

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
(повне найменування вищого навчального закладу)

Херсонський навчально-науковий інститут, суднобудівний факультет
(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

Кафедра суднового машинобудування та енергетики
(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

Андрєєв А.А.

«__» _____ 202_ р.

Пояснювальна записка

до дипломної роботи бакалавра
(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему "Суднова енергетична установка судна типу Ro-Ro "ECO
VALENCIA" дедвейтом Dw=18 120 т"

Виконав: студент 4 курсу, групи 4217сз
напряму підготовки
135 "Суднобудування"
спеціальності

"Суднові енергетичні установки та
устаткування"

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Каплін Євгеній Віталійович
(прізвище та ініціали)

Керівник Шалапко Д.О.
(прізвище та ініціали)

Рецензент Андрєєва Н.Б.
(прізвище та ініціали)

(повне найменування вищого навчального закладу)

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)

к.т.н., професор А.А. Андреєв

" " 2025 року

З А В Д А Н Н Я
НА ВИПУСКНУ БАКАЛАВРСЬКУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ

Каплін Євгеній Віталійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Суднова енергетична установка судна типу Ro-Ro "ECO VALENCIA"
дедвейтом Dw=18 120 т

керівник роботи к.т.н., доцент 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** 202**5** року.

3. Вихідні дані до роботи

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

Вступ.

Розділ 1. Загальна характеристика судна та його енергетичної установки.

Розділ 2. Визначення ефективності суднової енергетичної установки.

Розділ 3. Судновий головний двигун.

Розділ 4. Турбіна агрегату наддуву двигуна.

Розділ 5. Судновий паровий котел.

Розділ 6. Розробка загальносуднової системи.

Розділ 7. Безпечна експлуатація суднової енергетичної установки.

Висновки.

Список використаних літературних джерел.

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

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

Поперечний розріз двигуна (1 аркуш).

Розріз турбокомпресора вздовж осі ротора (1 аркуш).

Загальний вигляд парового котла (1 аркуш).

Тривимірна принципова схема загальносуднової системи (1 аркуш).

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

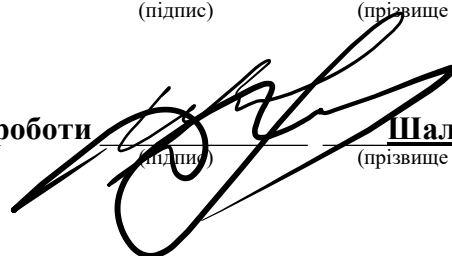
Здобувач вищої освіти


(підпис)

Каплін Є.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

Шалапко Д.О.

(прізвище та ініціали)

Анотація

У проекті представлено судно ро-ро "ECO VALENCIA" дедвейтом 18 120 т.

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

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

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

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

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

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

У сьомому розділі наведені норми з охорони праці в машинному відділенні та проведені відповідні розрахунки.

Ключові слова: суднова енергетична установка, судно типу ро-ро, розрахунок теплових потоків, динаміка головного двигуна, агрегат наддуву, допоміжний котел.

Abstract

The project presented Ro-Ro "ECO VALENCIA" deadweight 18 120 tons .

In baccalaureate work Calculations have been made. The first section shows the characteristics of the vessel and the description of Seoul.

In the second section, a calculation of heat flows from Seoul on the navigating and parking modes.

The third section of baccalaureate work includes the calculation of the cycle and the dynamics of the main engine.

The fourth section is the selection and calculation of unit airflow for turbocharger.

The fifth section describes the auxiliary boiler and produced aerodynamic calculation.

The sixth section includes characterization and calculation of one of the ship systems vessel.

In the seventh section provides standards for the protection of labor in the engine room and performed the appropriate calculations.

Key words: marine power plant, ro-ro vessel, heat flow calculation, main engine dynamics, turbocharger unit, auxiliary boiler.

Зміст

Анотація.....	4
ВСТУП.....	8
1. Загальна характеристика судна та його енергетичної установки.....	9
1.1 Загальний опис судна.....	9
1.1.1 Тип судна.....	9
1.1.2 Клас судна.....	9
1.1.3 Головні розмірювання, м:.....	9
1.1.4 Місткість і дедвейт.....	9
1.1.5 Екіпаж судна.....	10
1.1.6 Швидкість судна.....	10
1.1.7 Характеристики корпусу.....	10
1.2 Суднова енергетична установка.....	10
1.2.1 Головний двигун.....	10
1.2.2 Рушії.....	10
1.2.3 Допоміжна електроенергетична установка.....	10
1.2.4 Допоміжна котельна установка.....	11
1.3 Основні суднові системи та пристрої.....	11
1.3.1 Система пожежогасіння.....	11
1.3.2 Система обробки стічних вод.....	11
1.3.3 Система очищення відпрацьованих газів.....	11
1.3.4 Система очищення баластних вод.....	11
1.3.5 Рятувальне обладнання.....	11
1.3.6 Швартове обладнання.....	11
1.4 Висновки з розділу.....	11
2. Визначення ефективності суднової енергетичної установки.....	13
2.1 Основне комплектує устаткування суднової енергетичної установки.....	13

2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки.....	15
2.3 Режими роботи судна та суднової енергетичної установки.....	15
2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи.....	15
2.5 Розрахунок теплового балансу головного двигуна.....	16
2.6 Висновки з розділу.....	24
3 Судновий головний двигун.....	25
3.1. Загальний устрій та характеристики двигуна.....	25
3.2 Системи двигуна.....	30
3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна.....	41
3.4 Розрахунок динаміки двигуна.....	48
3.5 Висновки до розділу.....	54
4 Турбіна агрегату наддуву двигуна.....	55
4.1 Вибір компресора.....	55
4.2. Розрахунок елементів проточної частини компресора.....	60
4.3. Розрахунок проточної частини турбіни.....	64
4.4. Розробка загальної компоновки турбокомпресора та його основних елементів.....	71
5. Проектування допоміжної котельної установки.....	72
5.1 Опис конструкції котла.....	72
5.2 Характеристики палива.....	76
5.3 Вихідні данні за пароводяним трактом.....	76
5.4 Визначення об'ємів повітря та продуктів згоряння.....	78
5.5. Розрахунок ентальпії продуктів згоряння. Побудова діаграми $t - \theta$	83
5.6. Попередній тепловий баланс і визначення витрати палива.....	84
5.7 Перевірочний розрахунок топки.....	87
5.8 Визначення невіязки теплового балансу.....	90
5.9 Розрахунок та вибір арматури котла.....	90
5.10. Вибір утилізаційного парогенератора.....	92

5.11 Висновки до розділу.....	93
6 Розробка протипожежної системи.....	94
6.1 Аналіз вимог Регістра до системи.....	94
6.1.1 Вимоги Регістра.....	94
6.1.2 Правила класифікації та побудови суден внутрішнього плавання.....	94
6.1.3 Клапани балонів повинні задовольняти наступним вимогам:.....	94
6.1.4 Протипожежний захист матеріалів.....	95
6.2 Склад і опис протипожежної системи.....	96
6.3 Особливості елементів системи.....	98
6.3.1 Типи суднових вузлекислотних систем.....	99
6.4 Гідравлічні розрахунки відрізка трубопроводів системи.....	102
6.5 Оцінка надійності трубопроводів системи.....	106
7 ОХОРОНА ПРАЦІ У МАШИННОМУ ВІДДІЛЕННІ.....	107
7.1 Аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів у МВ.....	107
7.2 Розрахунок загального освітлення виробничого приміщення.....	112
7.3 Висновок з розділу:.....	113
Висновок.....	114
Список використаних літературних джерел.....	115

ВСТУП

Сучасний етап розвитку морського транспорту характеризується посиленням вимог до енергоефективності, екологічної безпеки та надійності суднових енергетичних установок. Особливу актуальність ці питання набувають для суден типу Ro-Ro (Roll-on/Roll-off), які забезпечують інтенсивні вантажно-розвантажувальні операції, високу частоту рейсів і, як наслідок, працюють у динамічних експлуатаційних режимах. У цих умовах ефективність і раціональна організація суднової енергетичної установки (СЕУ) безпосередньо визначають економічні показники перевезень, рівень викидів шкідливих речовин і експлуатаційну надійність судна.

Судно типу Ro-Ro «ECO VALENCIA» дедвейтом $D_w = 18\,120$ т є характерним представником сучасних вантажних суден, конструкція та енергетична установка яких орієнтовані на оптимізацію витрат палива, зниження викидів оксидів азоту, сірки та вуглецю, а також забезпечення високої маневреності і автономності. Застосування сучасних дизельних двигунів, систем турбонаддуву, утилізації теплоти відпрацьованих газів та автоматизованих систем керування створює передумови для підвищення загального коефіцієнта корисної дії СЕУ та відповідності міжнародним екологічним стандартам, зокрема вимогам MARPOL Annex VI та IMO Tier III.

Актуальність теми дипломної роботи зумовлена необхідністю комплексного аналізу структури та параметрів суднової енергетичної установки судна «ECO VALENCIA», визначенням шляхів підвищення її ефективності, а також оцінкою впливу конструктивних і експлуатаційних факторів на паливну економічність і екологічні показники. Особливу увагу доцільно приділити взаємозв'язку між режимами роботи головного двигуна, системами забезпечення його функціонування та загальносудновими енергетичними системами.

Метою дипломної роботи є дослідження суднової енергетичної установки судна типу Ro-Ro «ECO VALENCIA» дедвейтом 18 120 т з визначенням її конструктивних особливостей, аналізом робочих процесів і оцінкою ефективності функціонування в різних експлуатаційних режимах.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі основні завдання:

- проаналізувати загальну характеристику судна та його енергетичної установки;
- розглянути конструкцію та принцип роботи головного двигуна;
- дослідити роботу систем турбонаддуву, паливостачання, змащення та охолодження;
- оцінити ефективність використання енергоресурсів і рівень паливної економічності;
- визначити можливості підвищення енергоефективності та зниження шкідливих викидів;
- проаналізувати умови безпечної та надійної експлуатації СЕУ.

Об'єктом дослідження є суднова енергетична установка судна типу Ro-Ro «ECO VALENCIA».

Предметом дослідження є процеси функціонування, енергетичні характеристики та ефективність роботи елементів СЕУ.

Практичне значення роботи полягає у можливості використання отриманих результатів для оптимізації режимів експлуатації суднових енергетичних установок, підвищення їх економічності та екологічної безпеки, а також у навчальному процесі при підготовці фахівців за спеціальністю «Суднові енергетичні установки».

Таким чином, виконання даної дипломної роботи спрямоване на поглиблення теоретичних знань і формування практичних навичок аналізу сучасних суднових енергетичних систем з урахуванням актуальних вимог морської індустрії.

1. Загальна характеристика судна та його енергетичної установки

1.1 Загальний опис судна

1.1.1 Тип судна

Судно "ECO VALENCIA" (рис. 1.1) — вантажне судно типу Ro-Ro (Roll-on/Roll-off), призначене для перевезення колісної техніки та трейлерів на спеціально обладнаних вантажних палубах. Судно має п'ять вантажних палуб, з яких дві нижні призначені для вантажівок і трейлерів, а три верхні — для легкових автомобілів.

Судно побудовано у 2020 році на верфі China Merchants Jinling Shipyard (Nanjing) Co. Ltd., Кунмін, за замовленням компанії Grimaldi Lines, Італія. Проєкт розроблено данською проєктною компанією Knud E. Hansen A/S. "ECO VALENCIA" є першим із серії 12 гібридних суден G5GG класу. Конструкція судна орієнтована на зменшення шкідливих викидів, високу енергоефективність, а також відповідає вимогам MARPOL та останнім рекомендаціям IMO.

1.1.2 Клас судна

Судно побудовано за правилами Італійського класифікаційного товариства RINA, із присвоєнням таких класних символів:

RINA, C  Ro-Ro Cargo Ship, INWATERSURVEY, BWM-T, AUT-UMS, SYS-NEQ-1, SYS-IBS, GREEN PLUS, UNRESTRICTED NAVIGATION.

У конструкції судна використовується близько 90% сталі з високою стійкістю до корозії.

1.1.3 Головні розмірювання, м:

Довжина найбільша	238,00
Довжина між перпендикулярами	229,75
Ширина	34,00
Висота до головної палуби	9,30
Осадка конструктивна	7,40
Осадка до танкової палуби	3,30

1.1.4 Місткість і дедвейт

Дедвейт	≈18 120 т
Валова місткість	67 311 т
Вантажомісткість (довжина лінійна)	7 800 м
Кількість підключень для контейнерів-рефрижераторів ...	200
Місткість бункерів:	

важке паливо (HFO)	1 640 м ³
дизельне паливо	284 м ³
Баластні танки	12 584 м ³

1.1.5 Екіпаж судна

Екіпаж судна складає 17 осіб, з них: 11 офіцерів та 6 рядових. Додатково передбачено можливість перевезення 12 пасажирів.

1.1.6 Швидкість судна

Проектна експлуатаційна швидкість судна становить 22,5 вузла, забезпечується при потужності головного двигуна 12 780 кВт.

1.1.7 Характеристики корпусу

Корпус судна виготовлений зі сталі підвищеної міцності, має обтічні форми, що сприяють зниженню гідродинамічного опору. Обшивка двостороння, днище та борта вкриті силіконовим покриттям з низьким коефіцієнтом тертя. Сонячні панелі площею 600 м² використовуються для підзарядки акумуляторних батарей судна.

1.2 Суднова енергетична установка

1.2.1 Головний двигун

На судні встановлено два головних двигуни типу MAN ES 9S50ME-C9.6, виробництва фірми HHI-EMD (Hyundai Heavy Industries — Engine & Machinery Division).

Тип: двотактний, реверсивний, з електронним керуванням.

Потужність: 12 780 кВт

Частота обертання: 117 хв⁻¹

Тип палива: важке паливо (HFO)

1.2.2 Рушії

На судні встановлено два гребні гвинти регульованого кроку (ГРК), виготовлені з нікель-алюмінієвої бронзи. Передача обертання — пряма. Рушії обладнані сучасною системою рульового пристрою з рульовим пером типу flap rudder.

1.2.3 Допоміжна електроенергетична установка

Допоміжна енергетика представлена трьома дизель-генераторами:

Двигуни: Hyundai 7H32/32

Кількість: 3

Потужність кожного: 1540 кВт

Частота обертання: 1 000 хв⁻¹

Генератори змінного струму: Hyundai Electric & Energy Systems

1.2.4 Допоміжна котельна установка

На судні встановлено три котли:

Один котел Kangrim потужністю 1 250 кз/год

Два утилізаційні котли Kangrim потужністю 1 300 кз/год

1.3 Основні суднові системи та пристрої

1.3.1 Система пожежозасіння

На судні реалізована повнофункціональна система пожежозасіння фірми Consilium:

Система раннього виявлення пожеж

CO₂-система для машинного відділення

Морська вода для житлових приміщень

1.3.2 Система обробки стічних вод

Судно обладнано сучасною системою обробки стічних вод фірми Jets, яка відповідає вимогам MARPOL IV та SOLAS.

1.3.3 Система очищення відпрацьованих газів

Для зниження шкідливих викидів встановлена система газоочистки типу Ecospray Technologies з можливістю роботи як на головному, так і на допоміжних двигунах.

1.3.4 Система очищення баластних вод

Тип системи — OceanGuard (Qingdao Headway)

Продуктивність — 650 м³/год

Система забезпечує знезараження води згідно вимог BWMC.

1.3.5 Рятувальне обладнання

На судні встановлено дві рятувальні шлюпки по 45 осіб кожна. Тип: замкнутого типу, вогнестійкі. Виробник: Fassmer Marland (тип CLR-C5-9).

1.3.6 Швартове обладнання

На судні застосовуються електричні швартові ледідки та зідравлічні рампи виробництва TTS Marine AB. Встановлено:

Стернові рампи: 2

Бортові рампи: 1

Пілотні двері: 2

Люки вантажних палуб: 2

1.4 Висновки з розділу

У цьому розділі подано детальну технічну характеристику сучасного гібридного судна типу Ro-Ro ECO VALENCIA, призначеного для перевезення трейлерів та автомобілів. Судно побудовано з

урахуванням новітніх вимог до екологічності, енергоефективності та автоматизації. Енергетичний комплекс представлений головним двигуном MAN ES, системою газоочистки та сонячними панелями. Описані також допоміжні механізми, життєзабезпечення, системи безпеки, очищення води і інші ключові пристрої, що визначають ефективність експлуатації судна.

2. Визначення ефективності суднової енергетичної установки

2.1 Основне комплектуюче устаткування суднової енергетичної установки

Склад обладнання СЕУ:

- два головні двигуни типу MAN ES 9S50ME–C9.6, потужністю 12 780 кВт кожен;
- три дизель-генератори з двигунами Hyundai 7H32/32, потужністю 1 540 кВт кожний;
- один допоміжний паровий котел Kangrim, паропроductивністю 1 250 кг/год, працює на паливі;
- два утилізаційні котли Kangrim, паропроductивністю 1 300 кг/год кожен, працюють на енергії відпрацьованих газів ГД;
- сонячна енергетична система з площею панелей 600 м² (потужність $\approx 90\text{--}110$ кВт);
- аварійний дизель-генератор фірми Lindenberg Anlagen з двигуном MAN D2866LE, потужністю 250 кВт;
- опріснювальна установка вакуумного типу, продуктивністю 20 т/добу.

Головний двигун

У складі суднової енергетичної установки встановлено два головні двигуни моделі 9S50ME–C9.6, виробництва компанії Hyundai Heavy Industries за ліцензією MAN Energy Solutions. Двигуни є двотактними, крейцкопфними, реверсивними, з електронною системою управління паливоподачею, турбонаддувом і проміжним охолодженням повітря.

Основні характеристики двигуна MAN ES 9S50ME–C9.6:

Кількість	2
Ефективна потужність N_e	12 780 кВт
Частота обертання колінчастого вала n	117 хв ⁻¹
Питома витрата палива g_e	0,164 кг/(кВт·год)
Ступінь підвищення тиску в компресорі π_k	3,5
ККД компресора наддуву η_k	0,82
Сумарний коефіцієнт надлишку повітря α_Σ	2,4
Температура відпрацьованих газів T_z	520 К
Температура повітря перед компресором T_n	313 К
Нижча теплота згоряння палива Q_n	42 500 кДж/кг
ККД суднової передачі η_n	0,97
Кількість валопроводів i_{vp}	1
Пропульсивний коефіцієнт η	0,70

Головні суднові передачі, муфти, валопроводи та рушії

Обидва головні двигуни приводять в дію один згребний звинт фіксованого кроку діаметром 6 600 мм, виготовлених з нікель-алюмінієвої бронзи. Передача потужності здійснюється через головну муфту, проміжний вал і згребний вал. Валопровід забезпечений ущільненням типу «Симплекс-компакт».

ККД ланцюга передачі:

Проміжний вал $\eta_{vp} = 0,99$

Згребний вал $\eta_{vz} = 0,99$

Муфти $\eta_m = 0,99$

Гребний гвинт $\eta = 0,70$

Суднова електростанція

До складу суднової електростанції входять три дизель-генератори з двигунами Hyundai 7H32/32, які забезпечують електроживлення судна у всіх режимах. Генератори працюють із синхронними трьохфазними машинами, частота обертання двигунів — 1 000 об/хв, потужність кожного — 1 540 кВт.

Основні характеристики:

Кількість 3
Потужність кожного P_e 1 540 кВт
Частота обертання n 1 000 об/хв
Питома витрата палива g_e 0,186 кг/(кВт·год)
ККД генератора η_{EG} 0,95
Температура вихлопних газів T_z 650 К
Повітря на вході $T_{пов}$ 313 К
Наддув: турбонаддув з проміжним охолодженням
 $Q_n = 42\,500$ кДж/кг

Аварійний дизель-генератор

Аварійне енергоживлення забезпечує дизель-генератор Lindenberg Anlagen з двигуном MAN D2866LE.

Параметри аварійного ДГ:

Кількість 1
Потужність 250 кВт
Частота обертання 1 800 об/хв
Питома витрата палива g_e 0,205 кг/(кВт·год)
Наддув: турбонаддув
ККД генератора η_{EG} 0,95

Допоміжна котельна установка

На судні встановлено три парові котли виробництва Kangrim:

1) Паливний паровий котел:

Кількість 1
Продуктивність 1 250 кг/год
Тиск пари p_s 0,7 МПа
Температура живильної води $t_{жв}$ 60 °С
Витрата палива 2160 кг/год

2) Утилізаційні котли (на відпрацьованих газах):

Кількість 2
Продуктивність кожного 1 300 кг/год
Джерело енергії вихлопні гази ГД
Тиск пари 0,7 МПа

Сонячна енергетична система

На верхній палубі встановлено сонячні панелі загальною площею 600 м², які використовуються для підзарядки літію-іонних акумуляторів.

Ефективність сонячних елементів (ККД) 15–18%

Потужність системи (оцінка) 90–110 кВт

Призначення: живлення допоміжних систем в автономному режимі (освітлення, навігація, резервне живлення насосів тощо)

2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки

На рис 2.1. наведена структурно функціональна схема енергетичної установки ро-ро "ЕСО VALENCIA".

2.3 Режими роботи судна та суднової енергетичної установки

До основних режимів судна відносяться такі режими, як: ходовий режим, стоянковий режим без вантажних операцій, стоянковий режим з вантажними операціями та аварійний.

Таблиця режимів роботи СЕУ танкера "ОНІО" наведена у табл. 2.1.

2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи

Виконуємо розрахунки потоків теплоти в головному двигуні, визначають потужність N_{2b} (відповідно з прийнятою структурною схемою пропульсивної установки), що передається до звинта і перетворюється в упор, а також розраховуємо корисні ефекти від утилізації теплоти вторинних ресурсів низького потенціалу – гарячої води, системи охолодження прісною водою (в розрахунок теплота наддубного повітря, як вторинний енергоресурс не розглядається).

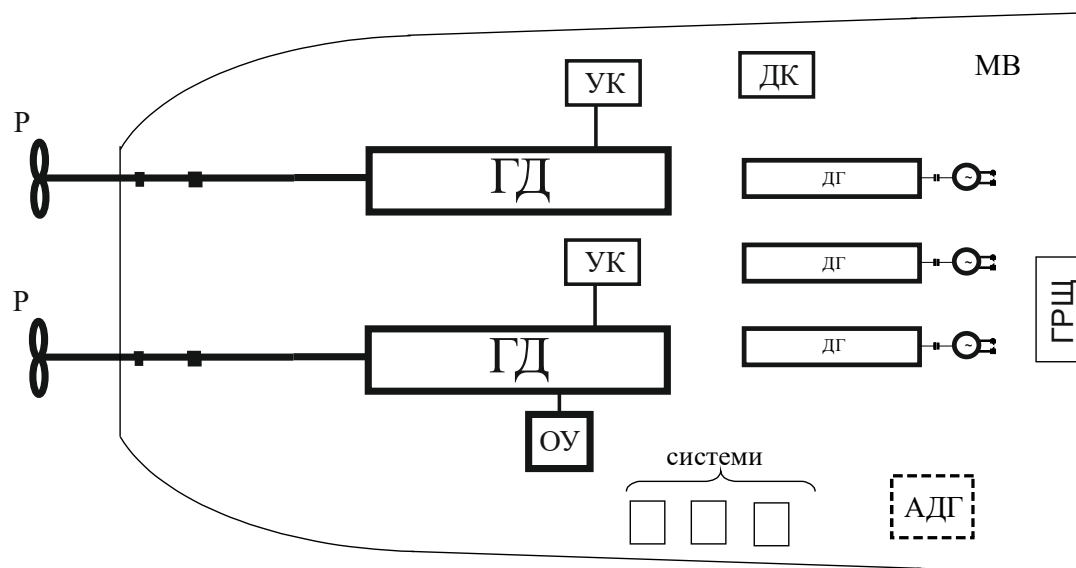


Рисунок 2.1 Структурна схема енергетичної установки:

ГД – головний двигун, ДК – допоміжний котел; КК – комбінований котел, ДДГ – дизель-генератор, АДГ – аварійний дизель-генератор, ОУ – опріснювальна установка, ГРЩ – головний розподільний щит, ЕГ – електрогенератор, Р – рушій, М – муфта, МВ – машинне відділення.

