників енергоефективності та надійності їх роботи.

Список використаних літературних джерел

1. Артемов Г.А., Гордов В.М. Суднові енергетичні установки : навч. посібник. — Миколаїв : УДМТУ, 2002. — 356 с.
2. Гордов В.М., Шаповалов Ю.О., Ракушняк І.О. Головні двигуни сучасних транспортних суден : навч. посібник. — Миколаїв : УДМТУ, 1998. — 72 с.
3. Лебедь Н.Г., Слаутина Т.Г. Аналіз системних зв'язків судових енергетичних установок : навч. посібник. — Миколаїв : НКІ, 1992. — 48 с.
4. Наливайко В.С., Ткаченко С.Г., Хоменко В.С. Суднові двигуни внутрішнього згорання : методичні вказівки. — Миколаїв : НУК.
5. Гордов В.М. Енциклопедія суднової енергетики : підручник. — Миколаїв : НУК, 2010. — 624 с.
6. Марченко А.П., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання : навчальний посібник. — Київ : НТУ, 2004.
7. ABB Turbo Systems. Two-stage turbocharging systems for marine engines // Marine Propulsion. — 2008. — pp. 32–37.
8. Казачкіна Н.І. Турбокомпресори ABB та їх застосування у судових дизелях // Турбіни і дизелі. — 2007. — №5. — С. 10–12.
9. Абрамов В.І., Бурачков Б.М., Коваленко О.А. Розрахунок турбонагнітача судового дизеля : методичні вказівки до курсового і дипломного проектування. — Одеса, 2003.
10. Єнін В.І., Денисенко Н.І., Костильов І.І. Суднові котельні установки : підручник. — Київ : Транспорт, 1993. — 216 с.
11. Денисенко Н.І., Костильов І.І. Суднові котельні установки : підручник. — Київ : Техніка, 2005. — 287 с.
12. Хряпченко А.С. Суднові утилізаційні парогенератори : навчальний посібник. — Миколаїв : НУК, 1988.
13. Кудінов В.А., Карташов Е.М. Технічна термодинаміка : навчальний посібник. — Київ : Вища школа, 2000. — 261 с.
14. Будов В.М. Суднові насоси : довідник. — Миколаїв : НУК, 1988. — 432 с.
15. Єпіфанов В.С. Суднові системи : підручник. — Миколаїв : НУК, 1980. — 176 с.
16. Степанов Г.О. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Загальносуднові системи». — Миколаїв : НУК, 2004. — 32 с.
17. Щедролосєв О.В., Додінова Г.В., Мозговий А.М., Савельєв В.В. Методичні рекомендації до виконання розділу «Охорона праці» у бакалаврських роботах. — Миколаїв : НУК.
18. Жидецький В.Ц., Джигирей В.С., Мельников О.В. Основи охорони праці : навчальний посібник. — Львів : Афіша, 2000. — 250 с.
19. Закон України «Про охорону праці» №2694–ХІІ від 14.10.1992 (зі змінами).
20. Тудальцев А.М. Виробниче освітлення та його розрахунок : навчальний посібник. — Миколаїв : УДМТУ, 2001. — 84 с.