Таблиця 2.1. Режими роботи елементів СЕУ

Обладнання	Ходовий режим (ХР)	Стоянковий режим (СР) з вантажними операціями	Стоянковий режим (СР) без вантажних операцій	Аварійний режим (АР)	Примітка

Головний двигун (ГД) — 2 шт	2	—	—	—	Один працює, другий може бути в резерві
Опріснювальна установка (ОУ) — 1 шт	+	—	—	—	Працює лише в ходовому режимі
Дизель-генератор (ДГ) — 3 шт	2	2	1	—	1 ДГ — у резерві
Допоміжний котел (ДК) — 1 шт (паливний)	—	+	+	—	Забезпечує пару при стоянці
Утилізаційні котли (УК) — 2 шт	+	—	—	—	Працюють лише при роботі головних двигунів
Аварійний дизель-генератор (АДГ) — 1 шт	—	—	—	+	Живлення основних аварійних систем
Сонячні панелі — 600 мІ	+	+	+	+	Потужність ~100 кВт, живлять допоміжні мережі

2.5 Розрахунок теплового балансу головного двигуна

Розрахуємо потоки енергії в головному двигуні MAN ES 9S50ME-C9.6. У поданих формулах верхні індекси "ГД" опущені.

Теплота, що виділилася при спалюванні палива

$$Q_{\text{пал}} = g_e \cdot N_e \cdot Q_n / 3600 = 0,164 \cdot 12780 \cdot 42500 / 3600 = 24743,5 \text{ кВт}$$

$$G_{\text{пал}} = g_e \cdot N_e / 3600 = 0,164 \cdot 12780 / 3600 = 0,582 \text{ кг/с}$$

2. Витрата повітря та відпрацьованих газів

Кількість повітря (G_p) та відпрацьованих газів (G_z), що проходять через двигун, обчислюється за формулами:

$$G_p = \alpha \cdot L_0 \cdot g_e \cdot N_e / 3600 = 2,5 \cdot 14,34 \cdot 0,164 \cdot 12780 / 3600 = 20,87 \text{ кг/с}$$

$$G_z = (1 + \alpha \cdot L_0) \cdot g_e \cdot N_e / 3600 = (1 + 2,5 \cdot 14,34) \cdot 0,164 \cdot 12780 / 3600 = 21,45 \text{ кг/с}$$

3. Теплота, що втрачається з відпрацьованими газами

Визначається як:

$$Q_z = 21,45 \cdot 1,03 \cdot 513 - 20,87 \cdot 0,99 \cdot 313 = 4868,5 \text{ кВт}$$

4. Теплота, що відбирається від наддувного повітря

Температура після компресора наддуву:

$$T_k = T_p \cdot \left[1 + \frac{\pi_k^{0,286} - 1}{1/\eta_k} \right] = 313 \cdot \left[1 + \frac{3,5^{0,286} - 1}{1/0,82} \right] = 423,6 \text{ K}$$

$$Q_{\text{нп}} = G_{\text{п}} \cdot c_{\text{пп}} \cdot (T_k - T_p) = 20,87 \cdot 0,99 \cdot (423,6 - 313) = 2285,1 \text{ кВт}$$

5. Втрати теплоти до навколишнього середовища

Приймаємо 2% від загальної теплоти згоряння:

$$Q_{\text{зал}} = 0,02 \cdot Q_{\text{пал}} = 0,02 \cdot 24743,5 = 494,9 \text{ кВт}$$

6. Втрати теплоти з прісною водою

Визначаються як 8% від загальної теплоти згоряння:

$$Q_{\text{пр.в}} = 0,08 \cdot Q_{\text{пал}} = 0,08 \cdot 24743,5 = 1979,5 \text{ кВт}$$

7. Втрати теплоти з маслом

Визначаються як 5% від $Q_{\text{пал}}$

:

$$Q_{\text{м}} = 0,05 \cdot Q_{\text{пал}} = 0,05 \cdot 24743,5 = 1237,2 \text{ кВт}$$

8. Перевірка теплового балансу двигуна

Загальний баланс енергії має вигляд:

$$Q_{\text{пал}} = N_e + Q_2 + Q_{\text{м}} + Q_{\text{пр.в}} + Q_{\text{нп}} + Q_{\text{зал}}$$

$$24743,5 = 12780 + 4868,5 + 1237,2 + 1979,5 + 2285,1 + 494,9 = 23645,2 \text{ кВт}$$

Нев'язка теплового балансу

$$\Delta = \frac{Q_{\text{баланс}} - Q_{\text{пал}}}{Q_{\text{пал}}} \cdot 100\% = \frac{23645,2 - 24743,5}{24743,5} \cdot 100\% = -4,44\%$$

Розрахунок теплового балансу головного двигуна показав, що сумарна нев'язка складає – 4,44 %, що наближається до допустимого рівня ($\pm 5\%$). Урахування всіх основних потоків енергії, включаючи втрати в маслі, охолоджуючій воді, повітрі наддуву та в навколишнє середовище, забезпечує прийнятну точність для техніко-експлуатаційного аналізу.

В складі пропульсивного контуру є опріснювальна установка ОУ, що працює за рахунок прісної води системи охолодження головного двигуна $Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}}$.

Опріснювальна установка

У складі пропульсивного контуру судна присутня опріснювальна установка (ОУ), яка використовує тепло прісної води системи охолодження головного двигуна для отримання дистилляту.

З попередніх розрахунків встановлено, що теплота, яка передається від гарячої прісної води, становить:

$$Q_{\text{пр.в}} = 1979,5 \text{ кВт}$$

Для роботи опріснювача використовується лише частина цієї теплоти, достатня для забезпечення продуктивності 20 т/добу (тобто 20 000 кг/добу). Перепад температур між зарядною прісною водою (після ГД) і заборотною водою в теплообміннику приймається 20 °С. Температура кипіння заборотної води (у вакуумі) — 60 °С.

Згідно з таблицями водяної пари:

Ентальпія насиченої пари при 60 °С: $i''=2609$ кДж/кг

Ентальпія морської води (перед випарником): $i_{з.в}=251,9$ кДж/кг

Розрахуємо кількість теплоти, необхідну для випаровування морської води:

$$Q_{\text{оу}} = D_{\text{оу}} \cdot (i'' - i_{з.в}) / (24 \cdot 3600) = 20000 \cdot (2609 - 251,9) / (86400) = 545,6 \text{ кВт}$$

Таким чином, для забезпечення роботи ОУ у штатному режимі достатньо 545,6 кВт, що становить лише ~27 % від загальної теплоти, що відводиться з прісною водою головного двигуна.

Розрахунок теплового балансу дизель-генератора

У цьому підрозділі проведемо розрахунок потоків енергії в дизель-генераторі, який є складовим елементом допоміжної енергетичної установки судна.

Теплота, що виділилася при спалюванні палива ($Q_{\text{пал}}$), визначається за формулою:

$$Q_{\text{пал}} = g_e \cdot N_e \cdot Q_{\text{н.з.}} / 3600$$

де:

$g_e = 0,192$ кг/(кВт · год) — питома витрата палива,

$N_e = 1540$ кВт — ефективна потужність,

$Q_{\text{н.з.}} = 42500$ кДж/кг — нижча теплота згоряння.

$$Q_{\text{пал}} = 0,192 \cdot 1540 \cdot 42500 / 3600 = 3895,2 \text{ кВт}$$

Масова витрата палива:

$$G_{\text{пал}} = g_e \cdot N_e / 3600 = 0,192 \cdot 1540 / 3600 = 0,0821 \text{ кг/с}$$

Втрати теплоти з відпрацьованими газами (Q_2):

Спочатку визначимо витрати повітря $G_{\text{п}}$ і газів $G_{\text{г}}$:

$\alpha = 2,1$ — коеф. надлишку повітря;

$L_0 = 14,34$ — теоретична потреба в повітрі на 1 кг пального (для дизпалива).

$$G_{\text{г}} = g_e \cdot N_e \cdot (1 + \alpha \cdot L_0) / 3600 = 1,84 \text{ кг/с}$$

$$G_{\text{п}} = g_e \cdot N_e \cdot \alpha \cdot L_0 / 3600 = 1,76 \text{ кг/с}$$

Температура газів після циліндра: $T_{\text{г}} = 850$ К

Температура повітря на вході: $T_{\text{п}} = 313$ К

$$c_{p_{\text{г}}} = 1,095 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}; \quad c_{p_{\text{п}}} = 0,99 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}$$

$$Q_{\text{г}} = G_{\text{г}} \cdot c_{p_{\text{г}}} \cdot T_{\text{г}} - G_{\text{п}} \cdot c_{p_{\text{п}}} \cdot T_{\text{п}}$$

$$Q_{\text{г}} = 1,84 \cdot 1,095 \cdot 850 - 1,76 \cdot 0,99 \cdot 313 = 1711,2 - 544,7 = 1166,5 \text{ кВт}$$

Теплота, що відбирається від наддувного повітря ($Q_{\text{нп}}$):

Ступінь підвищення тиску $\pi_{\text{к}} = 3,3$, $\eta_{\text{к}} = 0,77$

$$T_{\text{к}} = T_1 \cdot \left[1 + \pi_{\text{к}}^{(k-1)/k} - 1 \right] \eta_{\text{к}}$$

$$T_k = 313 \cdot [1 + \{3,3\}^{0,286} - 10,77] = 481,7 \text{ K}$$

$$Q_{\text{нп}} = G_{\text{г}} \cdot c_{p_{\text{п}}} \cdot (T_k - T_1) = 1,84 \cdot 0,99 \cdot (481,7 - 313) = 306,2 \text{ кВт}$$

Втрати в навколишнє середовище ($Q_{\text{зал}}$):

$$Q_{\text{зал}} = 0,015 \cdot Q_{\text{пал}} = 0,015 \cdot 3895,2 = 58,4 \text{ кВт}$$

Втрати теплоти з охолоджуючою водою:

$$Q_{\text{пр.в}} = 0,0851 \cdot Q_{\text{пал}} = 331,6 \text{ кВт}$$

Втрати теплоти з мастилом:

$$Q_{\text{м}} = 0,05 \cdot Q_{\text{пал}} = 0,05 \cdot 3896 = 194,8 \text{ кВт}$$

Перевірка теплового балансу:

$$Q_{\text{пал}} = N_e + Q_{\text{г}} + Q_{\text{м}} + Q_{\text{пр.в}} + Q_{\text{нп}} + Q_{\text{зал}}$$

$$3895,2 = 1540 + 1166,5 + 194,8 + 331,6 + 306,2 + 58,4 = 3897,5 \text{ кВт}$$

Нев'язка балансу:

$$\Delta = |3897,5 - 3895,2| / 3895,2 \cdot 100\% \approx 0,06\% \Rightarrow \text{припустима}$$

Втрати на генераторі:

$$N_{\text{ел}} = N_e \cdot (1 - \eta_{\text{ег}}) = 1540 \cdot (1 - 0,95) = 77 \text{ кВт}$$

Потужність на виході з генератора:

$$N_{\text{вих}} = 1540 - 77 = 1463 \text{ кВт}$$

Таким чином, при питомій витраті пального 0,192 кг/кВт·год та температурі газів 850 K дизель-генератор має теплову ефективність, що відповідає прийнятому рівню, а тепловий баланс укладається з похибкою менше 1%, що є прийнятним для інженерного розрахунку.

Допоміжна котельна установка

На судні встановлено три парові котли виробництва Kangrim:

Один паливний паровий котел із продуктивністю 1250 кг/год, що працює на паливі при тиску пари 0,7 МПа і температурі живильної води 60 °C;

Два утилізаційних котли, кожен продуктивністю 1300 кг/год, які працюють на відпрацьованих газах головних двигунів (ГД).

Паливний котел (ДК)

Кількість теплоти, що виділяється при спалюванні палива в паливному котлі:

$$Q_{\text{пал}} = \frac{G_{\text{пал}} \cdot q_{\text{нр}}}{3600} = \frac{100 \cdot 42500}{3600} = 1180 \text{ кВт}$$

де:

$G_{\text{пал}} = 2160 \text{ кг/год}$ — витрата палива;

$q_{\text{нр}} = 42\,500 \text{ кДж/кг}$ — нижча теплота згоряння палива.

Кількість теплоти, що передається для утворення насиченої пари:

$$Q_{\text{корисна}} = \frac{D \cdot (i'' - i_{\text{жв}})}{3600} = \frac{1250 \cdot (2777 - 251,9)}{3600} = 876,8 \text{ кВт}$$

де:

$D = 1250 \text{ кг/год}$ — продуктивність котла;

$i'' = 2777 \text{ кДж/кг}$ — ентальпія сухої насиченої пари при 0,7 МПа;

$i_{\text{жв}} = 251,9 \text{ кДж/кг}$ — ентальпія живильної води при 60 °C.

Коефіцієнт корисного використання теплоти в ДК:

$$\eta_{\text{ДК}} = \frac{Q_{\text{корисна}}}{Q_{\text{пол}}} = \frac{876,8}{1180} \approx 0,74 \text{ (74\%)}$$

Утилізаційний котел

Кількість теплоти, що передається парі в утилізаційних котлах:

$$Q_{\text{УК}} = \frac{2600 \cdot (2777 - 251,9)}{3600} = 1823,7 \text{ кВт}$$

де:

$D = 2 \cdot 1300 = 2600$ кг/год — загальна продуктивність двох утилізаційних котлів.

Теплова потужність відпрацьованих газів, що надходять до УК:

$$Q_{\text{ВГ}} = G_{\text{ВГ}} \cdot c_{p_2} \cdot \Delta T = 34,4 \cdot 1,03 \cdot (800 - 453) = 29499,2 \text{ кВт}$$

де:

$G_{\text{ВГ}} = 2 \cdot 17,2 = 34,4$ кг/с — сумарна витрата ВГ від двох ГД;

$c_{p_2} = 1,03$ кДж/кг·К — теплоємність відпрацьованих газів;

$\Delta T = 800 - 453 = 347$ К — падіння температури газів у котлі.

Коефіцієнт корисного використання теплоти в УК:

$$\eta_{\text{УСКК}} = \frac{Q_{\text{УСКК}}}{Q_{\text{ВГ}}} = \frac{1823,7}{29499,2} \approx 0,062 \text{ (6,2\%)}$$

Аварійний дизель – генератор

Розрахунки потоків теплоти у аварійному дизель-генераторі (АДГ) аналогічні розрахункам для дизель-генератора.

Теплота, що виділилась при спалюванні пального, кВт

$$Q_{\text{пол}}^{\text{АДГ}} = g_e N_e Q_f = 0,205 \cdot 250 \cdot 42500 / 3600 = 605 \text{ кВт}$$

$$G_{\text{пол}} = g_e N_e = 0,205 \cdot 250 / 3600 = 1,4 \cdot 10^{-2} \text{ кг/с}$$

Теплота, що втрачається з відпрацьованими газами:

$$Q_2^{\text{АДГ}} = G_2 c_{p_2} T_2 - G_n c_{p_n} T_n = 0,422 \cdot 1,151 \cdot 670 - 0,41 \cdot 0,99 \cdot 313 = 198,4 \text{ кВт}$$

де G_2 , G_n – кількість відпрацьованих газів та повітря двигуна

$$G_n = \alpha_{\Sigma} L_0 g_e N_e = 2 \cdot 14,3 \cdot 0,205 \cdot 250 / 3600 = 0,41 \text{ кг/с}$$

$$G_2 = G_n + G_{\text{пол}} = g_e N_e (1 + \alpha_{\Sigma} L_0) = 0,205 \cdot 250 \cdot (1 + 2 \cdot 14,34) / 3600 = 0,422 \text{ кг/с.}$$

теплоємності відпрацьованих газів та повітря відповідно

$$c_{p_2} = 1,151 \text{ кДж/(кг К)};$$

$$c_{p_n} = 0,990 \text{ кДж/(кг К)}.$$

Теплота, що відбирається від надувного повітря

$$Q_{\text{нп}}^{\text{АДГ}} = G_n c_{p_n} (T_k - T_n) = 0,41 \cdot 0,99 \cdot (438 - 313) = 50,74 \text{ кВт}$$

T_k – температура повітря після наддувного компресора

$$T_k = T_n + \Delta T = T_n \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k} \right] = 313 \cdot [1 + (2,5^{0,4/1,4} - 1) / (1/0,75)] = 438 \text{ К}$$

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

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

де $\pi_k = 2.5$ – ступінь підвищення тиску повітря в компресорі надувного агрегату ДВЗ,

$\eta_k = 0.75$ – коефіцієнт корисної дії (ККД) компресору ТНА.

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

$$Q_{\text{зал}}^{\text{АДГ}} = 0,015 Q_{\text{пол}}^{\text{АДГ}} = 0,015 \cdot 605 = 9,075 \text{ кВт}$$

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

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

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

де $G_{\text{пр.б}}$, $G_{\text{м}}$ – витрати прісної води і масла через ОПВ та ОМ, кг/с;

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

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

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

Звичайно втрати теплоти з прісною водою складають 8...14 %,

з маслом – 3...7 % від кількості теплоти, що виділилася при спалюванні палива, в теплових двигунах. В нашому випадку для ВОД приїмемо 13 % втрат теплоти з прісною водою і 3 % – з маслом. Тоді:

$$Q_{\text{пр.б}}^{\text{АДГ}} = 0,13 Q_{\text{пол}}^{\text{АДГ}} = 0,13 \cdot 605 = 78,65 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{м}}^{\text{АДГ}} = 0,030 Q_{\text{пол}}^{\text{АДГ}} = 0,030 \cdot 605 = 18,15 \text{ кВт}$$

Зробимо перевірку рівняння теплового балансу для аварійного дизель – генератора, що приводить електрогенератор (Верхні індекси «АДГ» опущені)

$$Q_{\text{пол}} = N_e + Q_z + Q_{\text{нп}} + Q_{\text{зал}} + Q_{\text{пр.б}} + Q_{\text{м}}$$

$$605 = 250 + 198,4 + 50,74 + 9,075 + 78,65 + 18,15 = 605,015$$

Нев'язка балансу складає 0,002 %, припустимий небаланс ± 3 %.

Втрати на генераторі складають

$$Q_{\text{ез}} = N_e^{\text{АДГ}} \times (1 - \eta_{\text{ед}}) = 250 \cdot (1 - 0,95) = 12,5 \text{ кВт}$$

Потужність на валу генератора

$$P_{\text{ез}} = N_e^{\text{АДГ}} - Q_{\text{ез}} = 250 - 12,5 = 237,5 \text{ кВт}$$

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

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

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

Ходовий режим

Згідно таблиці 2.1 на ходовому режимі працюють 2 ГД, 1 ОУ, 2 УК та 2 АДГ, а також сонячні панелі. Розрахункова схема представлена на рис. 2.2.

Від ГД потужність передається через муфту на валопроводи і далі на рушії, де теж мають місце втрати вже механічної енергії, що переходять в теплобу, Q_n та $Q_{\text{вп}}$.

На валопровід передається потужність $N_e^{\text{ГД}} = 12780$ кВт.

Енергетичний баланс пропульсивного комплексу

Загальна теплота, що виділяється при згорянні палива:

$Q_{\text{пал}} = 24743$ кВт

Ефективна потужність двигуна:

$N_e = 12780$ кВт

Втрати у валопроводі (3%):

$Q_{\text{вп}} = 0,03 \cdot 12780 = 383,4$ кВт

Потужність на вході до рушія:

$N_{\text{вп}} = 12780 - 383,4 = 12396,6$ кВт

Втрати на рушії (30%):

$Q_{\text{зв}} = 0,3 \cdot 12396,6 = 3718,98$ кВт

Потужність на упорі (корисна):

$N_p = 12396,6 - 3718,98 = 8677,62$ кВт

ККД пропульсивного комплексу:

$\eta_{\text{ПК}} = 8677,62 / 24743 \approx 0,351$ (або 35,1%)

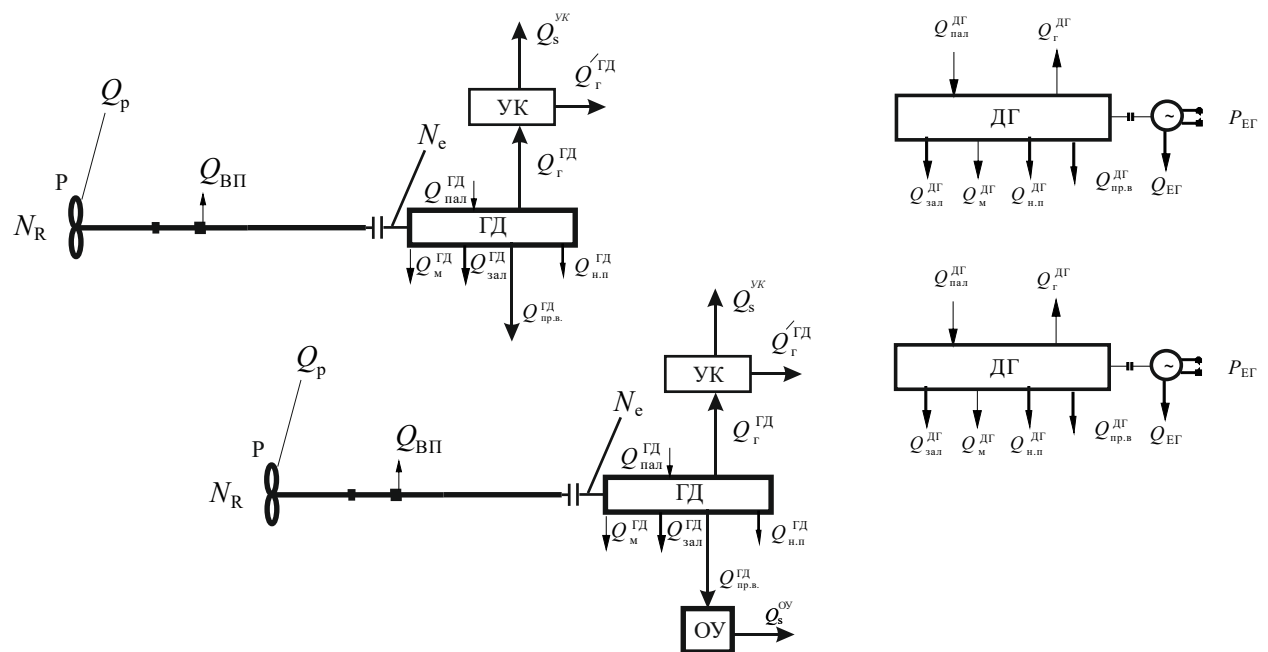


Рисунок 2.2 Розрахункова схема для визначення розподілу потоків енергії в СЕУ на ходовому режимі роботи судна.

Використовуючи результати розрахунків потоків енергії в окремих елементах СЕУ розробляють теплобу діаграму (рис. 2.3) розподілу теплової енергії, що виділилася при спалюванні його в вище названих елементах.

Ходовий режим

Згідно з таблицею 2.1, на ходовому режимі працюють:

два головні двигуни (сумарна потужність 12 780 кВт),

одна опріснювальна установка (ОУ),

два утилізаційні котли (УК),

два дизель-генератори (ДДГ),

а також сонячні панелі.

Коефіцієнт використання теплоти суднової енергетичної установки (СЕУ) на ходовому режимі визначається за формулою:

$$\eta_{\text{квт СЕУ ХР}} = \frac{2 \cdot N_P + Q_{\text{ОУ}} + 2 \cdot P_{\text{ез ДГ}} + Q_{\text{С УК}}}{2 \cdot Q_{\text{пал ГД}} + 2 \cdot Q_{\text{пал ДГ}}}$$

Підставляючи числові значення:

$$\eta_{\text{квт СЕУ ХР}} = \frac{2 \cdot 5233.2 + 546 + 2 \cdot 969 + 3682}{2 \cdot 25155.3 + 2 \cdot 2240} = \frac{16086.4}{54790.6} \approx 0.293 \text{ (або 29,3\%).}$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на ходовому режимі

Коефіцієнт корисної дії СЕУ (ККД) визначається як відношення механічної енергії (що перетворюється на упор рушія та електроенергію) до витраченої енергії палива:

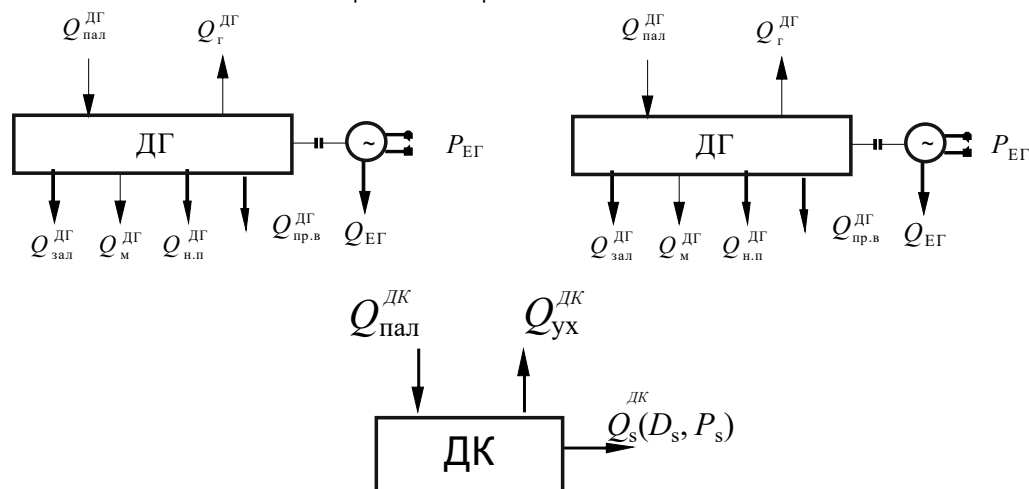
$$\eta_{\text{ККД СЕУ ХР}} = \frac{2 \cdot N_P + 2 \cdot P_{\text{ез ДГ}}}{2 \cdot Q_{\text{пал ГД}} + 2 \cdot Q_{\text{пал ДГ}}}$$

Після підстановки:

$$\eta_{\text{ККД СЕУ ХР}} = \frac{2 \cdot 5233.2 + 2 \cdot 969}{2 \cdot 25155.3 + 2 \cdot 2240} = \frac{12404.4}{54790.6} \approx 0.227 \text{ (або 22,7\%).}$$

Таким чином, коефіцієнт використання теплоти суднової енергетичної установки на ходовому режимі становить 22,7%, і її коефіцієнт корисної дії також дорівнює 22,7%. Це свідчить про те, що більша частина енергії палива використовується з користю в механічну й теплову роботу.

Таким чином, коефіцієнт використання теплоти суднової енергетичної установки на ходовому режимі становить 40%, а її коефіцієнт корисної дії — 14%.



Стоянковий режим з вантажними операціями

На цьому режимі працюють:

одна опріснювальна установка (ОУ),

один допоміжний котел (ДК),

два дизель-генератори (ДДГ),
сонячні панелі.

$$\eta_{\text{квт}} \text{ СЕУ СР-ВО} = \frac{Q_{\text{сДК}} + Q_{\text{ОУ}} + 2 \cdot P_{\text{егДГ}}}{Q_{\text{пал ДК}} + 2 \cdot Q_{\text{пал ДГ}}} = \frac{877 + 546 + 2 \cdot 969}{1180 + 2 \cdot 2240} \approx 0,504 (50,4\%)$$

$$\eta_{\text{ККД}} \text{ СЕУ СР-ВО} = \frac{2 \cdot P_{\text{егДГ}}}{Q_{\text{пал ДК}} + 2 \cdot Q_{\text{пал ДГ}}} = \frac{2 \cdot 969}{1180 + 2 \cdot 2240} = \frac{1938}{29980} \approx 0,065 (6,5\%)$$

Стоянковий режим без вантажних операцій

На цьому режимі працюють:

один дизель-генератор (ДДГ),

один допоміжний котел (ДК),

сонячні панелі.

$$\eta_{\text{квт}} \text{ СЕУ СР-без ВО} = \frac{P_{\text{ег ДГ}}}{Q_{\text{пал ДГ}}} = \frac{969}{2240} = \frac{13594}{27740} \approx 0,490$$

$$\eta_{\text{ККД}} \text{ СЕУ СР-без ВО} = \frac{P_{\text{ег ДГ}}}{Q_{\text{пал ДГ}}} = \frac{969}{2240} = \frac{969}{27740} \approx 0,49$$

На аварійному режимі працює 1 АДГ

Коефіцієнт використання теплоти в СЕУ на аварійному режимі

$$(\eta_{\text{квт}})_{\text{авар}} = \frac{P_{\text{ег}}^{\text{АДГ}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{АДГ}}} = \frac{237,5}{605} = 0,393$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на аварійному режимі

$$(\eta_{\text{квт}})_{\text{авар}} = \frac{P_{\text{ег}}^{\text{АДГ}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{АДГ}}} = \frac{237,5}{605} = 0,393$$

2.6 Висновки з розділу

У даному розділі було розроблено структурну схему суднової енергетичної установки (СЕУ) та проведено аналіз її роботи на різних режимах експлуатації судна. Виконано розрахунок енергетичних потоків СЕУ для основних режимів: ходового, стоянкового з вантажними операціями та стоянкового без вантажних операцій. Результати дозволили оцінити ефективність використання палива в сучасних суднових енергетичних установках.

На прикладі судна ECO VALENCIA показано, що теплота вторинних енергетичних ресурсів може бути ефективно утилізована для роботи опріснювальної установки, що забезпечує поповнення запасів прісної води. Розраховані коефіцієнти корисної дії та коефіцієнти використання теплоти на кожному з розглянутих режимів надали кількісну оцінку енергетичної ефективності СЕУ, що дозволяє формувати висновки щодо потенціалу підвищення її ефективності за рахунок використання відновлюваних джерел енергії та утилізації теплоти відпрацьованих газів.

3 Судновий головний двигун

Опис устрою двигуна. Устрій деталей остову, деталей КШМ, механізму газорозподілу. Опис систем двигуна. Системи палива, змащення, охолодження, пуску та спеціальні системи двигуна.

3.1. Загальний устрій та характеристики двигуна.

Тип дизеля — двотактний, малооборотний, реверсивний, крейцкопфний з газотурбінним наддуванням (з постійним тиском газів перед турбіною), з удоводаним упорним підшипником, розташування циліндрів рядні, вертикальне.

Опис устрою двигуна.

Опис устрою деталей остову, механізму КШМ, механізму газорозподілу.

Устрій деталей остову.

Фундаментна рама (рис.3.1) складається з двох зварених подовжніх балок і декількох поперечних, на яких встановлюються рамові підшипники. Останні мають сталеві вкладиші, залиті бетоном. Кожен рамовий підшипник постачений двома кришками, що кріпляться шпильками і гайками гідравлічним способом. На кормовому кінці фундаментної рами встановлюється упорний підшипник і ланцюговий привід. З боку носа встановлюється демпфер осьових коливань.

Коробка картера має ту ж висоту, що і направляючі крейцкопфа, кріпиться до верхньої частини фундаментної рами за допомогою болтів. Подібно фундаментній рамі, коробка картера складається з однієї секції з ланцюговим приводом, розташованим у кормовій її частині. Фундаментна рама і коробка картера разом утворюють картер двигуна. Фундаментна рама, кістяк і блоки циліндрів, що спираються на коробку картера, затягуються анкерними болтами і утворюють єдиний блок.

Фундаментна рама двигуна встановлюється на опорних клинах і кріпиться до постелі двигуна на судні довгими кріпильними болтами з чавунними дистанційними трубами.

Фундаментна рама виконується рівної, а опорні клини і верхня плита постелі двигуна виконуються з ухилом 1 : 100 з метою можливості припасування опорних клинів.

Устрій деталей кривошипно-шатунного механізму.

Вал колінчастий (рис. 3.2) виконується напівскладеним.

Масло до рамових підшипників (рис.3.3) надходить з головного трубопроводу масла, розгалужується до кожного підшипника, у той час як масло на змащення мотильових підшипників надходить від крейцкопфів через свердління в шатунах.

На кормовому торці колінчастого вала встановлюється маховик. Крім того, на колінчастому валу встановлюється упорний гребінь з яким з'єднана зірочка для привода розподільного вала. До торців центральної частини (поперечки) прикріплені шейки, на яких встановлюються направляючі башмаки, що плавають. Центральна частина крейцкопфа також є шийкою головного підшипника.

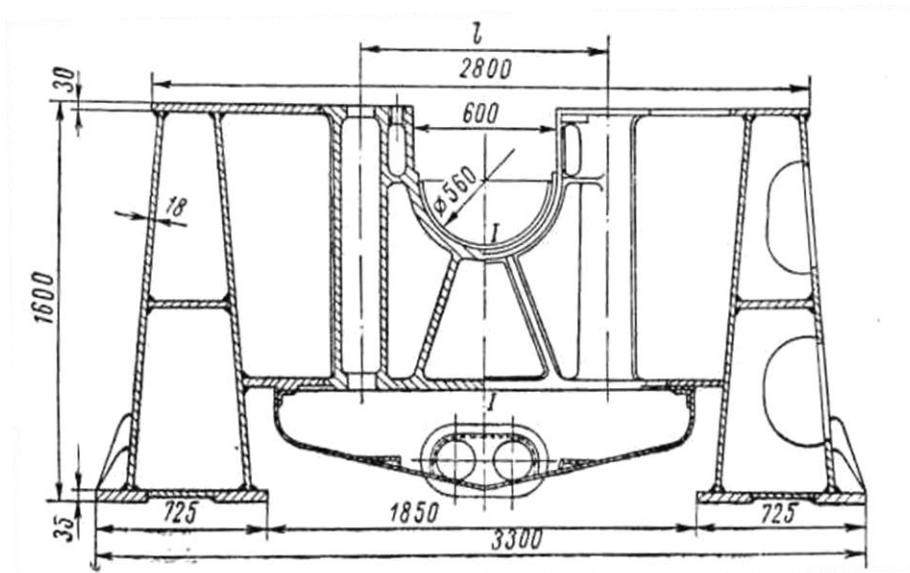


Рисунок 3.1. Зварна фундаментна рама в розрізі

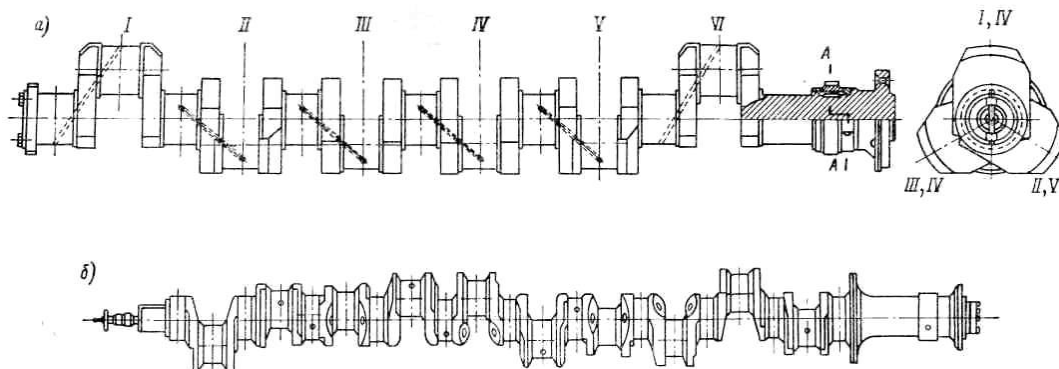


Рисунок 3.2. Схема колінчатого валу:
а — 4-х тактний; б — 2-х тактний.

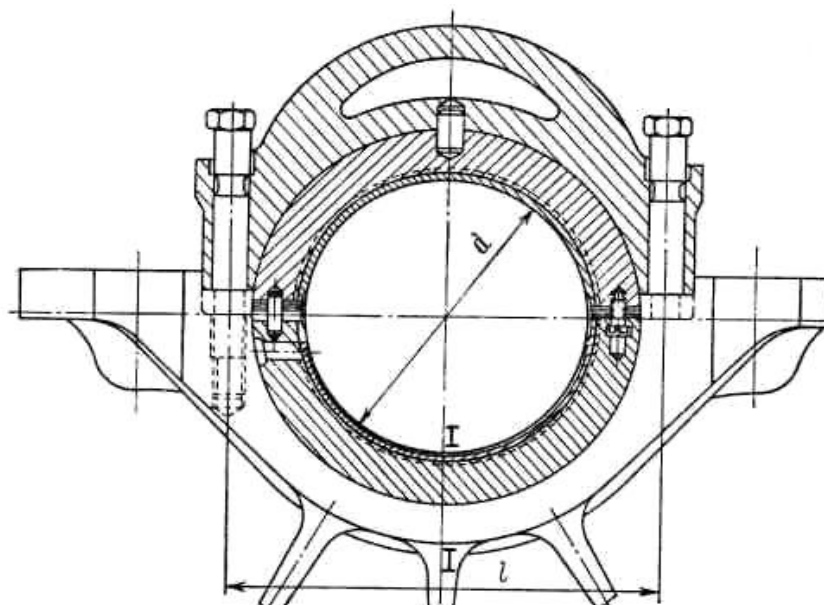


Рисунок 3.3. Рамовий підшипник

На кришці головного підшипника мається виріз для зборки поршневого штока з крейцкопфом. Головний підшипник обладнаний вкладишами, що заливаються бадітом. Поршневий шток встановлюється в канавці на верхній частині крейцкопфа і кріпиться чотирма болтами. На кронштейн, установлений між башмаком і головним підшипником, спирається телескопічна трубка, по якій мастильне охолодне масло надходить до крейцкопфа, мотильовій шиїці і поршню. Труба для зливу масла охолодження поршня встановлюється з протилежного кінця поперечки.

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

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

Поршень(рис.3.4) складається з двох основних частин:голівки і юбки.

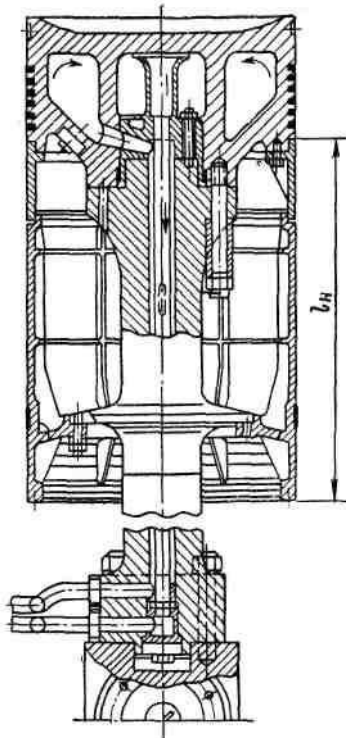


Рисунок 3.4 Поршень

Голівка поршня кріпиться до верхнього кінця поршневого штока болтами. Юбка поршня кріпиться до голівки також болтами. Голівка поршня постачена хромованими канавками для чотирьох поршневих кілець. Усі кільця мають косі зрізи: два – правих, два – лівих. Зверху голівка має три вирізи для кріплення пристосування для підйому поршня. Поршневий шток має наскрізний отвір під трубу для випуску охолодного масла. Остання кріпиться до верхньої частини поршневого штока. Охолодне масло надходить по телескопічній трубці на крейцкопфі, проходить по свердлінню в підставі поршневого штока і поршневому штоку до голівки поршня.

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

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

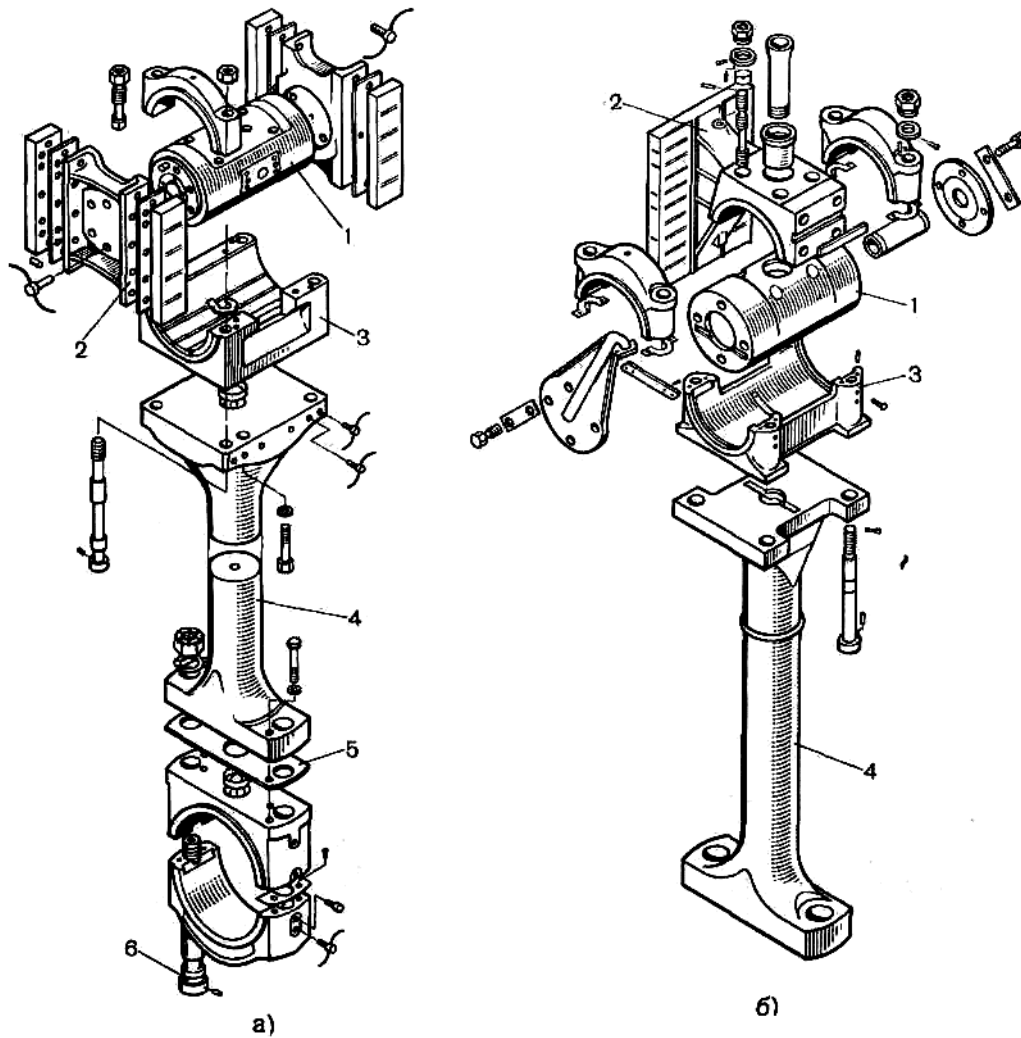


Рисунок 3.5 Шатуни крейцкопфних двигунів.

а – з двостороннім повзунком; б – з одностороннім повзунком

1 – поперечина; 2 – повзунк; 3 – верхня голівка (крейцкопфа); 4 – стержень

5 – прокладка; 6 – гвинт.

Устрій деталей механізму газорозподілу.

Розподільний вал (рис.3.6) складається з декількох секцій. Секції з'єднуються за допомогою фланцевих з'єднань, а вони у свою чергу, з'єднуються прізонними долтами і гайками. Крім фланців секції розподільного вала постачені шайбами, по однієї на кожен циліндр для привода паливного насоса, випускного клапана і індикаторного привода. Розподільний вал підтримується на підвісних підшипниках. Сполучні фланці, паливні і випускні шайби нагріваються і насаджуються на вал. Обертання розподільного вала постійно впливає на обертання колінчатого вала. Під час реверса двигуна положення роликів штовхальників паливних насосів змінюється відносно відповідних кулачних шайб, змінюючи тим самим момент початку подачі паливних насосів, пристосовуючи його для нового напрямку обертання.

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

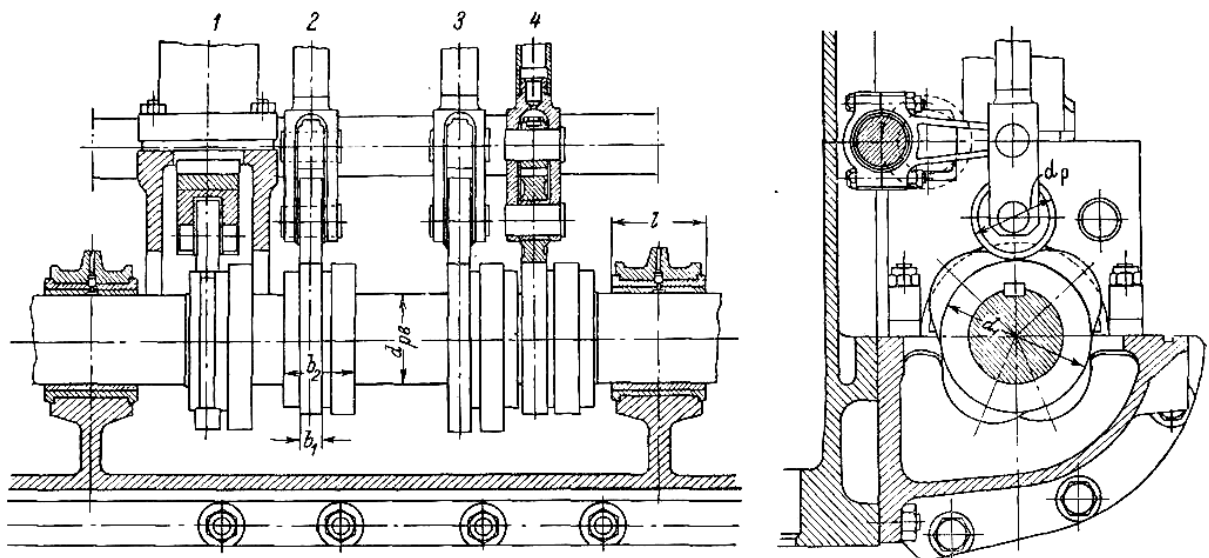


Рисунок 3.6 Загальний вид розподільного вала. Привід:

1 — до паливного насосу; 2 — до випускного клапану; 3 — до пускового клапану; 4 — до випускного клапану.

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

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

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

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

Поршень гідравлічного циліндра переміщається під дією обертання випускної шайби розподільного вала. Система живиться маслом від системи змащення розподільного вала, і рух штовхальника привода передається поршню гідравлічного циліндра випускного клапана. Корпус клапана має знімне сидло зі стеллитовом зносостійким наплавленням на конічну поверхню, до якої притискається шпindelь клапана. Корпус клапана і сидло прохолоджуються водою. У свердлінні під шпindelь клапана встановлюється знімна напрямна з зносостійкою і також знімною втулкою.

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

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

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

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

Характеристики двигуна.

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

Виробник MANB&W, марка 9S50ME-B9.2, де

6 — Кількість циліндрів [у даної моделі 5...8];

S — Відношення S/D, S- 4.2...5;

50 — Діаметр поршня у см.;

M — Програма створення МОД;

E — Двигун з електронним керуванням;

B — Керування випускним клапаном від розподільного вала;

9.2 — Номер версії;

Порядок нумерації циліндрів від носа.

Діаметр циліндра — 500 мм, хід поршня — 2214 мм.

Кількість оборотів 127 хв^{-1}

Система продувки прямоточно-клапанна.

Ефективна потужність при 100% навантаженні 10680 кВт. Робота на ПП допускається не більш однієї години з інтервалом не менш 12 годин. За особливими замовленнями дизель може бути відрегульований на інші значення номінальної потужності.

Питома витрата палива 169 г/(кВт*год)

Габаритні розміри дизеля, мм:

довжина (по фундаментній рамі, із упорним підшипником) — 7960;

ширина (по фундаментній рамі) — 7500;

висота — 12200;

Дизель повинний надійно працювати при наступних атмосферних і зовнішніх умовах:

— температура повітря, що оточує дизель (у приміщенні) від $+8^{\circ}\text{C}$ до 45°C ;

— температура повітря на впуску в ТК — від 10 до $+45^{\circ}\text{C}$;

— відносна вологість повітря при $+35^{\circ}\text{C}$ — до 98 %;

— розрідження на впуску до 10 гПа;

— протитиск на впуску до 30 гПа;

— температура води зовнішнього контуру (забортної води) — до $+32^{\circ}\text{C}$.

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

Допускається застосування інших сортів палива.

Масло для циркуляційної мастильної системи головного руху, охолодження поршнів і автономної мастильної системи розподільного вала — М10М2ЦС і М10В2С ДСТ 12337 — 84.

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

3.2 Системи двигуна

Система паливна.

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

Паливоподаюча апаратура повинна забезпечити:

- точне дозування циклових подач палива в повному відповідності з заданими режимами роботи двигуна;
- необхідний тиск уприскування палива;
- уприскування циклової подачі палива в заданій фазі робочого процесу за певний, невеликий, проміжок часу;
- можливість зміни моментів випередження уприскування палива;
- рівномірний розподіл палива по окремих циліндрах (у багатопаливних двигунів);
- стійку роботу при заданих мінімальних числах оборотів, наприклад, близько 30% (і нижче) від номінального (для головних дизелів);
- оптимальний закон уприскування для заданих умов розпилювання, запалення і згорання палива;
- надійну і безвідмовну роботу апаратури на всіх експлуатаційних режимах;
- максимально-можливий термін служби (моторесурс), для плунжерних форсункових прецизійних пар.

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

Паливна система забезпечує подачу палива в робочі циліндри, тому є однією з найважливіших систем дизеля. Вона складається з систем низького і високого тиску. Система низького тиску призначена для підготовки та подачі палива до системи високого тиску і включає в себе цистерни, фільтри, насоси, сепаратори, підігрівачі і паливопроводи. Система високого тиску (паливна апаратура) здійснює сприскування палива в камері згорання двигуна і включає в себе паливний насос високого тиску і форсунку, звичайно з'єднані паливопроводом високого тиску.

Система низького тиску. Принципова схема паливної системи при роботі дизеля на важкому паливі показана на рис. 3.7

Витратно-паливний трубопровід ГД забезпечує подачу важкого або дизельного палива з витратних цистерн підкачуючи ми електронасосними агрегатами на підігрів важкого палива (дизельне без підігріву) і подачу його через фільтр до паливного насоса високого тиску (ПНВТ).

Дренажний трубопровід забезпечує:

- злив відстою і протікань від паливних і масляних цистерн і фільтру палива в піддон;
- злив з піддонів в цистерну збору нафтовідходів;
- злив від паливних насосів дизеля

Фільтр призначений для запобігання деталей паливної апаратури від влучення механічних домішок. Максимально допустимий робочий тиск у фільтрі 167 кПа. Фільтр має два фільтруючі елементи в окремих корпусах і об'єднані загальною кришкою.

----- Дизельне паливо

===== Важке паливо

----- Ізольовані труби зі спіником обігріву

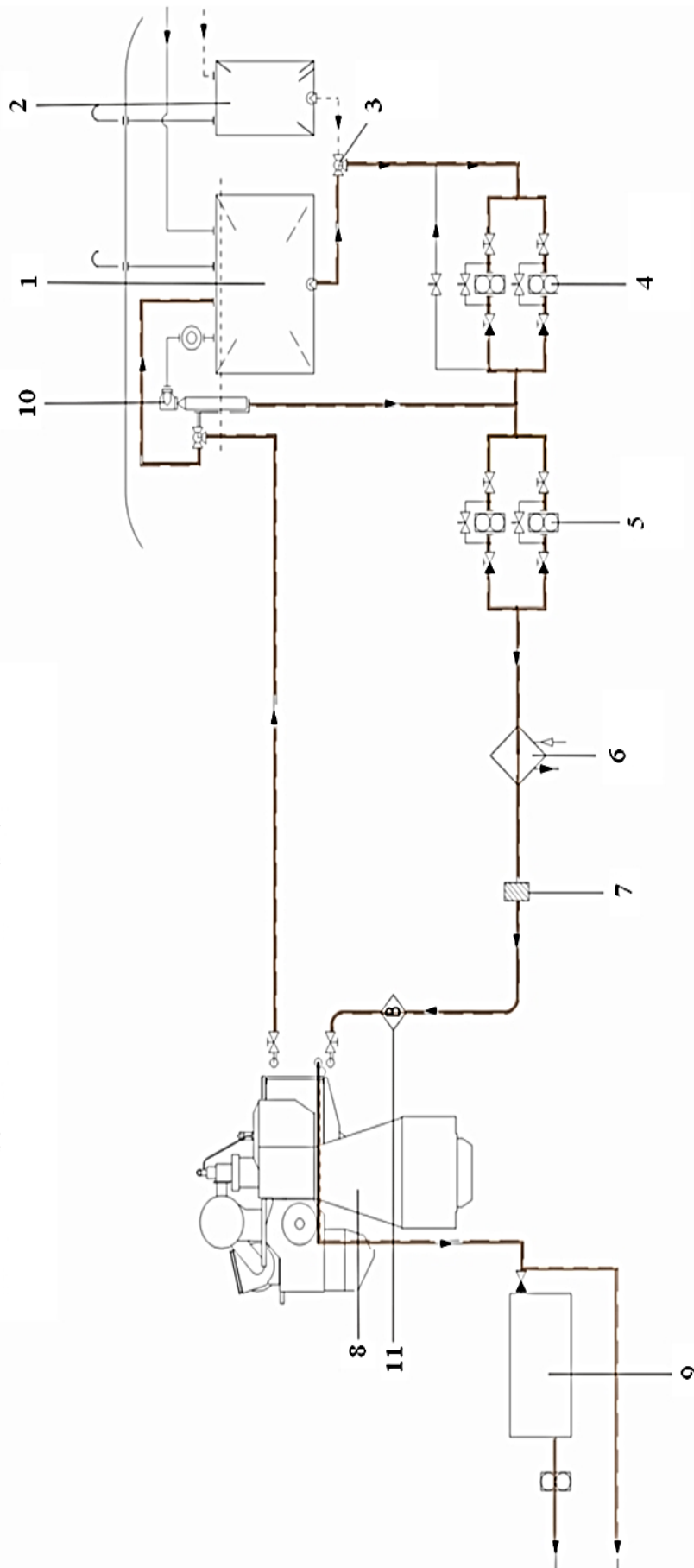


Рисунок 2. Принципова схема паливної системи

- 1 - Випратна цистерна важкого палива; 2 - Випратна цистерна дизельного палива;
3 - Перепускний клапан; 4 - Підкачувальні насоси; 5- Циркуляційні насоси;
6 - Підігрівач палива; 7 - Фільтр тонкої очистки; 8 - Головний двигун;
9 - Дренажна цистерна важкого палива; 10 - Деаераційний клапан; 11 - Віскозіметр.

Для поділу порожнин брудного і чистого палива фільтруючий елемент зверху і знизу ущільнюється сальниками, які постійно притискаються пружиною.

Форсунка призначена для розпилювання палива, що подається в камери згорання дизеля. Форсунка – закритого типу з гідравлічним управлінням підйому голки. Найбільш відповідальною частиною

є розпилювач, що кріпиться до корпусу форсунки. Паливо, що нагнітається насосом, проходить через щілинний фільтр і по каналі направляється в кільцеву канавку сопла, потім надходить до голки.

При тиску палива на диференціальний конус голки остання піднімається, і паливо розпилюється через сопловий отвір.

Система змащення

У суднових дизелях в залежності від способу підведення масла до тертьових елементів розрізняють три види систем мастила – примусова низького тиску, примусова високого тиску і мастило розбризкуванням.

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

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

Примусова система мастила високого тиску здійснює дозовану подачу масла на поверхню циліндричної втулки за допомогою лубрикатора плунжерного типу, причому кожній змащуємо точці відповідає свій плунжер. Відпрацьоване масло частково випаровується і згоряє в циліндрі; несеться з відпрацьованими газами продувних повітрям; стікає в маслозбірник, передбачені в розділових діафрагмах (між циліндром і картером)

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

Мастило розбризкуванням, а також мастило за рахунок «масляного туману», що утворюється в картері, забезпечує з надлишком мастило циліндричної втулки, при цьому інтенсивність розбризкування зростає зі збільшенням числа обертів двигуна і тиску масла в системі.

Масляна система складається з:

- системи прийому, перекачування і сепарації масла;
- системи циркуляційного мастила ГД;
- системи мастила приводів;
- системи змащування циліндрів;
- системи збору протікань від сальників штоків поршнів.

Система прийому, перекачування і сепарації масла забезпечує:

заповнення стічно-циркуляційної цистерни, цистерни основного запасу циліндрового масла, цистерн запасу масла ГД несудновими засобами або переносними електроприводними маслоагрегатами через приймальні клапани з верхньої палуби;

подачу масла самотіч з цистерни запасу в стічно-циркуляційну цистерну систему циркуляційного змащення ГД;

перекачування відпрацьованого масла в цистерну відпрацьованого масла;

подачу циліндрового масла з витратної цистерни до лубрикатора ГД;

сепарацію масла із стічно-циркуляційної цистерни ГД, цистерни продування масляного фільтру і подачу відсепарованого масла в стічно-циркуляційну цистерну ГД;
сепарацію масла ДГ;
відведення шламів самотіч від сепараторів;
відведення повітря з масляних цистерн через повітряні труди.
Система циркуляційного змащення ГД і газотурбонагнітача (ГТН) ГД забезпечує:
прийом масла кожним з двох масляних електронасосних агрегатів ГД із стічно-циркуляційної цистерни і подачу його на змащення і охолодження двигуна і ГТН через маслоохолоджувачі і масляні фільтри;
злив масла самотіч з двигуна в стічно-циркуляційну цистерну.
Система змащення приводів забезпечує:
прийом масла кожним з двох масляних електронасосних агрегатів із стічно-циркуляційної цистерни;
подачу його до двигуна на гідроприводи випускних клапанів, на змащення приводів паливних насосів і підшипників розподільвалу;
злив масла в стічно-циркуляційну систему.
Система змащення циліндрів забезпечує подачу масла до лубрикатора.
Система збору протікань масла від сальників штоків поршнів забезпечує:
збір протікань масла;
подачу протікань на сепарацію і перекачування відсепарованого масла в стічно-циркуляційну цистерну.

Система охолодження

Система охолодження дизеля – двоконтурна. Дизель проохолоджується прісною водою, що циркулює по замкнутому контурі.

Система охолодження прісною водою забезпечує:

подачу води на охолодження ГД від охолоджуючих насосів прісної води;

поповнення витоків в системі охолодження з розширювальної цистерни;

поповнення розширювальної цистерни з системи постачання прісною водою;

введення антикорозійної присадки в систему охолодження;

подачу води, що єзріючим середовищем, на вакуумну опріснювальну установку;

злив охолоджуючої води в цистерну;

подачу води через підігрівач для прогрівання ГД.

Система охолодження забортною водою забезпечує:

прийом забортної води;

подачу води до холодильників циркуляційного масла ГД, холодильнику наддувочного повітря ГД, холодильнику прісної води, холодильнику масла системи змащення приводів, конденсаторам котельної установки;

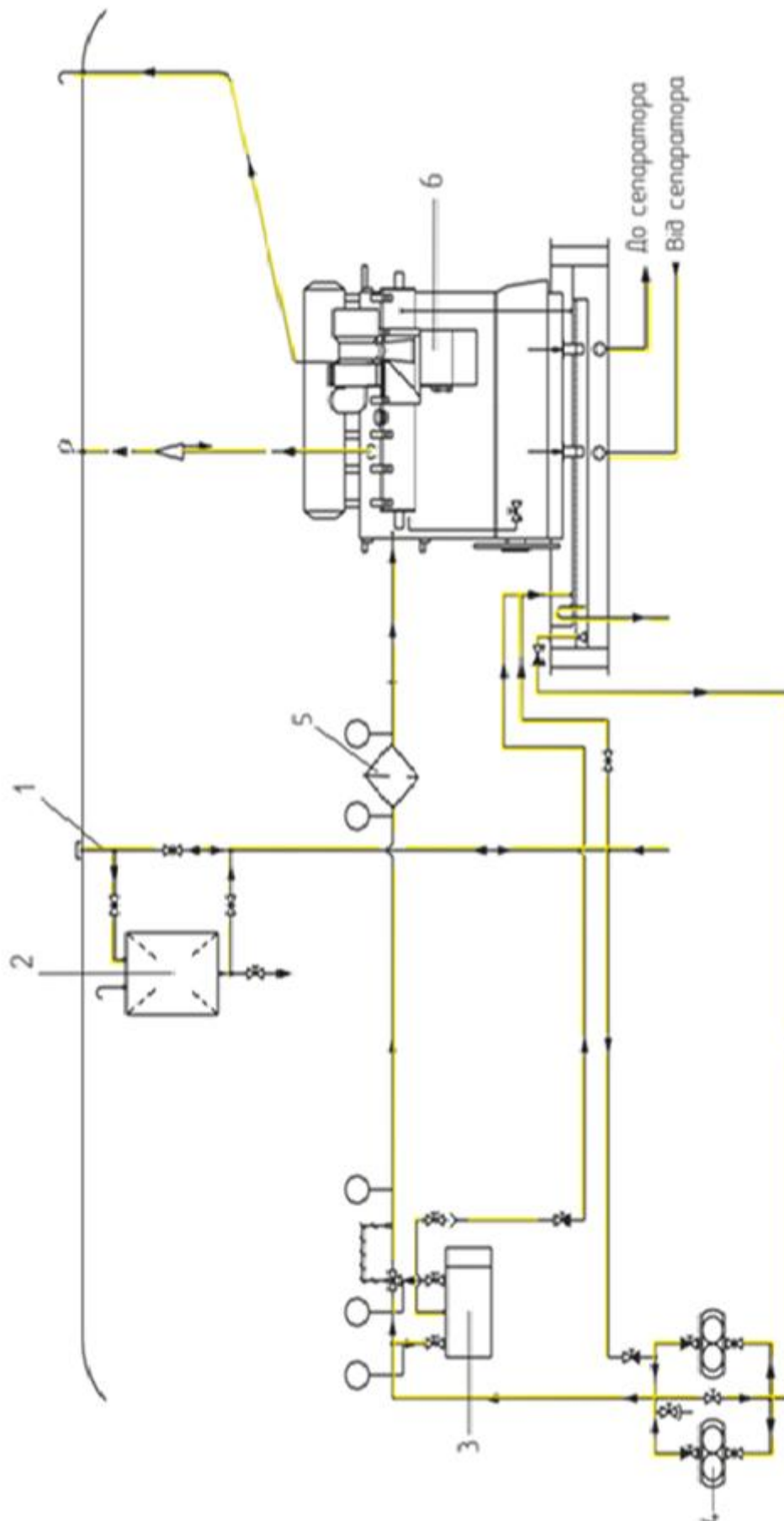


Рисунок 3.8 Принципова схема системи змазки

1 – Живильний трубопровід; 2 – Масляна цистерна; 3 – Масляний охолоджувач; 4 – Циркуляційний насос; 5 – Масляний фільтр; 6 – Головний двигун

подачу води на охолодження дизель-генераторів і компресорів установки стислого повітря. Циркуляційна вода і масло прооходжуються проточною водою в холодильнику води і масла. Система забезпечує встановлений температурний режим дизеля у всім діапазоні навантажень. У систему охолодження входять: насоси циркуляційної і проточної води, регулятор температури води,

холодильник повітря, водяний розширювальний бачок, трубопроводи системи і холодильники води і масла.

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

При більш високій температурі охолоджуючої води в порожнинах охолодження камери згоряння період затримки запалення палива скорочується. Тому тиск згоряння та швидкість наростання тиску зменшуються, згоряння палива розвивається більш плавно, робота дизеля стає м'якше і економічніше. Система охолодження дизеля – двоконтурна. Дизель проохолоджується прісною водою, що циркулює по замкнутому контурі. Циркуляційна вода і масло проохолоджуються проточною водою в холодильнику води і масла.

Система забезпечує встановлений температурний режим дизеля у всім діапазоні навантажень. У систему охолодження входять: насоси циркуляційної і проточної води, регулятор температури води, холодильник повітря, водяний розширювальний бачок, трубопроводи системи і холодильники води і масла. Водяні насоси забезпечують безперервний рух (циркуляцію) охолодної (рідини) води в системі. Охолоджувачі призначені для відводу у воду надлишкової теплоти від охолоджуваних рідин і наддувочного повітря. Розширювальна цистерна (бачок) служить для компенсації змін обсягу води в системі внаслідок зміни її температури, для заповнення витрат води в системі через витоки і випар, а також видалення із системи повітря і водяних пар. Терморегулятори повинні автоматично підтримувати температуру води, а так само охолоджуваних рідин у заданому діапазоні.

В одноконтурній системі охолодження насос заборотної води через фільтр і усмоктувальну трубу приймає заборотну воду і подає її в нагнітальну магістраль, прокачуючи через маслоохолоджувач. Після проходження через двигун нагрівається вода і потім зливається за борт.

У двоконтурній системі охолодження насос прісної води 7 нагнітає воду у двигун через магістраль 5. Вихідна вода із двигуна по трубопроводу 4 направляєється в охолоджувач прісної води 8, і після охолодження вертається до насоса 7. Таким чином, система прісної води виявляється замкнутою і вода в ній циркулює безупинно. До цього замкнутого кільця підключені труби 2 і 6, а вхідні на розширювальний бачок 3, у якому завжди повинна бути вода. Труба 6 підключається до усмоктувального патрубку насоса і служить для заповнення витоків води і компенсації змін обсягу води в замкнутому контурі. При пуску і прогріві двигуна вода нагрівається, і частина її виходить у бачок 3, при остиганні води після зупинки двигуна її обсяг зменшується, і частина води з бачка 3 надходить у циркуляційний контур. Трубка 2, що з'єднує верхню частину двигуна з бачком 3, служить для видалення із системи пар води і повітря, тому її часто називають пароповітряною або паровідвідною. Заборотна вода в зовнішньому контурі системи подається насосом заборотної води 12 на охолоджувачі наддувочного повітря 1, палива 11, масла 10, прісної води 8. На охолоджувачі 8 установлений терморегулятор 9, що, для підтримки температури робочої рідини в заданих межах при зміні режиму роботи двигуна або зовнішніх умов, змінює кількість прісної води, що проходить через охолоджувач.

У систему заборотної води можуть бути включені охолоджувачі мастила редуктора і інші пристрої і агрегати дизельної установки.

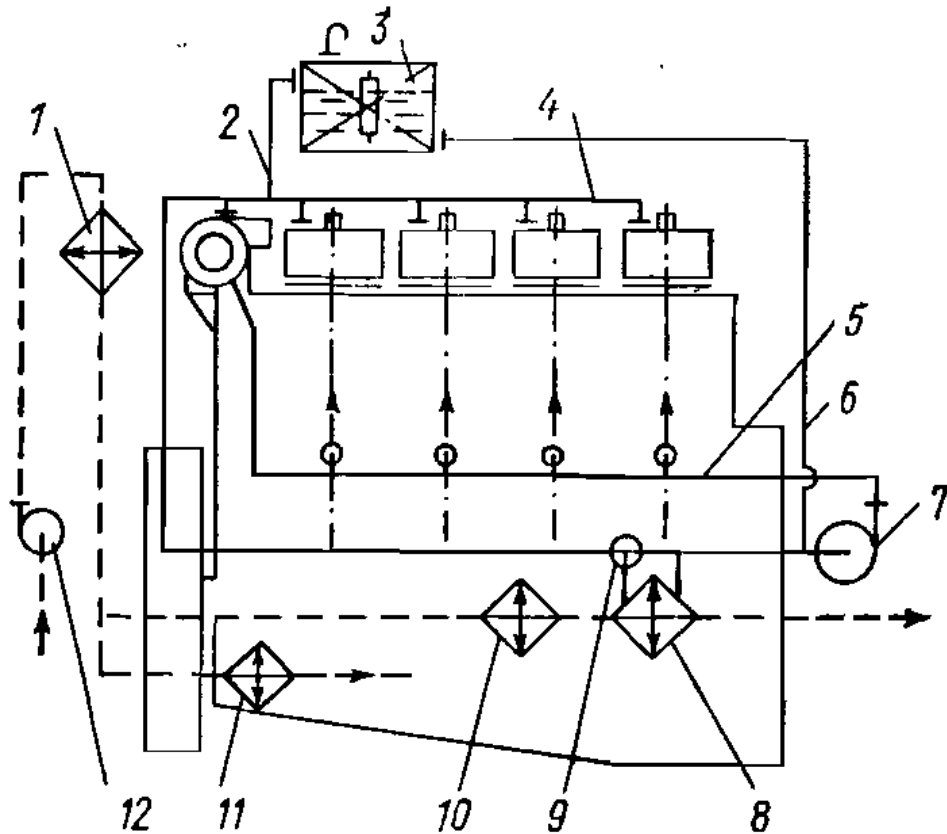


Рисунок 3.9 Система охолодження дизеля

- 1 – охолоджувач наддувочного повітря; 2 – трубопровід;
 3 – датчик; 4 – трубопровід; 5 – магістраль;
 6 – трубопровід; 7 – насос; 8 – охолоджувач прісної води;
 9 – терморегулятор; 10 – охолоджувач масла;
 11 – охолоджувач палива; 12 – насос заборотної води.

Система пуску

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

ПР приводиться в рух від розподільного вала двигуна і залежно від положення колінчатого вала подає керуюче повітря на той пусковий клапан того циліндра, поршень якого перебуває в положенні такту «робочий хід». Керуюче повітря відкриває пусковий клапан циліндра і вступник силове повітря впливає на поршень, приводячи в обертання колінчатий вал. Не досягаючи до половини ходу поршня подача пускового повітря в даний циліндр припиняється і починається подача в інший циліндр відповідно до порядку роботи циліндрів. ВР управляє подачею пускового повітря відповідно до порядку їхньої роботи, забезпечуючи необхідну швидкість обертання колінчатого вала. При досягненні пускових обертів колінчатого вала $n_n = 100 \text{ хв}^{-1}$. Подача пускового повітря припиняється і двигун переводиться в роботу на паливі. Тиск зберігання повітря в балоні 2,5Мпа.

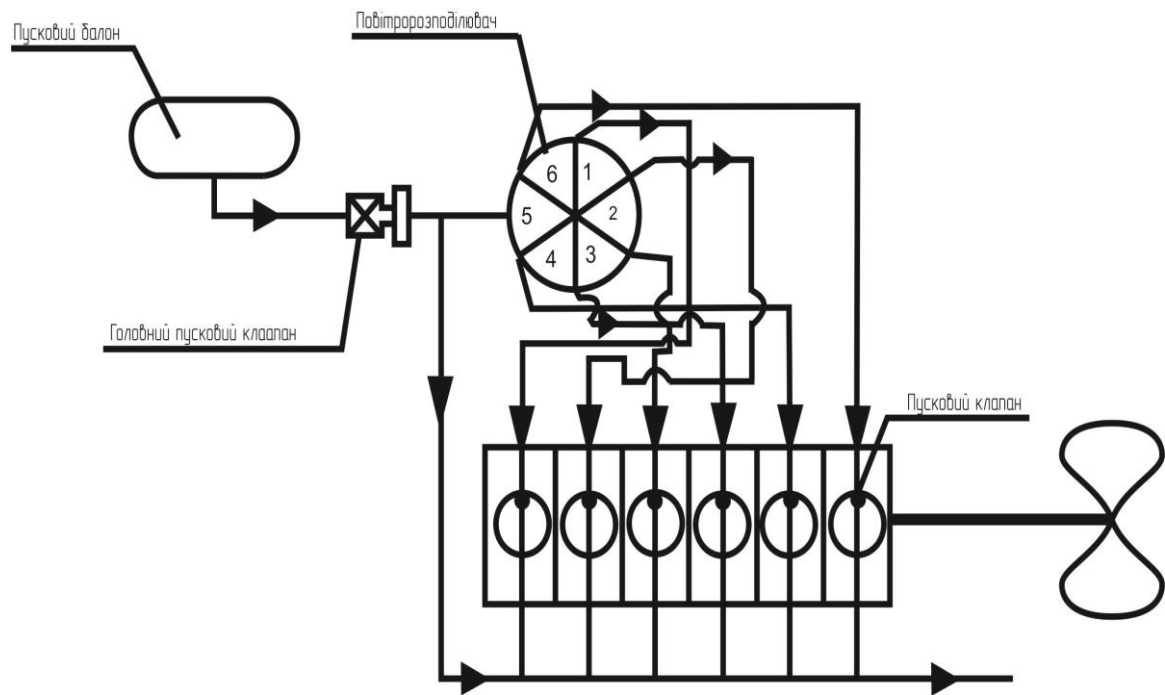


Рисунок. 3.10 Принципова схема пуску дизеля

Спеціальні системи двигуна.

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

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

Управління з ЦПУ

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

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

Коли двигун досягає пускового рівня оборотів на повітрі рукоятку, що регулює необхідно перевести в потрібне положення по градуйованій шкалі. У цьому положенні пускові клапани і головний пусковий клапан закриваються і сигнали до пускових пристроїв вентилуються.

Процес реверсування в положення «назад» і пуску такої ж, що і припуску в напрямку «уперед», тобто рукоятка телеграфу переміщається в задане положення ходу «назад». При цьому реверсує повітророзподільник і частково ролики приводів паливних насосів. Остаточні ролики реверсують на початку пуску.

Потім регулююча рукоятка переводиться в пускове положення, і далі пуск виробляється, як описано в розділі «Пуск у напрямку «уперед».

Управління з навігаційного містка змінюється вручну положенням селекторного вимикача «ДАУ – ЦПУ», після чого керування здійснюється тільки з допомогою рукоятки телеграфу на містку.

Необхідні функції, такі як установка швидкості, перехід на паливо при досягненні пускового рівня оборотів, повільне провертання й анулювання обмежень у роботі регулятора при повторному пуску убудовані в систему ДАУ.

У випадку виходу з ладу звичайної пневматичної системи управління, регулятора чи його електронних пристроїв управління двигуном виробляється з аварійного поста на двигуні.

Перехід з положення «нормальна робота» у положення «аварійна робота» здійснюється шляхом провертання маховичка ударного типу проти годинної стрілки. При цьому регулятор від'єднується від паливних насосів і останні з'єднуються з регулюючим маховичком аварійного поста.

Крім того, клапан «нормальне – аварійне» необхідно перевести в положення «аварійна робота». Перед тим, як перевести цей клапан, необхідно перевірити, щоб клапан ходу «уперед – назад» займав положення заданого напрямку ходу судна.

Пуск здійснюється шляхом переміщення регулюючого маховичка в положення «пуск» і натискання на пусковий клапан. Коли буде досягнутий пусковий рівень оборотів, кнопка пускового клапана відпускається, і двигун починає працювати на паливі.

Підвищення і зниження оборотів виробляється шляхом обертання маховичка. Двигун зупиняється шляхом впливу на клапан зупинки двигуна, від якого приводиться в дію стоп – циліндр.

Реверс здійснюється за допомогою перемикача в положення реверса «уперед – назад». При установці перемикача в положення «уперед» чи «назад» реверсуються повітророзподільник і частково ролики привода паливних насосів. Остаточно ролики реверсуються на початку пуску. Реверс повітророзподільника можливі тільки при натиснутій кнопці «стоп».

Універсальна система змащення двигунів МС-МЕ фірми MAN B & W

На рисунку наведена схема універсальної масляної системи дизелів типу МС-МЕ, в яких об'єднані кілька по суті не залежних систем, до числа яких належать: система змащення двигуна і масляного охолодження поршнів і ГТН; масляна система органів управління і автоматичного регулювання.

Паралельно основному контуру циркуляції масла в системі змащення має незалежний контур відцентрової очистки циркуляційного мастила за допомогою сепаратора в автоматичному режимі.

Продуктивність сепаратора встановлюється згідно інструкції для сепарування мастила порядку 0,136 л / кВт, а годинна продуктивність сепаратора повинна становити 5–10% від кількості масла в системі змащення.

Змащення циліндрів. Кожна втулка має ряд отворів, через які подається циліндрове масло на змащення втулки. Масло подається через неповоротні клапани прямо на кільця поршня при ході поршня вгору.

Змащення циліндрів двигуна проводиться спеціальним циліндровим маслом за допомогою багато плунжерних насосів.

Принцип роботи цієї системи описаний вище, вона альтернативна механічній системі мастила.

Дана система забезпечує подачу мастила кожні чотири оберти двигуна при визначеній у потрібний момент знаходження поршня по куту повороту колінчатого вала і певна його кількість.

Контур дренажної системи сальників

Так як масло в сальниках поршневих штоків змішано зі шламом, воно відводиться в окремий танк. При нормальній роботі двигуна масло з сальників витікає приблизно 5–10 літрів на добу і трохи більше в період обкатки.

Так як масла дренируєт небагато, його зазвичай спалюють, а ї передбачена дренажна система для подальшої сепарації.

Контур дренажної системи двигунів МС–МЕ наведено на рисунку:

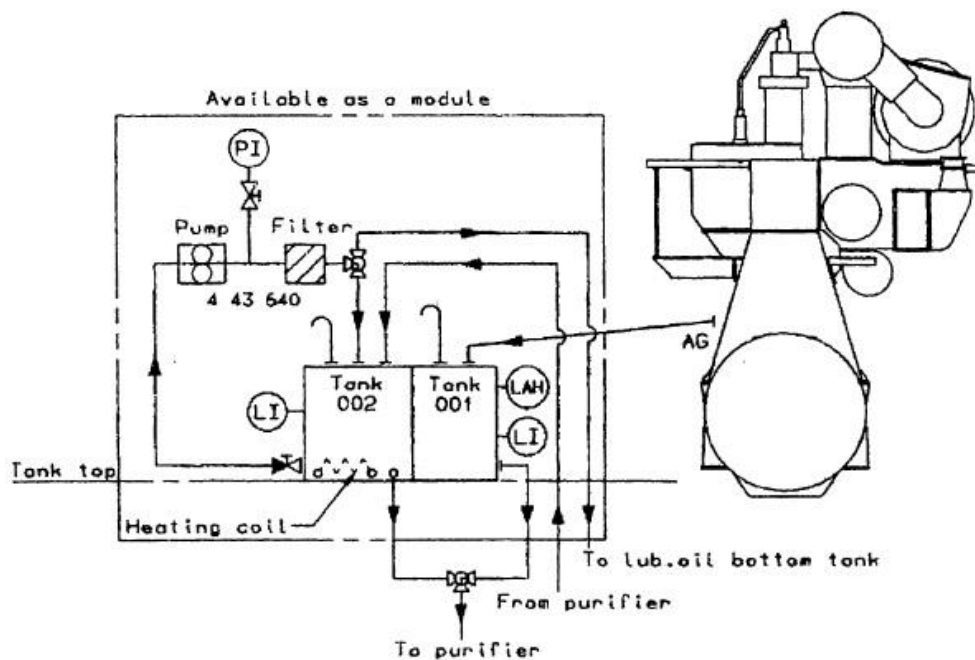


Рисунок 3.12 Контур дренажної системи двигунів МС–МЕ

3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

Вибір і обґрунтування вихідних даних до розрахунку

Дійсні процеси, здійснювані в робочому циліндрі, унаслідок складних взаємозв'язків між параметрами і фізичними явищами, а також через змінність об'єму циліндра дуже складні. Тому в розрахунках звичайно 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.

1 Ефективна потужність двигуна $N_e = 12780$ кВт.

2 Частота обертання колінчастого вала $n = 127$ хв⁻¹.

3 Очікувана питома ефективна витрата палива $g_e = 0,164$ кг/(кВт·год).

4 Діаметр циліндра $D_{ц} = 0,50$ м.

5 Хід поршня $S = 2,0$ м.

6 Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра ($D_{ц}/S$) і спосіб сумішоутворення. Вибираємо $\varepsilon = 14,5$.

7 Коефіцієнт надлишку повітря α . Як і при виборі ступеня стиску, розмір надлишку повітря в значній мірі залежить від розмірів і способу сумішоутворення. Приймаємо $\alpha = 2,5$.

8 Коефіцієнт залишкових газів γ_r . На підставі аналізу численних дослідних даних приймаємо $\gamma_r = 0,04$.

9 Температура залишкових газів T_r . При виборі цієї величини варто орієнтуватися на такі значення $T_r = 600 \dots 900$ К. Приймаємо $T_r = 650$ К.

10 Температура навколишнього повітря T_0 . В усіх випадках варто приймати $T_0 = 298$ К (стандартні атмосферні умови) і тільки в особливих випадках приймають температуру машинного відділення.

11 Тиск навколишнього повітря P_0 . В усіх випадках варто приймати $P_0 = 0,101$ МПа (стандартні атмосферні умови).

12 Збільшення температури повітря при переході з наддувного колектора в циліндр ΔT_a . Приймаємо $\Delta T_a = 5$, як для ДВЗ із наддуванням.

13 Коефіцієнт зміни тиску при переході повітря з наддувного колектора в циліндр K_a . Приймаємо для МОД $K_a = 0,97$.

14 Коефіцієнт наповнення циліндра η_n . Для 2-тактних двигунів приймаємо $\eta_n = 0,85$.

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

16 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.

17 Коефіцієнт використання теплоти в точці b, ξ_b . Ця величина знаходиться таким же шляхом, як і попередня. Приймаємо $\xi_b = 0,96$.

18 Ступінь підвищення тиску в циліндрі λ . Приймаємо $\lambda = 1,2$.

19 Найбільша температура газів T_z . У першому наближенні слід прийняти $T_z = 2000$ К. Далі ця величина буде уточнюватися.

20 Показник політропи стиску n_2 . У першому наближенні слід прийняти $n_2 = 1,25$. Далі ця величина буде уточнюватися.

21 Температура в циліндрі наприкінці процесу розширення T_b . У першому наближенні слід прийняти $T_b = 1000$ К. Далі ця величина буде уточнюватися.

22 Частка витраченого ходу $\psi_s = 0,08$.

23 Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми $\phi_{скр}$. Приймаємо $\phi_{скр} = 1$.

24 Механічний ККД двигуна η_m . Приймаємо $\eta_m = 0,95$.

25 Хімічний склад палива. У більшості випадків розрахунки ведуться на паливі 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.

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

Розрахунок процесу наповнення циліндра

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

Результати розрахунку представлені в табл. 3.1

Таблиця 3.1 Розрахунок процесу наповнення

Параметр	Розрахункові формули або джерело одержання даних	Двигун 9S50ME-B9.2
Необхідний тиск повітря в надувному колекторі p_k , МПа	$0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{g_e \cdot N_e \cdot \alpha \cdot T_k}{D_{\text{ц}}^2 \cdot S \cdot i \cdot n \cdot z \cdot \eta_H}$	0,384
Тиск у циліндрі на початку стиску p_a , МПа	$K_a \cdot p_k$	0,37
Температура на початку стиску T_a , К	$T_a = \frac{T_k + \Delta T_a + \gamma_2 \cdot T_2}{1 + \gamma_2}$	342,8
Коефіцієнт наповнення циліндра η_H	$\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_\gamma} (1 - \psi_s)$	0,85

Розрахунок процесу стискування

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

Результати розрахунку представлені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 Розрахунок процесу стиску

Параметр	Розрахункові формули або джерело одержання даних	Двигун 9S50ME-B9.2
Коефіцієнт в рівнянні середньої ізохорної теплоємності заряду на лінії стиску: a_{vc} , кДж/(кмоль·К)	$\frac{\gamma_\Gamma \cdot a_v'' + [\alpha(1 + \gamma_\Gamma) - \gamma_\Gamma] \cdot \alpha_v'}{\alpha(1 + \gamma_\Gamma)}$	19,28
b_c , кДж/(кмоль·К ²)	$\frac{\gamma_\Gamma \cdot b'' + [\alpha(1 + \gamma_\Gamma) - \gamma_\Gamma] \cdot b'}{\alpha(1 + \gamma_\Gamma)}$	0,00252

Продовження табл. 3.2

Середній показник політропи стиску n_1 (визначається методом послідовних наближень) I-е наближення II-е наближення III-е наближення Через те, що різниця значень показника n_1 політропи стиску в III і II наближеннях не перевищує $\pm 0,005$, останнє значення n_1 приймається як остаточне	Див. п.15 $\frac{8,314}{a_{vc} + b_c T_a (1 + \varepsilon^{n_1-1})} + 1$	1,371(I) 1,369(II) 1,369(III)
Тиск наприкінці стиску p_c , МПа	$p_a \cdot \varepsilon^{n_1}$	14,53
Температура наприкінці стиску T_c , К	$T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}$	922,2

Розрахунок процесу згоряння

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 згоряння 1 кг палива, коефіцієнта молекулярної зміни, середніх мольних теплоємностей, нижчої теплопровідності 1 кг палива, ступеня підвищення тиску і максимальної температури процесу.

Результати розрахунку представлені в табл. 3.3

Таблиця 3.3 Розрахунок процесу згоряння

Параметр	Розрахункові формули або джерело одержання даних	Двигун 9S50ME-B9.2
Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива L_0 , кмоль/кг	$\frac{1}{0,21} \left[\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} + \frac{O}{32} \right]$	0,498
Дійсна кількість повітря, необхідна для згоряння 1 кг палива L , кмоль/кг	αL_0	1,245
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни β_0	$1 + \frac{8H + O}{32L}$	1,026
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни β	$\frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,025

Продовження табл. 3.3

Частка палива, спаленого до точки z , X_z	$\frac{\varepsilon_z}{\varepsilon_b}$	0,96
Коефіцієнт молекулярної зміни в точки z , β_z	$1 + \frac{\beta_i - 1}{1 + \gamma_r} \cdot \delta_z$	1,024
Постійна палива, k	$\frac{8H + O}{32L_0}$	0,0655
Коефіцієнти в рівнянні середньої ізохорної теплоємності газів у точці z : a_{vz} , кДж/(кмоль·К) b_z , кДж/(кмоль·К)	$\frac{[(1+k_a)x_z + \gamma_r]a_v''}{a(1+\gamma_r) + kx_z} + \frac{[a(1+\gamma_r) - (x_z + \gamma_r)]a_v'}{a(1+\gamma_r) + k_a x_z}$ $\frac{[(1+k_a)x_z + \gamma_r]b''}{a(1+\gamma_r) + kx_z} + \frac{[a(1+\gamma_r) - (x_z + \gamma_r)]b'}{a(1+\gamma_r) + k_a x_z}$	19,746 0,00294
Максимальна температура в циклі T_z , К; розв'язується методом послідовних наближень: Інаближення ІІнаближення ІІІнаближення	Дуб. п. 19 $T_z = \frac{C}{A + BT_z}$	1816,4 (I) 1845,8 (II) 1841 (III)
Максимальний тиск в циліндрі p_z , МПа	$\lambda \cdot p_c$	17,44
Коефіцієнти в рівнянні середньої ізохорної теплоємності газів у точці b : a_{vb} , кДж/(кмоль·К) b_b , кДж/(кмоль·К)	$\frac{[(1+k_a) + \gamma_r]a_v'' + [(1+\gamma_r)(\alpha-1)]a_v'}{\alpha(1+\gamma_r) + k_a}$ $\frac{[(1+k_a) + \gamma_r]b'' + [(1+\gamma_r)(\alpha-1)]b'}{\alpha(1+\gamma_r) + k_a}$	19,762 0,003
Нижча теплота згоряння палива, Q_H , кДж/кг	$418,7[81C + 300H - 26(O-S) - 6(9H+W)]$	42716,6
Нижча теплота згоряння палива, приведена до абсолютного нуля Q'_H , кДж/кг	$Q'_H + \alpha L_0(1 + \gamma_r)[\beta Z(a_{vz} + b_z T_0) - (a_{vc} + b_c T_0)]T_0$	43414
Постійні в рівнянні згоряння: C B A	$\frac{1}{\beta_z(1+\gamma_r)} \left\{ \frac{\beta_z Q'_H}{L} + [a_{vc} + b_c T_c + \right.$ $\left. + \gamma_r(a_{vc} + b_c T_c) + (1+\gamma_r)8,314\lambda \right] T_c \}$ b_z $8,314 + a_{vz}$	61661,2 0,00294 28,06

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 9S50ME-B9.2
Ступінь попереднього розширення ρ	$\frac{\beta_z T_z}{\lambda T_c}$	1,704
Ступінь подальшого розширення δ	$\frac{\varepsilon}{\rho}$	8,5
Постійні рівнянь для знаходження показника політропи розширення n_2 , кДж/кмоль: D	$\frac{Q_H(\varepsilon_b - \varepsilon_z)}{L(1 + \gamma_r)}$	972,4
C	$\frac{\beta_z}{\beta}(a_{vz} + b_z T_z)T_z$	46293,3
Середній розрахунковий показник політропи розширення n_2	$\frac{8,314 \left[(\beta_z / \beta) T_z - T_b \right]}{D + C - (a_{vb} + b_b T_b) T_b} + 1$	1,28
Температура газу наприкінці розширення T_b , К.	$\frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$	1001,4
Тиск наприкінці процесу розширення p_b , МПа	$\frac{p_z}{\delta^{n_2}}$	2,24

Визначення індикаторних показників циклу

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 9S50ME-B9.2
Середній індикаторний тиск по нескругленій діаграмі p_i , МПа	$\frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$	2,61
Середній індикаторний тиск по округленій індикаторній діаграмі p_i , МПа	$\varphi_{\text{скрр}} \cdot p_i' (1 - \psi_s)$	2,35
Питома індикаторна витрата палива g_i , кг/(кВт·год)	$433 \frac{p_k \eta_H}{L T_k p_i}$	0,153
Індикаторний ККД η_i	$\frac{3600}{g_i Q_n}$	0,552

Визначення ефективних параметрів двигуна

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

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

Результати розрахунку зведені в табл. 3.6.

Таблиця 3.6 Визначення ефективних параметрів двигуна

Параметр	Розрахункові формули або джерело одержання даних	Двигун 9S50ME-B9.2
Середній ефективний тиск p_e , МПа	$P_i \eta_m$	2,23
Питома ефективна витрата палива g_e , кг/(кВт·год)	$\frac{g_i}{\eta_m}$	0,160
Ефективний ККД двигуна η_e	$\eta_i \eta_m$	0,524

Визначення середнього індикаторного тиску по згорнутій індикаторній діаграмі

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

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

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

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

для процесу розширення

$$P_{PO3} = \frac{P_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)}, \text{ МПа,}$$

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

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

де ϵ_r – геометричний ступінь стиску

$$\epsilon_r = 14,388(8)$$

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

Обчислення ординат крапок політропи ведуться в табличній формі.

Таблиця 3.7 Координати крапок політропи.

V/V_c	$P_{стис}, \text{МПа}$	$P_{росш}, \text{МПа}$
1	14,537	34,50067216
1,25	10,708	25,92881922
1,5	8,341	20,53197585
$\rho=1,704$	7,004	17,44
1,75	6,753	16,85539188
2	5,624	14,20722184
2,5	4,143	10,6773713
3	3,227	8,454975438
4	2,176	5,850470145
8	1,249	3,481720911
10	0,842	2,409197329
12	0,620	1,810621013
14,5	0,483	1,433757033

3.4 Розрахунок динаміки двигуна.

Вибір і обґрунтування вихідних даних.

Дійсні процеси, що здійснюються в робочому циліндрі, в результаті складних взаємозв'язків між параметрами і фізичними явищами, а також через зміну об'єму циліндра дуже складні. Тому в розрахунках

зазвичай вдаються до певних спрощень опису фізичних явищ, які дозволяють використовувати відомі положення технічної термодинаміки.

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

Розрахунок циклу зводиться до визначення параметрів в кінці певних процесів, починаючи з процесу наповнення; розрахунок параметрів, які характеризують цикл в цілому, – індикаторних показників двигуна; побудова теоретичної індикаторної діаграми. Крім того, проводять розрахунок параметрів, які характеризують роботу двигуна в цілому, – ефективних показників двигуна. Цикл розраховується для номінального режиму роботи двигуна.

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

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

Тактність (число тактів), $D = 2$.

Крок (градуси), $H = 10,000$.

Частота обертання колінчастого вала, $n = 127 \text{ об}^{-1}$.

Питома маса поступальних частин КШМ, $M_S = 6300 \text{ кг/м}^2$.

Радіус кривошипа, $R = 1,0 \text{ м}$.

Відношення радіуса кривошипа до довжини шатуну, $L = 0,46$.

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

Тиск на поршень з його тильної частини, $P_K = 0,34134 \text{ МПа}$.

Тиск кінця стиску, $P_c = 14,53$ (з розрахунку робочого циклу) МПа.

Максимальний тиск у циліндрі, $P_Z = 17,44 \text{ МПа}$ (з робочого циклу).

Ступінь попереднього розширення, $R_0 = 1,45$.

Показник політропи стиску, $n_1 = 1,372$ (з розрахунку циклу).

Показник політропи розширення, $n_2 = 1,28$ (з розрахунку циклу).

Ступінь стиску, $\epsilon_P = 14,5$ (приймається з розрахунку робочого 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 (шерховатість тертьових поверхонь, умови змащення, тепловий режим, зазори і ін.). Тому в динамічних розрахунках ними зневажають, а враховують механічним ККД двигуна. Сили ваги виникають у мало обертових 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:

$$P_{дв} = P_{г} + P_{s} + P_{в} + P_{к} + P_{тр},$$

де $P_{г}$ – сила відтиску газів;

P_{s} – сила інерції поступальних мас;

$P_{в}$ – сила ваги поступальних мас;

$P_{к}$ – сила тиску на поршень з тильної його сторони (для крейцкопфних двигунів – тиск наддувочного повітря);

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

У зв'язку з тим, що сила $P_{в}$ і сила $P_{к}$ є величини постійні, то в розрахункових операціях буде використовуватися формула:

$$P_{дв} = P_{г} + P_{s}.$$

Розрахунок та побудова діаграм діючих сил.

На рис. 3.8 представлена силова схема КШМ, де показана розкладання сил у центрі головної і центрі мотильового підшипників.

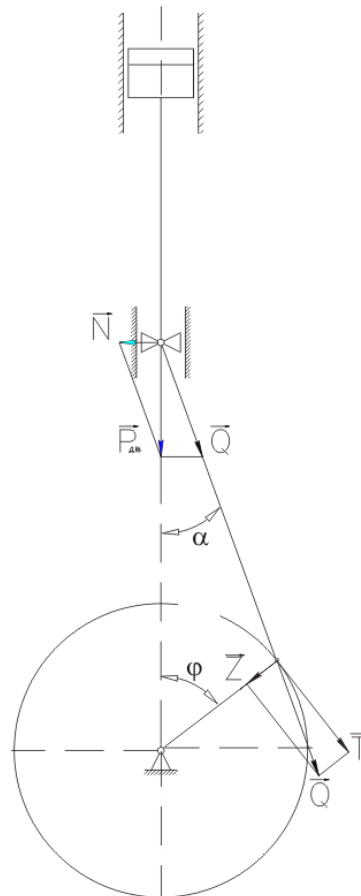


Рисунок. 3.8. Силова схема КШМ.

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 центра мотильової шейки.

Розрахункові формули мають вид:

нормальна сила
$$N = P_{дв} \operatorname{tg}(\arcsin(\lambda \sin \alpha))$$

сила, яка діє вздовж осі шатуна

Q=

радіальна сила

Z =

дотична сила

T = .

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

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

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

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

Побудова діаграми сумарних дотичних сил.

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 – 8 – 5 – 9 – 2 – 7 – 4

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

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

де $z = 1$ – коефіцієнт тактності двигуна;

$i = 6$ – число циліндрів,

моді

$$\varphi_{закл} = 40^\circ.$$

Після цього останній стовпець табл. 3.8 (значення дотичної сили одного циліндра) поділяється на шість рівних ділянок, що відповідають $\varphi_{закл} = 40^\circ$, і значення дотичного зусилля кожної ділянки заносяться в таблицю 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 Схема розрахунку для побудови діаграми сумарних дотичних сил ΣT .

Кут, °	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	0	1,928	2,954	2,598	1,026	-1,026	-2,598	-2,954	-1,928
5	0,261	2,121	2,989	2,457	0,776	-1,268	-2,719	-2,898	-1,721
10	0,521	2,298	3	2,298	0,521	-1,5	-2,819	-2,819	-1,5
15	0,776	2,457	2,989	2,121	0,261	-1,721	-2,898	-2,719	-1,268
20	1,026	2,598	2,954	1,928	0	-1,928	-2,954	-2,598	-1,026
25	1,268	2,719	2,898	1,721	-0,261	-2,121	-2,989	-2,457	-0,776
30	1,5	2,819	2,819	1,5	-0,521	-2,298	-3	-2,298	-0,521
35	1,721	2,898	2,719	1,268	-0,776	-2,457	-2,989	-2,121	-0,261
40	1,928	2,954	2,598	1,026	-1,026	-2,598	-2,954	-1,928	0

Визначення середньої сумарної дотичної сили та індикаторної потужності двигуна.

Сумарна дотична сила ΣT в іншому масштабі являє собою сумарний крутний момент двигуна (якщо рахувати всі ординати діаграми будуть помножені на радіус кривошипа R).

У такому разі площа під кривою ΣT є індикаторна робота в межах діапазону зміни ΣT . З цього можна зробити висновок, що існує середнє сумарне значення дотичної сили (крутного моменту), яке виконує таку ж індикаторну роботу, що й змінний крутний момент.

Для знаходження величини середньої сумарної дотичної сили $\Sigma T_{\text{ср}}$ необхідно знайти площу під діаграмою змінної сумарної дотичної сили і поділити її на довжину діаграми.

$$\overline{\Sigma T}_{\text{ср}} = \frac{\overline{\Sigma F}}{\overline{l}_d} = 40,7 \text{ мм}$$

де $\overline{\Sigma T}_{\text{ср}}$ – середня дотична сумарна сила, мм;

$\overline{l}_d$ – довжина діаграми, мм;

$\overline{\Sigma F}$ – сумарна площа всіх нерівнобоких трапецій, на які поділена площа, мм².

Площа $\overline{\Sigma F}$ визначається способом нерівнобоких трапецій (аналогічно випадку з індикаторної діаграмою).

$$\overline{\Sigma F} = (y_1 + y_2 + \dots + y_n) \cdot \Delta l, \text{ мм}^2$$

Розрахункова величина індикаторної потужності

$$(N_i)_{\text{д}} = \overline{\Sigma T}_{\text{ср}} \cdot \mu_m \cdot F_{\text{ц}} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot R \cdot 10^3 = 14526 \text{ кВт},$$

де $\mu_m = 0,05$ Мпа/мм – масштаб побудови сумарної дотичної сили, МПа/мм;

$F_{\text{ц}} = 0,196$ м² – площа поперечного перетину циліндрової втулки, м²;

$R = 1,0$ м – радіус кривошипа, м;

$n = 127$ хв⁻¹ – частота обертання колінчастого вала, хв⁻¹.

Для оцінки точності розрахунків визначимо індикаторну потужність за даними розрахунку робочого циклу:

$$(N_i)_{\text{ц}} = 13,1 \cdot p_i \cdot D_{\text{ц}}^2 \cdot S \cdot n \cdot i \cdot z = 14312 \text{ кВт}.$$

де $p_i = 2,3$ МПа – середній індикаторний тиск (з розрахунку робочого циклу), МПа;

$D_{\text{ц}} = 0,5$ м – діаметр циліндра, м;

$S = 0,2$ – хід поршня, м;

$n = 127$ хв⁻¹ – частота обертання колінчастого вала, хв⁻¹;

$i = 6$ – число циліндрів;

$z = 1$ – коефіцієнт тактності двигуна ($z = 0,5$ – для 4- тактних двигунів).

Оцінимо похибку результатів за допомогою виразу:

$$\left| \frac{(N_i)_{\text{д}} - (N_i)_{\text{ц}}}{(N_i)_{\text{ц}}} \right| \cdot 100\% \leq 5\%$$

$$\left| \frac{14526 - 14312}{14312} \right| \cdot 100\% \leq 5\%$$

Якщо різниця не перевищує 5 %, динамічні розрахунки виконані правильно.

Визначення надлишкової роботи крутильного моменту та основних розмірів маховика.

Основне призначення маховика – зменшення різниці між максимальною та мінімальною кутовими швидкостями, тобто забезпечення необхідної нерівномірності обертання колінчастого вала.

Надлишкова робота сумарного крутного моменту дьвигуна визначається величиною площі діаграми сумарного крутного моменту над лінією середнього сумарного крутного моменту. Ця площа обчислюється методом нерівнобоких трапецій.

Дійсна надлишкова робота:

$$L_{\text{надл}} = 0,0174 \cdot \overline{S_{\text{одц}}} \cdot \mu_{\text{т}} \cdot \mu_{\varphi} \cdot F_{\text{ц}} \cdot R \cdot 10^6, \text{Дж.}$$

$$L_{\text{надл}} = 0,0174 \cdot 3664 \cdot 0,05 \cdot 2 \cdot 0,196 \cdot 1,0 \cdot 10^6 = 104724,3 \text{ Дж.}$$

де $\mu_{\text{т}}$ — масштаб діаграми сумарної дотичної сили, МПа/мм;

μ_{φ} — масштаб вздовж кута повороту кривошипа, град/мм;

$F_{\text{ц}}$ — площа поперечного перерізу циліндра, м²;

R — радіус кривошипа, м.

Загальний необхідний момент інерції для дьвигуна:

$$I_{\text{аб}} = \frac{91,2 \cdot L_{\text{надл}}}{\delta \cdot n^2}, \text{кг} \cdot \text{м}^2.$$

$$I_{\text{аб}} = \frac{91,2 \cdot 362375,46}{0,05 \cdot 264196} = 722,92 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

де δ — ступень нерівномірності обертання колінчастого валу.

При виборі ступеню нерівномірності слід орієнтуватися на наступне:

$\delta = 1/10 \dots 1/20$ — для головних СОД;

$\delta = 1/100 \dots 1/150$ — для допоміжних дьвигунів у складі дизель-генераторів постійного струму;

$\delta = 1/200 \dots 1/250$ — для допоміжних дьвигунів у складі дизель-генераторів змінного струму.

n — частота обертання колінчастого валу, хв⁻¹.

У зв'язку з тим, що в створенні загального моменту інерції приймають участь практично всі рухомі деталі дьвигуна (навіть поршні, крейцкопфи, шатуни та інші), а для дизель-генераторів додається ще й маса генератора, то необхідно величину моменту інерції маховика приймати:

$$I_{\text{м}} = (0,3 \dots 0,5) \cdot I_{\text{д}}, \text{кг} \cdot \text{м}^2.$$

$$I_{\text{м}} = 0,3 \cdot 2501,8 = 361,46 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Максимально допустимий зовнішній діаметр маховика (за умовою міцності):

$$D_{\text{м.мах}} = \frac{60 \cdot [v]}{\pi \cdot n}, \text{м.}$$

$$D_{\text{м.мах}} = \frac{60 \cdot [30]}{3,14 \cdot 514} = 1,115 \text{ м.}$$

де $[v]$ — допустима величина лінійної швидкості на ободі маховика;

Приймається:

де $[v] = 30 \dots 40$ м/с — допустима лінійна швидкість на ободі чавунного маховика;

$[v] = 50 \dots 60$ м/с — для сталевого маховика.

Конструктивно можливий діаметр маховика:

$$(D_{\text{м}})_{\text{к}} = (1,6 \dots 1,8) \cdot S, \text{м.}$$

$$(D_{\text{м}})_{\text{к}} = 1,7 \cdot 0,58 = 0,986 \text{ м.}$$

де S — хід поршня, м.

Дійсний діаметр маховика приймається як менший з двох попередніх. Позначимо його $D_{\text{м}}$.

Маса маховика.

Якщо умовно припустити, що вся маса маховика знаходиться на зовнішньому діаметрі ($D_{\text{м}}$), то маса маховика буде:

$$M_{\text{м}} = \frac{4 \cdot I_{\text{м}}}{D_{\text{м}}^2}, \text{кг.}$$

$$M_M = \frac{4 \cdot 361,46}{0,972} = 1487,2 \text{ кг.}$$

Основні розміри обода маховика:

$$H = \sqrt{\frac{M_M}{\pi \cdot K_M \cdot D_M \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{1487,2}{3,14 \cdot 1 \cdot 0,986 \cdot 7800}} = 0,248 \text{ м}$$

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

При розрахунках слід приймати

$K_M = 1,0 \dots 2,0$ – для СОД;

$K_M = 0,2 \dots 0,3$ – для МОД.

Ширина обода буде

$$B = k_M \cdot H, \text{ м.}$$

$$B = 1 \cdot 0,248 = 0,248 \text{ м.}$$

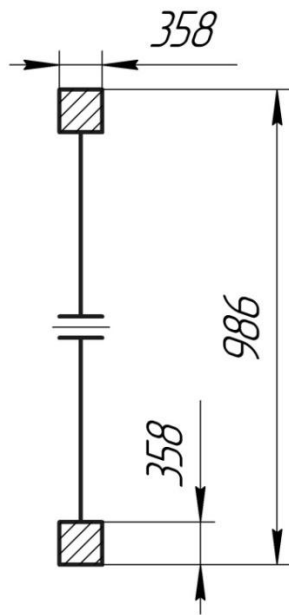


Рисунок.3.9 Ескіз маховика

3.5 Висновки до розділу

Було проведено розрахунок робочого циклу двигуна 9S50ME-B9.2 виробництва фірми MAN B&W. В результаті проведених розрахунків робочого циклу і динаміки двигуна було отримано теоретичне значення: індикаторного КПД $\eta_i = 0,552$. Аналізуючи отримані дані визначено, що процент відхилення від реальних значень незначний.

4 Турбіна агрегату наддуву двигуна

Розділ включає вибір марки турбонаддувного агрегату (ТНА) для точки L1 поля робочих параметрів двигуна, яка визначає максимальну тривалу потужність N_e (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 розрахунку наводяться у попередніх розділах.

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

4.1 Вибір компресора

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 турбонаддувного агрегату.

Опис системи наддуву двигуна

Використання газотурбінного наддуву в суднових дизелях відкриває великі перспективи їх подальшого розвитку і ставить дизелі з газотурбінним наддувом в ряд перспективних енергетичних установок для морських суден великого тоннажу. Найпоширеніша схема, яка використовується для наддуву сучасних суднових дизелів, називається вільним газотурбінним наддувом, в якій має місце газовий зв'язок поршневого двигуна з лопатевими машинами – газовой турбіною і компресором. При цьому ротор газовой турбіни і колеса компресора жорстко з'єднані між собою. Принциповий вид цієї схеми представлений на рис. 4.1.

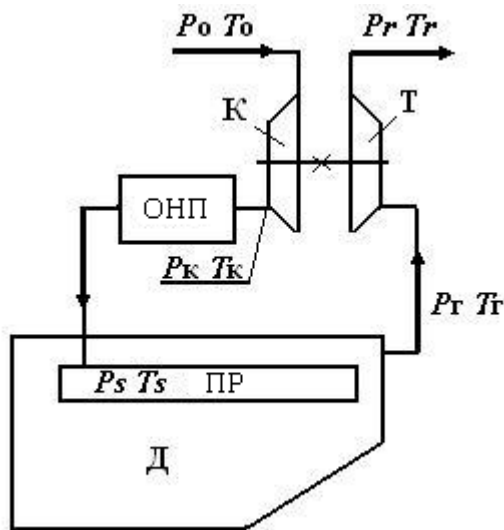


Рисунок 4.1. Схема вільного газотурбінного наддуву:

К – компресор; Т – турбіна; ОНП – охолоджувач наддувального повітря; Д – дизель; ПР – повітряний ресивер.

Для такої схеми обов'язковою умовою роботи є рівність потужностей турбіни і компресора. Для вибраної потужності двигуна тиск наддуву є параметром, що оптимізується.

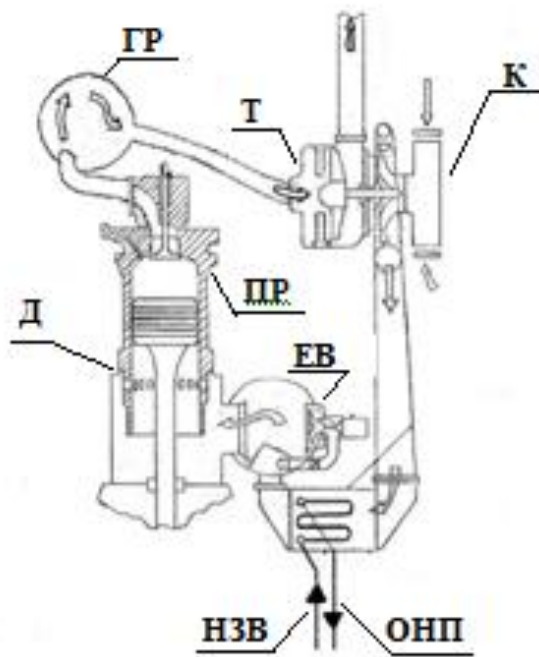


Рисунок 4.2. Принципова схема конструктивного оформлення проточної частини дизеля та його елементів

ГР – газовий ресивер; ЕВ – вентилятор з електричним приводом; НЗВ – насос заборотної води; Д – дизель; Т – турбіна; К – компресор; ОНП – охолоджувач наддувеного повітря; ПР – повітряний ресивер.

Після компресора на повітряному тракті розміщується охолоджувач наддувеного повітря (ОНП).

Визначення основних параметрів компресора агрегату наддуву

Витрати повітря через компресор $G_K, \text{кг/с}$, які необхідні для наповнення і продувки двигуна, знаходяться згідно з відомими умовами визначення витрат повітря для згоряння заданої кількості палива і обчислюються за формулою:

$$G_K = \frac{g_e \cdot N_e \cdot L_0 \cdot \alpha_\Sigma \cdot \varphi}{3600} = \frac{0,165 \cdot 12780 \cdot 14,34 \cdot 2,4 \cdot 1,25}{3600} = \frac{16906,4}{3600} = 23,51 \text{ кг/с}$$

де:

$L_0 = 14,34 \text{ кг/кг}$ – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива (для палива середнього складу),

$\alpha_\Sigma = 2,4$ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря,

$\varphi = 1,25$ – коефіцієнт, що враховує додаткові потреби в повітрі.

Необхідний тиск повітря в наддувному колекторі P_K беремо з розрахунку двигуна — він дорівнює 0,388 МПа.

Об'ємні витрати повітря через компресор, $\text{м}^3/\text{с}$, обчислюються за формулою:

$$Q_K = \frac{G_K}{\rho_H} = \frac{23,51}{1,18} = 19,93 \text{ м}^3/\text{с}$$

де $\rho_H = 1,18 \text{ кг/м}^3$ – питома маса повітря при нормальних умовах.

Ступінь підвищення тиску:

$$P_k = \frac{P_k}{P_0} = \frac{0,388}{0,101} = 3,84$$

де:

$P_0 = 0,101$ МПа – атмосферний тиск.

Фактичний тиск повітря після компресора з урахуванням втрат:

$$P_s = \frac{P_0 \cdot P_k}{\frac{P_s}{P_k}} = \frac{0,101 \cdot 3,84}{0,99} = \frac{0,38784}{0,99} \approx 0,392 \text{ МПа}$$

де $\frac{P_s}{P_k} = 0,99$ – коефіцієнт втрат тиску на шляху до ресивера.

Обґрунтування вибору турбонагнітача (фірми, типу, серії)

Вибір типорозміру турбокомпресора визначається потрібними витратами повітря двигуна, прийнятною кількістю турбонагнітачів і ступенем підвищення тиску у компресорі, тобто форсуванням двигуна

Тип ТК = f(Q_k , P_k).

На підставі значень P_k та G_k (або Q_k) знаходиться точка у полі витрат (див. рис. 4.3). Типорозмір турбокомпресора визначається згідно з позначенням тієї фігури (косокутного чотирикутника на рис. 4.3), у межах якої знаходиться точка. За основу типорозмірів турбокомпресорів, як відомо, обирають діаметр колеса компресора. Визначення типорозміру складається з букв та цифр. Букви ТСА означають, що турбокомпресор має осьову турбіну, а букви ТСР означають, що турбіна радіальна. Цифри визначають величину зовнішнього діаметра колеса компресора (D_2) у сантиметрах (значення приблизне, $\pm 6\%$). Діаметри коліс турбіни та компресора мають приблизно однаковий розмір. Якщо точка одночасно знаходиться у межах двох фігур, то допустиме застосування обох типорозмірів. Для нашого прикладу це типорозміри ТСА 66. При виборі одного варіанта з двох можливіх ураховують особливості двигуна, для якого підбирають ТК, а також можливості реалізації обраного типорозміру з найкращими результатами в умовах можливих обмежень. Так, наприклад, для компактних високо обертових двигунів більш доцільно обрати менший з можливих варіантів. Якщо розміри ТК не мають вирішального значення при виборі, є сенс обрати той типорозмір, для якого робоча точка (з координатами розрахованих Q та P_k) лежить як надалі від лівої та правої границь зони. Така умова сприятиме більш простим можливостям дотримуватися у ході виконання розрахунків всіх довідникових вимог та рекомендацій, якими звичайно керуються для забезпечення необхідного рівня ККД та нормальної працездатності конструкції.

Таблиця 4.1. Вибір компресора

Марка двигуна	Потужність двигуна N_e , кВт	Частота обертання колінчатого вала n , хв^{-1}	Питома ефективна витрата палива g_e , $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{годину})$
9S50ME-C8,2	10680	127	0,169

Для двигуна який поданий в табл. 4.1 вибираємо прототип компресора із наведеного нижче графіка (рис. 4.3).

Для того щоб вибрати компресор ми на початку проекту знаходили значення степені підвищення тиску (Pk) та об'ємну витрату із компресора (Qk). По знайденим значенням на графіку ставимо крапку і визначаємо компресор, в даному випадку це компресор марки TCA66.

Технічні характеристики:

Потужність — 13700 кВт;

Частота обертань — 16900 хв^{-1} ;

Довжина = 2500 мм

Висота = 2198 мм

Ширина = 1433 мм

Вага – 5 510 кг

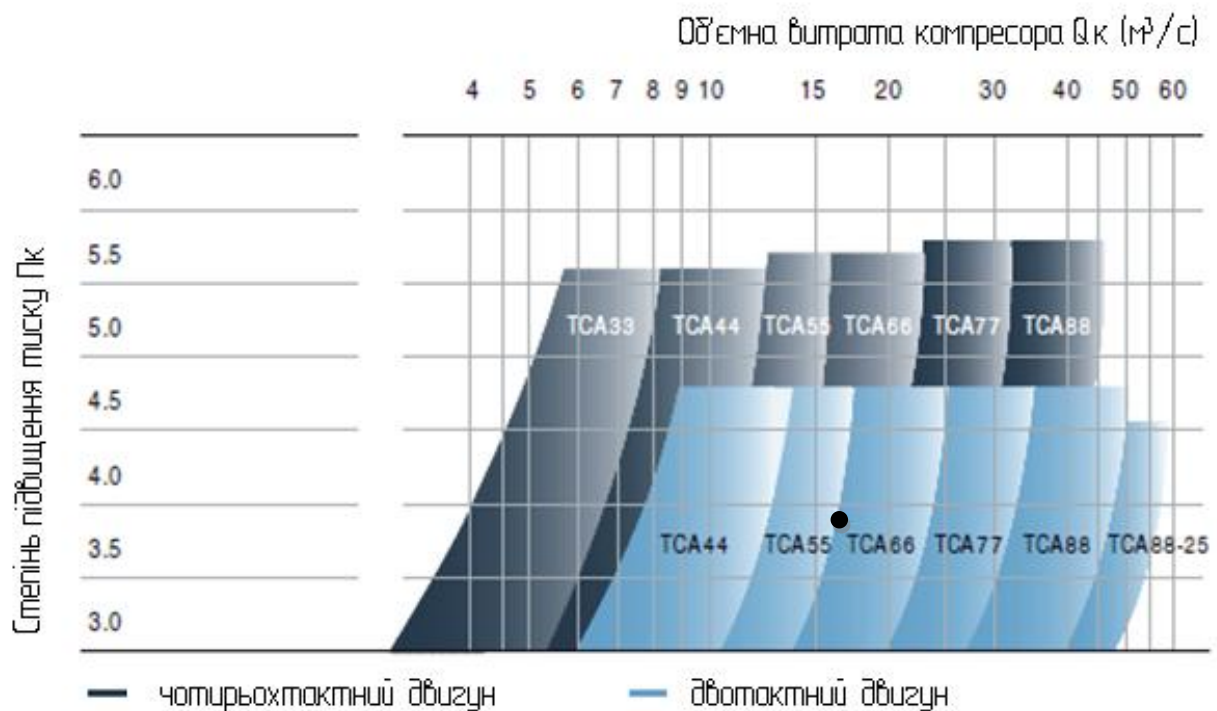
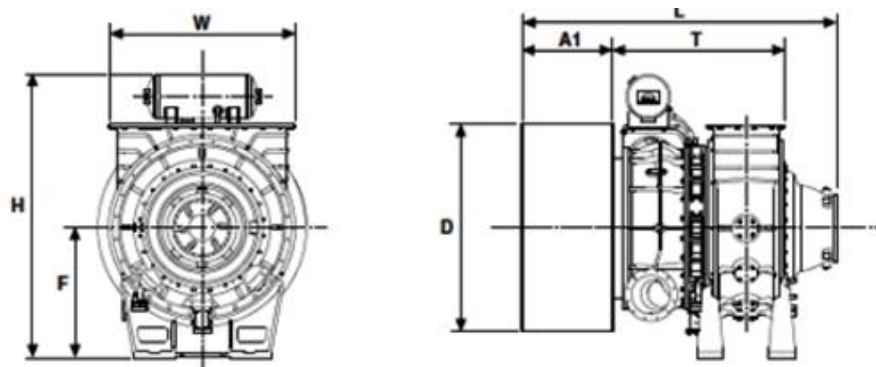


Рисунок 4.3 Графік залежності степені підвищення тиску та об'ємної витрати компресора.



Тип	L mm	W mm	H mm	F mm	T mm	A1 mm	D mm
TCA33	1 558	802	1 021 ^{h)}	443	832	476	996
TCA44	2 194	1 054	1 614	600	945	534	1 000
TCA55	2 167 ^{h)} 2 224 ^{h)}	1 206	1 974 ^{h)} 1 864 ^{h)}	850 ^{h)} 740 ^{h)}	1 090	591	1 371
TCA66	2 500 ^{h)} 2 550 ^{h)}	1 433	2 198	850	1 294	783	1 625
TCA77	2 985	1 694	2 669 ^{h)} 2 479 ^{h)}	1 200 ^{h)} 1 010 ^{h)}	1 538	920	1 930
TCA88	3 369	2 012	2 927	1 200	1 825	1 076	2 270
TCA88-25	4 218	2 012	2 987	1 200	1 825	1 076	2 270

Рисунок 4.4 Характеристики компресорів версії TCA.

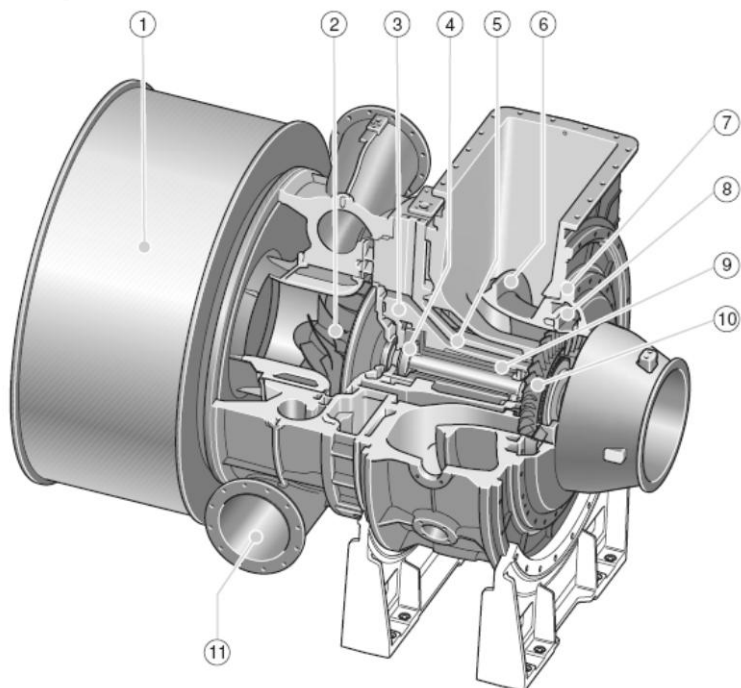


Рисунок 4.5 Турбокомпресор типу TCA

1 – глушник, 2 – лопатки компресора, 3 – несучий корпус, 4 – упорний підшипник,
5 – вмонтована ущільнююча повітряна система, 6 – випускний дифузор, 7 – видухотримуючий корпус, 8 – кільце сопла, 9 – площини підшипників, 10 – оболонка компресора, 11 – кожух компресора.

4.2. Розрахунок елементів проточної частини компресора

Розрахунок проводився за допомогою програми "MS EXCEL", що враховує відповідні показники турбокомпресора.

Таблиця 4.1 Попереднє визначення колової швидкості u_2

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Результат
1	Адiabатна робота стиску в компресорі	L_{ad} , Дж/кг	$1004,5T_0(\pi_k^{0,286} - 1)$	141 743
2	Колова швидкість на діаметрі D_2	U_2 , м/с	$\sqrt{\frac{2L_{ad}}{H_k}}$	466,97

Таблиця 4.2 Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Результат
3	Швидкість перед колесом	c_1 , м/с	$\bar{c}_m U_2$	158,77
4	Температура повітря перед колесом	T_1 , К	$T_a - \frac{c_1^2 - c_a^2}{2C_p}$	287,906
5	Тиск перед колесом	P_1 , Па	$P_a \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n}{n-1}}$	83782,57
6	Густина повітря перед колесом	ρ_1 , кг/м ³	$\frac{P_1}{RT_1}$	1,0348
7	Площа на вході у колесо	f_1 , м ²	$\frac{G}{\rho_1 c_1}$	0,137
8	Зовнішній діаметр колеса на вході	D_H , м	$\sqrt{\frac{4f_1}{\pi} + D_0^2}$	0,45
9	Середній квадратичний діаметр на вході в колесо	D_1 , м	$\sqrt{\frac{D_H^2 + D_0^2}{2}}$	0,34
9.1	Зовнішній діаметр колеса	D_2 , м	D_1/D_{12}	0,66

Таблиця 4.3. Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Результат
---	----------	-----------------------------------	-----------------------------	-----------

10	Коефіцієнт циркуляції	μ	$\frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{Z_k \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}}$	0,875
11	Кут входу потоку в колесо на діаметрі D_1	β_1 , град	$\arctg \left(\frac{c_1 D_2}{u_2 D_1} \right)$	33,376
12	Кут установки лопатки на діаметрі D_1	β_{1n} , град	$\beta_1 + i_1$	35,376
13	Коефіцієнт захаращення на вході у робоче колесо	τ_1 , град	$1 - \frac{\delta_1 Z_k}{\pi D_1 \sin \beta_{1n}}$	0,903
14	Швидкість повітря на вході з урахуванням захаращення лопатками ОСА	c'_1 , м/с	$\frac{c_1}{\tau_1}$	175,806
15	Кут входу потоку у колесо з урахуванням захаращення на діаметрі D_1	β'_{11} , град	$\arctg \left(\frac{c'_1 D_2}{U_2 D_1} \right)$	36,1
16	Кут входу потоку на діаметрі D_n	β_{1n} , град	$\arctg \left(\frac{c'_1 D_2}{U_2 D_n} \right)$	28,86
17	Відносна швидкість потоку на діаметрі D_n	w'_n , м/с	$\frac{c'_1}{\sin \beta_{1n}}$	364,15
18	Число λ_w на діаметрі D_n	λ_{nw}	$\frac{w'_n}{18,3 \sqrt{T_a}}$	1,162
19	Температура повітря за колесом	T_2 , К	$T_1 + \frac{U_2^2}{2C_p} \left[2(\mu + \alpha_{m\theta}) - \mu^2 - \varphi_{2r}^2 + \bar{C}_m^2 \right]$	395,6
20	Визначення комплексу	$\frac{n_2}{n_2 - 1}$	$\frac{k}{k - 1} \eta_2$	3,08
21	Тиск за колесом	P_2 , Па	$P_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}}$	222951,2
22	Густина повітря	$\rho_{2,к2}/\text{м}^3$	$\frac{P_2}{287 T_2}$	1,963
23	Проекція абсолютної швидкості c_2 на колову	c_{2u} , м/с	μU_2	408,67
24	Меридіональна складова абсолютної швидкості	c_{2r} , м/с	$\varphi_{2r} U_2$	93,39
25	Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса	c_2 , м/с	$\sqrt{c_{2r}^2 + c_{2u}^2}$	419,20
26	Число Маха для швидкості c_2	M_{c_2}	$c_2 / \sqrt{k R T_2}$	1,05
27	Кут потоку на виході з колеса	α_2 , град	$\arctg \left(\frac{c_{2r}}{c_{2u}} \right)$	13,326
28	Ширина колеса на виході	b_2 , м	$\frac{G}{\pi \rho_2 c_{2r} D_2}$	0,059
29	Швидкість на виході з Б/Д у першому наближенні	$c_{3(1)}$, м/с	$c_2 \frac{D_2}{D_3}$	310,52

30	Температура повітря за БЛД	$T_3^{(1)}, \text{ К}$	$T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2010}$	435
31	Комплекс показника політропи у БЛД	k_{n3}	$\frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_3$	2,8
32	Показник політропи у БЛД	n_3	$\frac{k_{n3}}{k_{n3} - 1}$	1,56
33	Тиск за БЛД	$P_3, \text{ Па}$	$P_2 \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3}{n_3 - 1}}$	258487,5
34	Густина повітря за БЛД	$\rho_3, \text{ кг/м}^3$	$\frac{P_3}{287 T_3}$	2,07
35	Ширина БЛД на виході	$b_3, \text{ м}$	$b_2 \cdot 0,77$	0,047
36	Кут виходу потоку з БЛД	$\alpha_3, \text{ град}$	$\arctg \left[\frac{b_2}{b_3} \frac{\rho_2}{\rho_3} \{ \operatorname{tg} \alpha_2 + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_2} \cdot \right. \\ \cdot \frac{\lambda_{БЛД}}{b_3} (R_3 - R_2) \times \left. \left[1 + \frac{k - 1}{n_3 - 1} \frac{M_{c_2}^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right]$	15,4
37	Швидкість потоку на виході з БЛД	$c_3^{(2)}, \text{ м/с}$	$\frac{G}{\pi D_3 b_3 \sin \alpha_3 \rho_3}$	308,89
38	Температура повітря за дифузором	$T_3^{(2)}, \text{ К}$	$T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2010}$	435,56
40	Визначення числа Маха	M_{c3}	$M_{c3} = c_3 / \sqrt{k R T_3}$	0,738

Таблиця 4.4 Розрахунок та конструювання лопатного дифузора компресора

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Результат
41	Кут установки лопатки ЛД на вході	$\alpha_{3_{л}}, \text{ град}$	$\alpha_{3_{л}} = \alpha_3 + i_3$	17,4
42	Кут установки лопатки ЛД на виході	$\alpha_{4_{л}}, \text{ град}$	$\alpha_{3_{л}} + \Delta \alpha$	32,4
43	Середній кут установки лопатки	$\alpha_{cp}, \text{ град}$	$(\alpha_{3_{л}} + \alpha_{4_{л}}) / 2$	24,9
44	Кут потоку на виході з ЛД	$\alpha_4, \text{ град}$	$\arcsin \frac{\sin \alpha_{4_{л}}}{k_{\alpha}}$	30,364
45	Коефіцієнт захаращення на вході з ЛД	τ_3	$1 - \frac{z_{Д} \delta_3}{\pi D_3 \sin \alpha_{3_{л}}}$	0,945

46	Коефіцієнт захаращення на виході з ЛД	τ_4	$1 - \frac{z_D \delta_4}{\pi D_4 \sin \alpha_{4,l}}$	0,978
47	Ширина дифузора на виході	b_4 , м	$b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \operatorname{tg} \delta_m$	0,0609
48	Дифузорність Л	f	$\frac{D_4 b_4 \tau_4 k_\alpha \sin \alpha_4}{D_3 b_3 \sin \alpha_3}$	2,41
49	Кут розкриття еквівалентного дифузора	δ , град	$2 \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \tau_3 \sin \alpha_{3,l}}{D_3 z_l}} \times \frac{\sqrt{f-1}}{\frac{D_4}{D_3} - 1} \right)$	6,62

Таблиця 4.5 Розрахунок та конструювання повітрязбірної завитки

№	Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Результати
50	Комплекси показника політропи в ЛД	k_{n_4}, k_{2n_4}	$k_{n_4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_4$ $k_{2n_4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{1}{n_4 - 1}$	2,975 2
51	Температура повітря на виході з ЛД (перше наближення)	$T_4^{(1)}$, К	$T_4 = T_3$	433,56
52	Швидкість повітря на виході з ЛД	c_4 , м/с	$c_3 \frac{b_3 D_3 \sin \alpha_3}{b_4 D_4 \sin \alpha_4} \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{n_4 - 1}}$	100
53	Температура повітря на виході з ЛД	$T_4^{(2)}$, К	$T_3 + \frac{c_3^2 - c_4^2}{2010}$	478,05
54	Тиск повітря за ЛД	P_4 , Па	$P_3 \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4 - 1}}$	358048,7
55	Радіус дуги середньої лінії лопатки	R_l , м	$\frac{D_4^2 - D_3^2}{4(D_4 \cos \alpha_{4,l} - D_3 \cos \alpha_{3,l})}$	0,193
56	Радіус кола центрів дуг середньої лінії лопаток	R_y , м	$\sqrt{R_l^2 + R_3^2 - D_3 R_l \cos \alpha_{3,l}}$	0,52
57	Швидкість повітря на виході з компресора	c_5 , м/с	$c_1 A$	79,38
58	ККД завитки	η_5	$1 - \frac{\xi_5 c_4^2}{c_4^2 - c_5^2}$	0,526
59	Комплекс показника політропи у завитці	$\frac{n_5}{n_5 - 1}$	$\frac{k}{k - 1} \eta_5$	1,82
60	Зміна тиску повітря у завитці (при $\left \frac{c_5 - c_4}{c_4} \right \leq 0,03$)	ΔP_5 , Па	$\xi_4 \frac{\rho_4 c_4^2}{2}$	2937,5

Продовження табл. 4.5

61	Тиск повітря за завиткою	P_5 , Па	$P_4 - \Delta P_5$	355111,1
62	Температура повітря за завиткою($\left \frac{c_5 - c_4}{c_4} \right \leq 0,03$)	T_5 , К	$T_5 = T_4$	478,05
63	Тиск повітря за завиткою	ΔP_5 , Па	$P_4 \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_5}{n_5-1}}$	355111
64	Адiabатний ККД компресора	$\eta_{ад}$	$\frac{T_0 \left[(P_5/P_0)^{0.286} - 1 \right]}{T_5 - T_0}$	0,81
65	Адiabатна робота стискування повітря	$L_{кад}$	$L_{ад} = \frac{k}{k-1} RT_0 \left(\Pi_{\kappa}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right);$	141572,8
66	Потужність компресора	N_K	$\frac{G_{пов} \cdot L_{ад,к}}{\eta_{ад,к}}$	3926,89
67	Повна температура газу за компресором	T_5^*	$T_5 + c_5^2 / 2C_{рп}$	479,59

4.3. Розрахунок проточної частини турбіни

Таблиця 4.6 Визначення параметрів газу перед турбіною

1. Витрати газу через турбіну, G , кг/с	$G_k + \frac{g_e N_e}{3600}$	22,96
2. Тиск газу у колекторі, $P_r = P_T$, МПа	$(0,75 \dots 0,9) P_K$	0,349
3. Температура залишкових газів, T_r	$T_z \approx T_b \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}}$	751,4
4. Повна температура газу перед турбіною T^0	$T^0 = T_T \approx \frac{(\phi_a - 1) T_K + \beta_0 \cdot T_r}{\phi_a - 1 + \beta_0}$	681,09

Продовження табл. 4.6

5. Підігрів повітря в компресорі , ΔT_k , К	$\Delta T_k = \frac{T_1(\pi_k^{\frac{k_n-1}{k_n}} - 1)}{\eta_k}$	171,87
6. Температура робочого тіла за ступенем, T_{2f} , К	Береться з подальшим уточненням $T_0^* - \Delta T_k$	521
7. Середня температура процесу в ступені, T_{cp} , К	$0,5 \cdot (T_0^* + T_{2f})$	601,05
8. Теплоємність робочого тіла, C_p , Дж/(кг · К)	задано	1102
9. Комплекс, $m = \frac{k-1}{k}$	$m = \frac{k-1}{k}$	0,265
10. Показник ізентропи, k	$\frac{1}{1-m} = 1/(1-0,265)$ Примітка: k = 1,33...1,34 — для чотиритактного ДВЗ; k = 1,35...1,36 — для двотактного ДВЗ	1,36
11. Газова стала R, Дж/(кг · К)	$C_p \cdot m = 1102 \cdot 0,265$	292,03
12. Уточнення температури робочого тіла за ступенем, T_{2f} , К	$T_{2f} = T_0^* - \frac{h_a^*}{C_p}$	520,8
13. Допустима величина опору за турбіною, ΔP , МПа	Визначається за результатами гідравлічного розрахунку системи газовідводу ДВЗ. Приймається 0,003...0,0060	0,005
14. Статичний тиск газу за турбіною, P_2 , МПа	$P_H + \Delta P$ 0,1012+0,0038 Примітка: при наявності дифузора за турбіною $P_2 = P_{2\partial} = P_H + \Delta P - \Delta P_{\partial}$ де ΔP_{∂} — підвищення тиску у дифузорі	0,105
15. ККД турбокомпресора, η_{TK}	Приймається 0,68...0,72	0,72
16. Тиск газу перед турбіною, згідно енергетичного балансу P_0^* , МПа	$\frac{P_2}{\left(1 - \frac{k-1}{k} \frac{L_k \cdot G_k}{R \cdot T_0^* \cdot \eta_{TK} \cdot G}\right)^{\frac{k}{k-1}}}$	0,329
17. Порівняння P_0^* з P_T	$(P_T - P_0^*) / P_0^*$	0,061
18. Наявна робота турбіни, L_T (наявний теплоперепад ступеня, h_a^*), Дж/кг	$C_p \cdot T_0^* \cdot \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]$	196360,76

19 ККД турбокомпресора, η_{TK}	Для сучасних ТК ККД відцентрових компресорів досягає 85%, осьових турбін 86%. Загальний ККД ТК при цьому становить близько 72,5%. В інших випадках ТК приймається в межах 0,60...0,70.	0,725
20. Наявний тепловий перепад ступеня, h_a^* , Дж/кг	$h_a^* = G_K L_{ad} / G \cdot \eta_{\text{TK}}$	191010,475

Таблиця 4.7 Термогазодинамічний розрахунок осьового ступеня турбіни з дифузorzом

21. Адіабатний перепад ентальпії у дифузorzі, h_{ad} , Дж/кг	$(0,05 \dots 0,1) h_a^*$	15280,83
22. Наявний тепловий перепад ступеня з дифузorzом, h_a^* , Дж/кг	$h_a^* + h_{ad}$	206291,3
23. Теоретична швидкість за сопловими каналами, відповідна наявному тепловому перепаду ступеня, c_{ad} , м/с	$\sqrt{2 \cdot h_a^*}$	642,32
24. Віяловість ступеня, $\lambda = \frac{D_{cp}}{l_{cp}}$	Приймається 4...6, або згідно прототипу та уточнюється після обчислення довжини робочої лопатки	5
25. Міра реактивності ступеня в кореневому перерізі, ρ_K	Приймається 0,03...0,05	0,05
26. Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі, ρ	$\rho_K + \frac{2 \cdot \lambda - 1}{\lambda^2}$	0,41
27. Кут виходу потоку із соплової решітки, α_1 , град.	Приймається 14...18	18
28. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки, φ	Приймається 0,95...0,98	0,95
29. Наявний тепло перепад в соплових каналах, h_{ac}^* , Дж/кг	$h_a^* \cdot (1 - \rho)$	121711,87
30. Швидкість виходу потоку із соплової решітки, c_{ac} , м/с Продовження табл. 4.7	$\varphi \cdot \sqrt{2 \cdot h_{ac}^*}$	468,71
31. Характеристика ступеня, $v = \left(\frac{U_{cp}}{c_{ad}} \right)_{opt}$	$\frac{\varphi \cdot \cos \alpha_1}{2 \cdot \sqrt{1 - \rho}}$	0,597
32. Колова швидкість на середньому діаметрі, U_{cp} , м/с	$c_{ad} \cdot v$	383,31

33. Середній діаметр ступеня, $D_{\text{ср}}$, м	$\frac{U_{\text{ср}}}{\pi n_{\text{тк}}}$ Примітка: $D_{\text{ср}} = (0,85 \dots 0,95) \cdot D_{2\kappa}$	0,594
34. Уточнення температури робочого тіла за ступенем, T_{2t} , К	$T_{2t} = T_0^* - \frac{h_a^*}{C_p}$	493,89
35. Статичний тиск за ступенем турбіни з дифузором, $P_{2\partial}$, МПа	$P_0^* \left[1 - \frac{h_{a\partial}^*}{C_p \cdot T_0^*} \right]^{\frac{k}{k-1}}$	0,1048
36. Густина потоку за ступенем турбіни з дифузором, $\rho_{2\partial}$, кг/м ³	$\rho_{2\partial} = \frac{P_{2\partial} \cdot 10^6}{R \cdot T_{2\partial}}$	0,527
37. Втрати енергії в соплових каналах, q_c , Дж/кг	$(1 - \varphi^2) \cdot h_{ac}^*$	11866,9
38. Статичні параметри робочого тіла за сопловою решіткою: тиск, P_1 , МПа температура, T_1 , К густина, ρ_1 , кг/м ³	$P_0^* \cdot \left[1 - \frac{h_{ac}^*}{C_p \cdot T_0^*} \right]^{\frac{k}{k-1}}$ $T_0^* - \frac{C_1^2}{2 \cdot C_p}$ $\frac{P_1 \cdot 10^6}{R \cdot T_1}$	0,169 581 0,995
39. Швидкість звуку на виході з соплової решітки, a_1 , м/с	$\sqrt{k \cdot R \cdot T_1}$	480,3
40. Число Маха на виході з соплових каналів, M_1	$\frac{C_1}{a_1}$	0,975
41. Довжина вихідної кромки соплових лопаток, l_c , м	$\frac{G}{\pi \cdot D_{\text{ср}} \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \rho_1}$	0,09

Продовження табл. 4.7

42. Кут розкриття проточної частини, $\gamma = \gamma_n + \gamma_k$, градус	Приймається 4...18 $\gamma_n = \gamma_k = 2...9$	16
43. Осьовий зазор у ступені, S , м	Приймається 0,003...0,010	0,075
44. Ширина соплових лопаток, B_c , м	$B_c = l_c / (l_c / B_c)$	0,03
45. Відношення довжини до ширини робочих лопаток, $\frac{l_p}{B_p}$	2,5...4,0	3
46. Ширина робочих лопаток, B_p , м	$B_p = l_p / (l_p / B_p)$	0,03
47. Радіальний зазор, δ_p , м	Приймається (0,005...0,010) $\cdot l_p$	0,0075
48. Довжина вихідної кромки робочих лопаток, l_p , м	З ескізу проточної частини $l_p = l_c + 2 (B_p + S) \cdot \tan \gamma_n$	0,116
49. Віяловість ступеня, λ	$\frac{D_{cp}}{l_p}$	5,11
50. Кут установи соплових лопаток, α_y , градус	$\alpha_y = f \cdot (\alpha_0 - \alpha_1)$ (рис. 2Д)	35
51. Хорда профілю соплової лопатки, B_c , м	$\frac{B_c}{\sin \alpha_y}$	0,052
52. Відносний крок соплової решітки, $\overline{t_c} = \frac{t_c}{B_c}$	Приймається 0,75...0,90	0,85
53. Відносна швидкість входу потоку на робочі лопатки, W_1 , м/с	$\sqrt{C_1^2 + U_{cp}^2 - 2U_{cp} \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1}$	151,99
54. Кут входу потоку на робочі лопатки у відносному русі, β_1 , градус	$\arcsin \frac{C_1 \cdot \sin \alpha_1}{W_1}$	72,345
55. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки, ψ	Приймається 0,94...0,96	0,95
56. Ізоентропійний теплоперепад у робочій решітці, h_{ap} , Дж/кг	ρh_a^*	84579,43832
57. Наявний теплоперепад у робочій решітці, h_{ap}^* , Дж/кг	$h_{ap} + \frac{W_1^2}{2}$	96131,19
58. Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів, W_2 , м/с	$\psi \cdot \sqrt{2 \cdot h_{ap}^*}$	416,55

59. Втрати енергії у робочому каналі, q_p , Дж/кг	$(1 - \psi^2) \cdot h_{ap}^*$	9372,79
60. Статичні параметри потоку на виході з робочих каналів: температура, T_2 , К густина, ρ_2 , кг/м ³	$T_1 - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2 \cdot c_p}$ $\frac{P_2 \cdot 10^6}{R \cdot T_2}$	513,16 0,7
61. Швидкість звуку на виході з робочих каналів, a_2 , м/с	$\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_2}$	451,26
62. Число Маха на виході з робочої решітки, M_{w2}	W_2 / a_2	0,92
63. Кут виходу потоку з робочої решітки, β_2 , град	$\arcsin \cdot \frac{G}{\pi \cdot D_{cp} \cdot W_2 \cdot l_p \cdot \rho_2}$	21,29
64. Кут установки профілів робочої решітки, β_y , град	$\beta_y = f(\beta_1 - \beta_2)$	51,04
65. Хорда профілю робочих лопаток, b_p , м	$\frac{B_p}{\sin \beta_y}$	0,042
66. Відносний крок робочої решітки, $\bar{t}_p = \frac{t_p}{b_p}$	$0,4 \cdot \rho + 0,6$	0,764
67. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки, C_2 , м/с	$\sqrt{W_2^2 + U_{cp}^2 - 2 \cdot U_{cp} \cdot W_2 \cdot \cos \beta_2}$	273,76
68. Втрати енергії з вихідною швидкістю, q_a , Дж/кг	$C_2^2 / 2$	37473,89
69. Кут виходу потоку зі ступеня, α_2 , град Продовження табл. 4.7	$\arccos \frac{W_2 \cos \beta_2 - U_{cp}}{C_2}$ у випадку значного (більше 5...10°) відхилення від 90° змінити кут γ або α_1	103,32
70. Колові складові абсолютних швидкостей: за сопловою решіткою, C_{1u} , м/с за робочою решіткою, C_{2u} , м/с	$C_1 \cdot \cos \alpha_1$ $C_2 \cdot \cos \alpha_2$	445,77 -63,079

71. Колова робота ступеня, l_u , Дж/кг	$U_{cp} \cdot (c_{1u} + c_{2u})$	146689,5
72. Коловий ККД ступеня за кінематичними параметрами, η_u	l_u / h_a^*	0,711
73. Коловий ККД ступеня за коловими втратами, η_u'	$\eta_u' = \frac{h_a^* - q_c - q_p - q_a}{h_a^*}$ Таким чином, забезпечується умова $\eta_u \geq \eta_u'$	0,715
74. Радіальний зазор, δ_p , мм	Приймається 0,5...1,0	0,0008
75. Відносна величина радіального зазору, $\bar{\delta}_p = \delta_p / l_p$	0,0008/0,101	0,0068
76. Число виступів радіального лабіринтового ущільнення, Z	За відсутністю лабіринтів Z = 1	1
77. Міра реактивності у периферійному перерізі, $\rho_{зоз}$	$1 - (1 - \rho) \cdot \left(\frac{\lambda}{\lambda + 1} \right)^2$	0,59
78. Витоки через периферійний радіальний зазор лопаток, ξ_{BT}^δ	$\frac{0,15 \cdot c_{ад} \cdot \operatorname{ctg} \alpha_1}{w_2 \cdot \sin \beta_2} \cdot \frac{\delta_p}{l_p} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{зоз}}{Z}} \cdot \eta_u$	0,0074
79. Середня густина потоку в робочих каналах, ρ_{cp} , кг/м ³	$0,5 \cdot (\rho_1 + \rho_2)$	0,848
80. Коефіцієнт конструктивного оформлення ступеня, K_δ	Приймається $(0,55 \dots 0,90) \cdot 10^{-3}$	0,00075
81. Втрати від тертя диска од робоче тіло, $\xi_{тр}$	$K_T \cdot \frac{D_{cp}}{l_c \cdot \sin \alpha_1} \cdot \frac{\rho_{cp}}{\rho_1} \cdot \left(\frac{U_{cp}}{c_{ад}} \right)^3$	0,0028
82. Внутрішній ККД ступеня, η_i	$\eta_u - \xi_{BT}^\delta - \xi_{тр}$	0,715
83. Внутрішній тепло-перепад ступеня, h_i , Дж/кг	$h_a^* \cdot \eta_i$	147624,29
84. Внутрішня потужність ступеня, N_i , Вт	$G \cdot h_i$	3390761,7

Продовження табл. 4.7

85. Механічний ККД ступеня, η_M	Приймається 0,95...0,99	0,99
86. Потужність турбіни, N_T , кВт	$N_i \cdot \eta_M \cdot 10^{-3}$	3356,85
87. Оцінка помилки у забезпеченні енергетичного балансу турбокомпресора	$\frac{ N_T - N_K }{N_T}$	-0,16
88. Ефективний ККД турбіни, η_{eT}	$\eta_i \cdot \eta_M$	0,71
89. Відносна потужність турбіни, δ_T	N_T/N_e	0,314

4.4. Розробка загальної компоновки турбокомпресора та його основних елементів

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

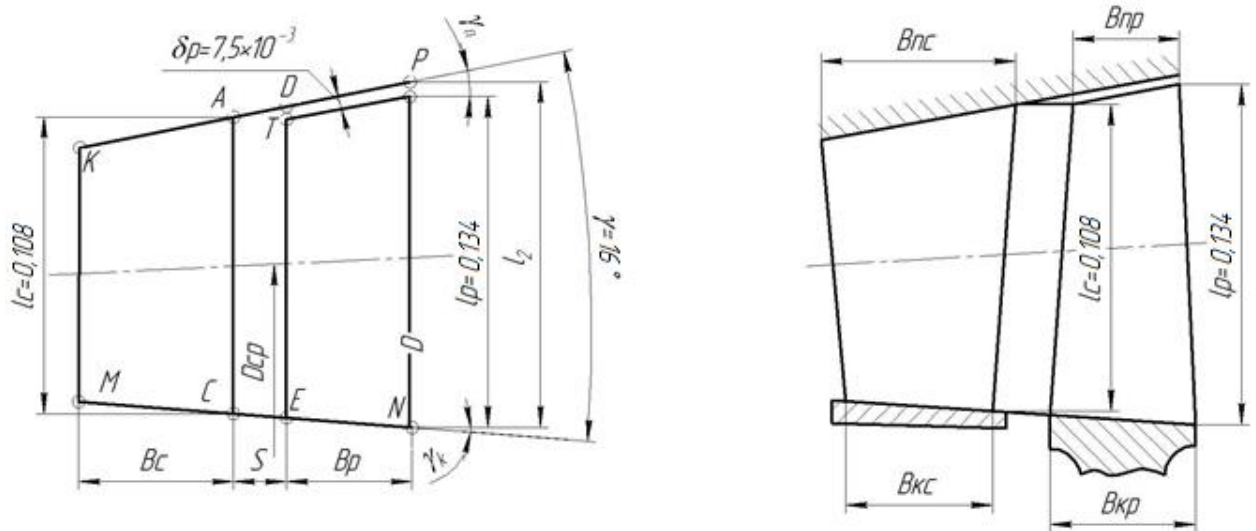


Рисунок 4.3. Ескіз проточної частини осьового турбінного ступеня

Висновок

В розділі розраховано та компоновано турбокомпресор марки ТСА – 66, що встановлено на двигун 9S50ME-C9.2

5. Проектування допоміжної котельної установки.

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 зредного звинта;

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

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

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

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 пароплавства; окремими положеннями: "Керівництва з технічного нагляду за суднами в експлуатації", "Правил технічної експлуатації суден", "Положення про заводський ремонт суден", "Правил техніки безпеки на суднах 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 "ECO VALENCIA" встановлено встановлено допоміжний комбінований котел марки EGH674V3 фірми "Gesab" паропроductивністю 1910 кг/год.

Основні характеристики суднового допоміжного котла
фірми "Gesab"

Паропроductивність

1910 кг/год

ККД

93 %

Витрата мазуту

208,4 кг/год

Температура вихідних газів	180 °C
Максимальний робочий тиск	1 МПа
Температура живильної води	50 °C
Коефіцієнт надлишку повітря	1,1

Внутрішній вид котла представлено на (рис 5.1). Зовнішній вигляд котла представлено на (рис. 5.2)..

"Gesab" — 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.

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

До складу "Gesab" 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, водоказник, імпульсний генератор термозідрабличного регулятора живлення, клапан верхнього продування і інша арматура. На водяному колекторі знаходяться клапани нижнього продування.

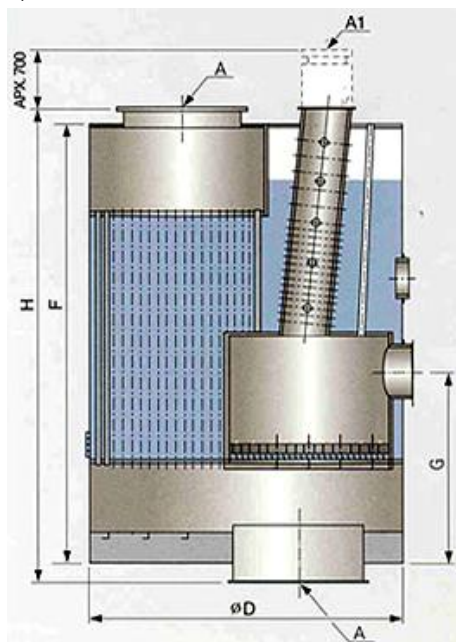


Рисунок 5.1 Внутрішній вид котла Gesab



Рисунок 5.2 Зовнішній вид котла Gesab

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 марки EGN674V3 фірми "Gesab" водотрудна частина виконана на базі агрегата МА зі слабонахиленими кип'ятильними трубами і повністю охолоджуваною циліндричною топкою. Газотрудна утилізаційна частина представляє собою котел типу ЕА із вертикальними димогарними трубами, що працює на теплоті відхідних газів ДВЗ. Котел фірми "Gesab" повністю автоматизовано, його паливна частина автоматично підтримує потрібну паропроодуктивність при зниженні потужності ДВЗ. Відхідні гази поступають в нижню приймальну камеру, що грає роль глушника. паливна частина має потужність 1,350 kW, утилізаційна — 674 kW.

На рисунку 5.3 зображена принципова схема системи автоматичного управління [26], захисту та сигналізації. Управління процесами горіння і живлення здійснюється позиційно за допомогою реле робочого тиску 1 і датчика рівня 20, який з'єднаний з ПК конденсаційним сосудом 23 і щитом автоматичного керування 22.

Реле робочого тиску 1 шляхом відключення і включення електродвигуна вентилятора 6 і електромагнітного клапана 7, встановленого на паливній магістралі, підтримує тиск пари. Паливна магістраль включає паливний трубопровід, форсунку 5, насос 10, фільтри 8 і перепускний клапан 11. Паливо підводиться через трубу 9 з витратного бака.

При пуску котлоагрегату для попередньої вентиляції топки щоб уникнути вибуху спочатку включається вентилятор, а потім через 15 секунд відкривається паливний електромагнітний клапан. Вимкнення котлоагрегату відбувається в зворотній послідовності: спочатку закривається електромагнітний клапан, а через 13–17 секунд вимикається електровентилятор.

Автомат живлення включає або відключає електродвигун живильного насоса 13 при досягненні рівня води в ПК на 20 мм нижче або вище середнього положення з водомірного скла. Пуск котлоагрегату здійснюється автоматично після установки в пусковий положення тумблерів і головного вимикача, що розташовуються разом з аварійно-попереджувальною сигналізацією (сигнальними лампами, ревуном 21) на щиті 22. Для запалювання палива служить трансформатор 12 (ТГ-1020), з'єднаний з електродами 3 високовольтних проводом.

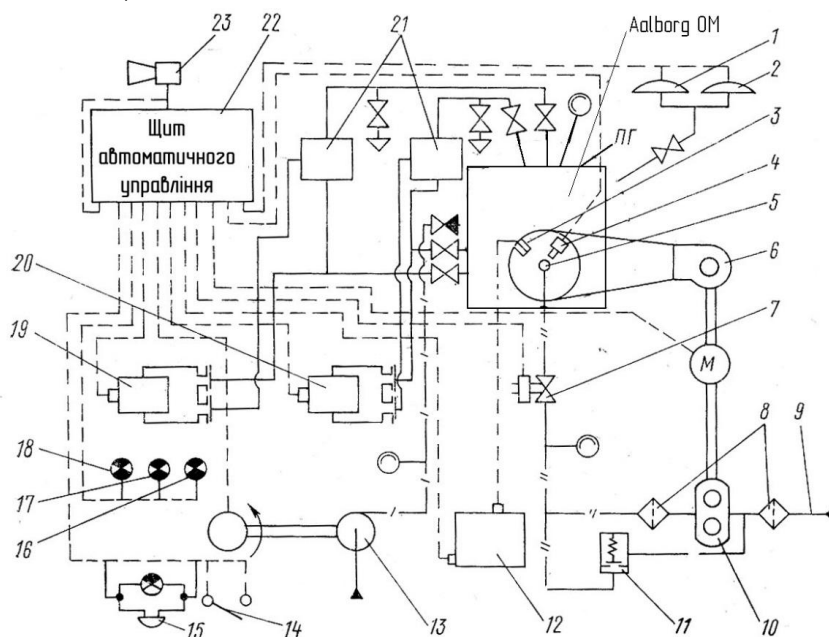


Рисунок 5.3 Принципова схема системи автоматичного управління, захисту і сигналізації котла Gesab:

— імпульсні трубопроводи; — / — / — живильний трубопровід;

— // — // — паливний трубопровід; — електромережі

Розглянута система забезпечує безвахтенну роботу ПК в усьому діапазоні навантажень і автоматичний захист ПК при досягненні тиску пари, вище допустимого; при зміні рівня води в ПК понад припустимого (± 80 мм); обриві факела під час роботи; незапаленні палива при розпалюванні і зниженні його тиску до мінімального значення. При аварійних ситуаціях включаються звукова і світлова дистанційних сигналізації: дзвінок 15 з лампою, червоні лампи 17 і 18 (при неприпустимому зміні рівня води). Екстрена зупинка котлоагрегату здійснюється вимикачем 14. При цьому: клапан 7 відключає подачу палива, а через 13–17 секунд вмикається вентилятор. При нормальній роботі котлоагрегату горить зелена лампа 16.

Котлоагрегат вмикається при досягненні граничного тиску, верхнього або нижнього граничних аварійних рівнів за допомогою реле граничного тиску 2 і датчика граничного рівня 19; при обриві факела під час горіння або при незапаленні палива в момент запуску (за допомогою фотореле 4) і зниженні його тиску до 1 МПа (з допомогою реле 24). Найбільш відомими і широко розповсюдженими в котлах з агрегатованим топковим пристроєм, з механічними форсунками, з нерухомими розпилювачами є пристрої типу «Монарх», «Ойлон» та ін. (рис. 5.4).

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

Паливний насос 2 і вентилятор 3 змонтовані на одному валу, котрий приводиться в обертання електродвигуном 4. Паливо насосом подається в електропідігрівач і далі до електромагнітних клапанів 5 і 6, які подають паливо до сопел. Подачу палива регулюють або відключенням сопел, або зливом частини палива в приймальну частину насоса.

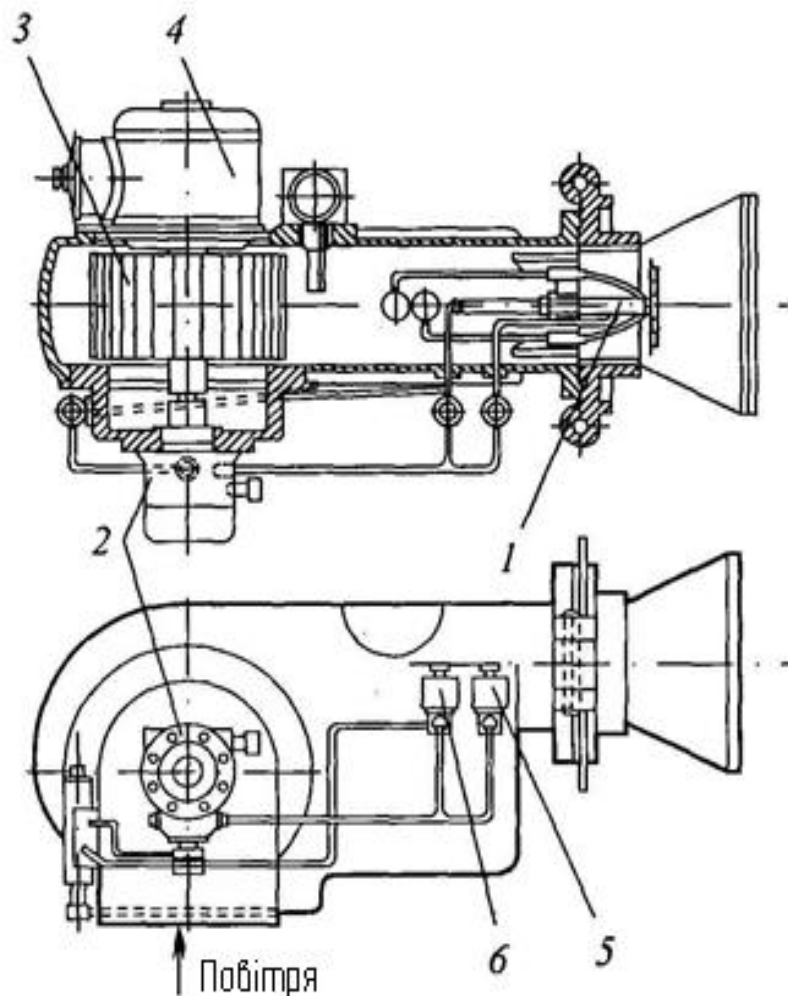


Рисунок 5.4.
типу «Монарх»

Робота ПК
повністю
ручне керування.
електричного

Топковий пристрій

може бути
переведена на
При цьому для
розпалювання

топки передбачена кнопка на щиті автоматичного управління. Розпалювання може бути також здійснено вручну від факела, що вноситься в топку через патрубок фотореле.

5.2 Характеристики палива

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

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).

В якості палива вибираємо мазут марки IFO 700(RMH55) (табл. 5.1). Для забезпечення в'язкості цього палива перед форсунками головного двигуна і котла на рівні 12 сСт паливо IFO 700RMH55 необхідно підігріти до температури $t_n = 155^\circ\text{C}$ — визначення представлено на (рис. 5.5.)

Температура зріючої пари повинна бути вище t_n на величину $\Delta t = 20\ldots 50^\circ\text{C}$ тому температура зріючої пари:

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

Згідно з термодинамічними таблицями води і пари, цю температуру можна досягти при тиску пари 1 МПа.

У судновій паросилової установці парогенераторам належить роль вироблення пари для головних і допоміжних механізмів, а також для цілого ряду побутових потреб. Процес паротворення і перегріву пари — це складні процеси, пов'язані з великими температурами і тиском. Ці процеси представлені в $T-s$ і $h-s$ діаграмах (рис. 5.6–5.7).

Таблиця 5.1. Склад палива IFO 700(RMH55)

Марка палива	Елементарний склад, %							Q^p_n
	C ²	H ²	(N ² +O ²)	S ²	A ^p	P	W	
IFO 700 (RMH55)	86,3	10,7	0,5	0,5	0,14	0	1,0	40530

5.3 Вихідні данні за пароводяним трактом

Повна паропроодуктивність допоміжного котла за насиченою парою:

$$D_{\text{кп}} = 1910 \text{ кг/ч} = 0,53 \text{ кг/с (задано)}.$$

У судновій енергетичній установці котлу належить роль виробника пари для головних і допоміжних механізмів, а також для цілого ряду побутових потреб. Процеси паротворення та перегріву пари — це складні термодинамічні процеси, пов'язані з великими температурами та тисками. Ці процеси зображують у $T-s$ і $h-s$ теплових діаграмах (рис. 5.6–5.7) відповідно до тиску і температури насичення пари на виході з котла.

Опис процесів:

1 – 2 – 3 — підігрів води перед котлом;

3 – 4 — підігрів води в пароводяному просторі за рахунок змішування з киплячою водою;

т. 4 — вхід води в пароводяний простір;

4 – 5 — сепараційний процеси відділення крапель води.

Кінематична в'язкість, сСт

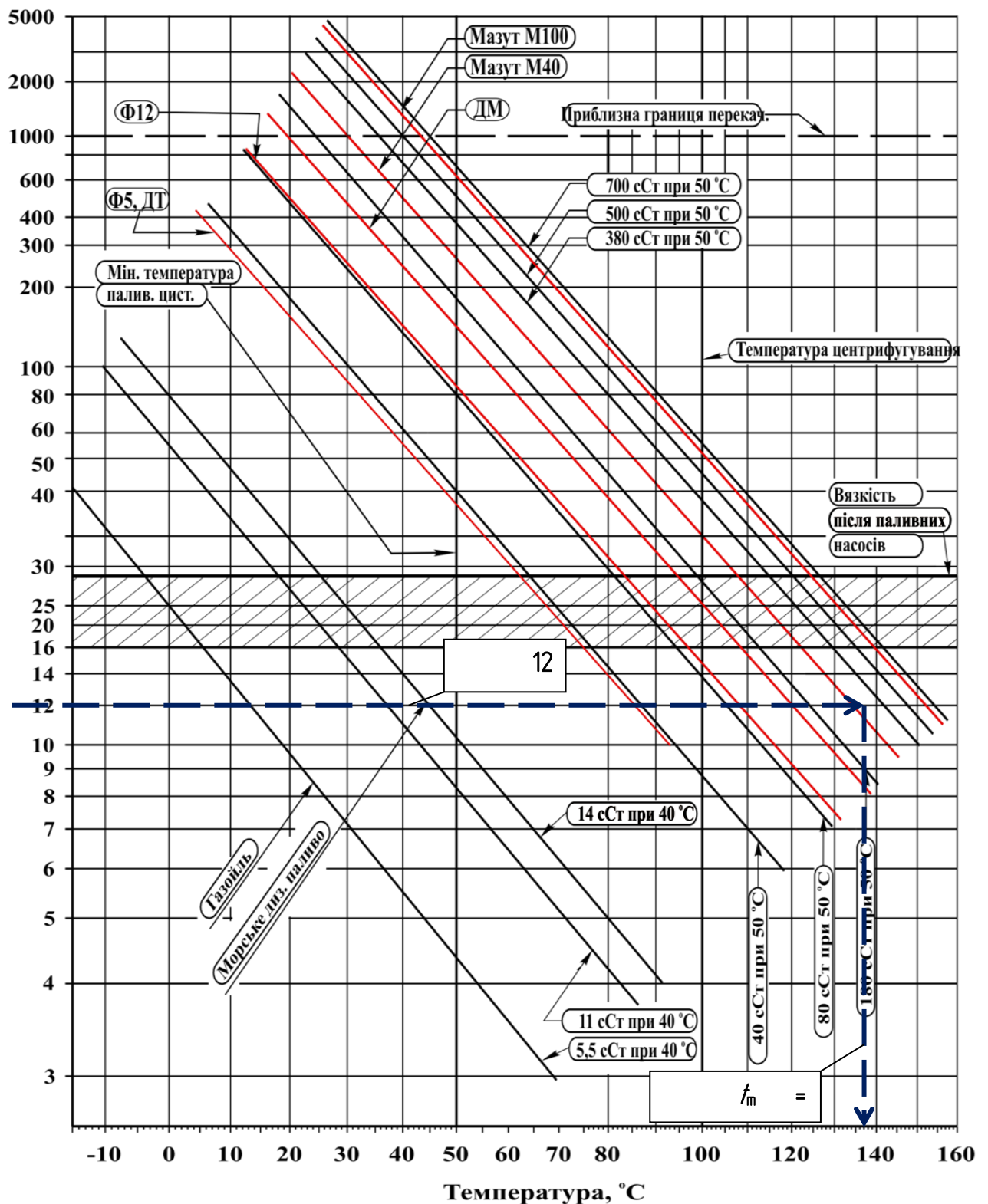


Рисунок 5.5 Визначення температури палива для забезпечення в'язкості 12...14 сСт для палива IFO 700(RMH55)

За процесами, що побудовані на рисунку 5.6, визначено параметри в характерних точках.

Тиск:

— в пароводяному колекторі $P_{\text{гп}} = 1.0$ МПа (задано);

Температура:

- живильної води $t_{\text{жв}} = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (задано);
 - насичення $t_s = 180 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (визначаємо відповідно до тиску насичення з [25]).
- Ступінь сухості пари при виході з пароводяного колектора $x = 0,99$ (приймаємо).

Ентальпія:

- води, що кипить при $i = 762,6 \text{ кДж/кг}$ [25];
 - сухої пари при $i' = 2777,0 \text{ кДж/кг}$ [25];
 - насиченої пари при виході з пароводяного колектора
- $$i_{\text{н}} = i(1 - x) + i' x = 762,6 (1 - 0,99) + 2777,0 \cdot 0,99 = 2756,8 \text{ кДж/кг};$$
- живильної води $i_{\text{жв}} = 209,26 \text{ кДж/кг}$ [25];

Питомий об'єм:

- живильної води $v_{\text{жв}} = 0,0010121 \text{ м}^3/\text{кг}$ [25];
 - води, що кипить $v' = 0,0011274 \text{ м}^3/\text{кг}$ [25];
 - сухої пари $v'' = 0,19430 \text{ м}^3/\text{кг}$ [25];
 - насиченої пари
- $$v_{\text{н}} = v' (1 - x) + v'' x = 0,0011274 (1 - 0,99) + 0,19430 \cdot 0,99 = 0,19237 \text{ м}^3/\text{кг};$$

5.4 Визначення об'ємів повітря та продуктів згоряння

Розрахунок складу робочої маси:

вуглець C^p

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

$$C^p = 86,3 \cdot \frac{100 - 0,14 - 1,0}{100} = 85,32 \text{ } \%;$$

водень H^p

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

$$H^p = 10,7 \cdot \frac{100 - 0,14 - 1,0}{100} = 10,57 \text{ } \%;$$

азот + кисень $N^p + O^p$

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

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

летуча сірка $S^p_{\text{л}}$

$$S^p_{\text{л}} = S^r_{\text{л}} \cdot \frac{100 - A^p - W^p}{100}, \%$$

$$S^p_{\text{л}} = 0,5 \cdot \frac{100 - 0,14 - 1,0}{100} = 0,49 \text{ } \%.$$

Коефіцієнт надлишку повітря приймаємо $\alpha = 1,1$.

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

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

Об'єм теоретично необхідної кількості повітря:

$$V^0 = 0,0889(C^p + 0,975S_{\text{п}}^p) + 0,267H^p - 0,0333O^p,$$

$$V^0 = 0,0889(85,23 + 0,975 \cdot 0,49) + 0,267 \cdot 10,57 - 0,0333 \cdot 0,494 = 10,43 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Приведений вуглець палива:

$$K^p = C^p + 0,375S_{\text{п}}^p,$$

$$K^p = 85,32 + 0,375 \cdot 0,49 = 85,5$$

Сумарний об'єм вуглекислого і сірчистого газів:

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

$$V_{\text{RO}_2} = 0,0187 \cdot 85,5 = 1,598 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Об'єм водяної пари:

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,111 \cdot 10,57 + 0,0124 \cdot 2 + 1,24 \cdot 0,04 + 1,6 \cdot 0,01411 \cdot 10,43 = 1,418 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Об'єм водяної пари при $\alpha = 1$:

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,111 \cdot 10,57 + 0,0124 \cdot 2 + 1,24 \cdot 0,04 + 1,6 \cdot 0,01 \cdot 10,43 = 1,402 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Об'єм азоту при $\alpha = 1$:

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79V^0,$$

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79 \cdot 10,43 = 8,240 \text{ м}^3/\text{кг}$$

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

$$V_{\text{г}}^0 = V_{\text{RO}_2}^0 + V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^0,$$

$$V_{\text{г}}^0 = 1,612 + 8,240 + 1,402 = 11,257 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Дійсний об'єм газів:

$$V_{\text{г}}^0 = V_{\text{RO}_2}^0 + V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + (1 + 1,6d)(\alpha - 1)V^0,$$

$$V_{\text{г}} = 1,612 + 8,240 + 1,402 + (1 + 1,6 \cdot 0,01)(1,1 - 1) \cdot 10,43 = 12,316 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Об'ємні доли продуктів згоряння:

суми вуглекислого і сірчистого газів

$$\Gamma_{\text{RO}_2} = V_{\text{RO}_2} / V_{\text{г}},$$

$$\Gamma_{\text{RO}_2} = 1,612 / 12,316 = 0,1$$

водяної пари

$$\Gamma_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}} / V_{\text{г}},$$

$$\Gamma_{\text{H}_2\text{O}} = 1,418 / 12,316 = 0,115$$

суми триатомних газів

$$\Gamma_{\text{п}} = \Gamma_{\text{RO}_2} + \Gamma_{\text{H}_2\text{O}},$$

$$\Gamma_{\text{п}} = 0,131 + 0,115 = 0,246$$

На рисунку 5.8 представлений теоретичний склад повітря в якому N_2 — 79 %, O_2 — 21 % та вологість повітря 10 г/кг, а на рисунку 5.9 дійсний склад повітря при спалюванні 1 кг палива при надлишку повітря $\alpha = 1,1$.

З гістограм видно, 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 у топку з надлишком. Як видно з графіка (рис. 5.8. — 5.9.) найбільший об'єм у складах повітря і димових газів займає азот, тому що в повітрі вміст азоту становить приблизно 79%, азот не бере участі в горінні, тому повністю переходить в продукт згоряння.

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

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 палива.

На (рис. 5.10) показаний теоретичний склад димових газів, а на (рис 5.11) – дійсний склад димових газів при $\alpha = 1,1$.

Ентальпією продуктів згоряння називається кількість теплоти, необхідне для нагрівання, при постійному тиску, від температури 0°C до температури t продуктів згоряння 1кг палива.

Ентальпію продуктів згоряння необхідно знати для визначення кількості теплоти, відданої газами поверхням нагріву. Застосовують графічний метод: будується діаграма, що виражає залежність ентальпії газів від їх температури (див. рис 5.10).

Т.к. ентальпія продуктів згоряння визначається за формулою:

$$H = \sum V_c \cdot t,$$

де $\sum V_c$ — середня теплоємність продуктів згоряння 1 кг палива, кДж/(кг·°C);

t — температура продуктів згоряння, °C.

Звідси можна зробити висновок, що ентальпія залежить, крім температури, від складу продуктів згоряння і коефіцієнта надлишку повітря.

В якості палива для даного парогенератора використовують мазут IFO 700(RMH55). З графіків, побудованих на підставі результатів розрахунків (рис. 5.10.–5.11) 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 5.8) 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 продукт 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 $\alpha = 1,1$, то весь кисень піде на окислення горючих компонентів і тому в теоретичному складі димових газів (рис. 5.10.) його немає.

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



Рисунок 5.6. Процес пароутворення на T - S діаграмі

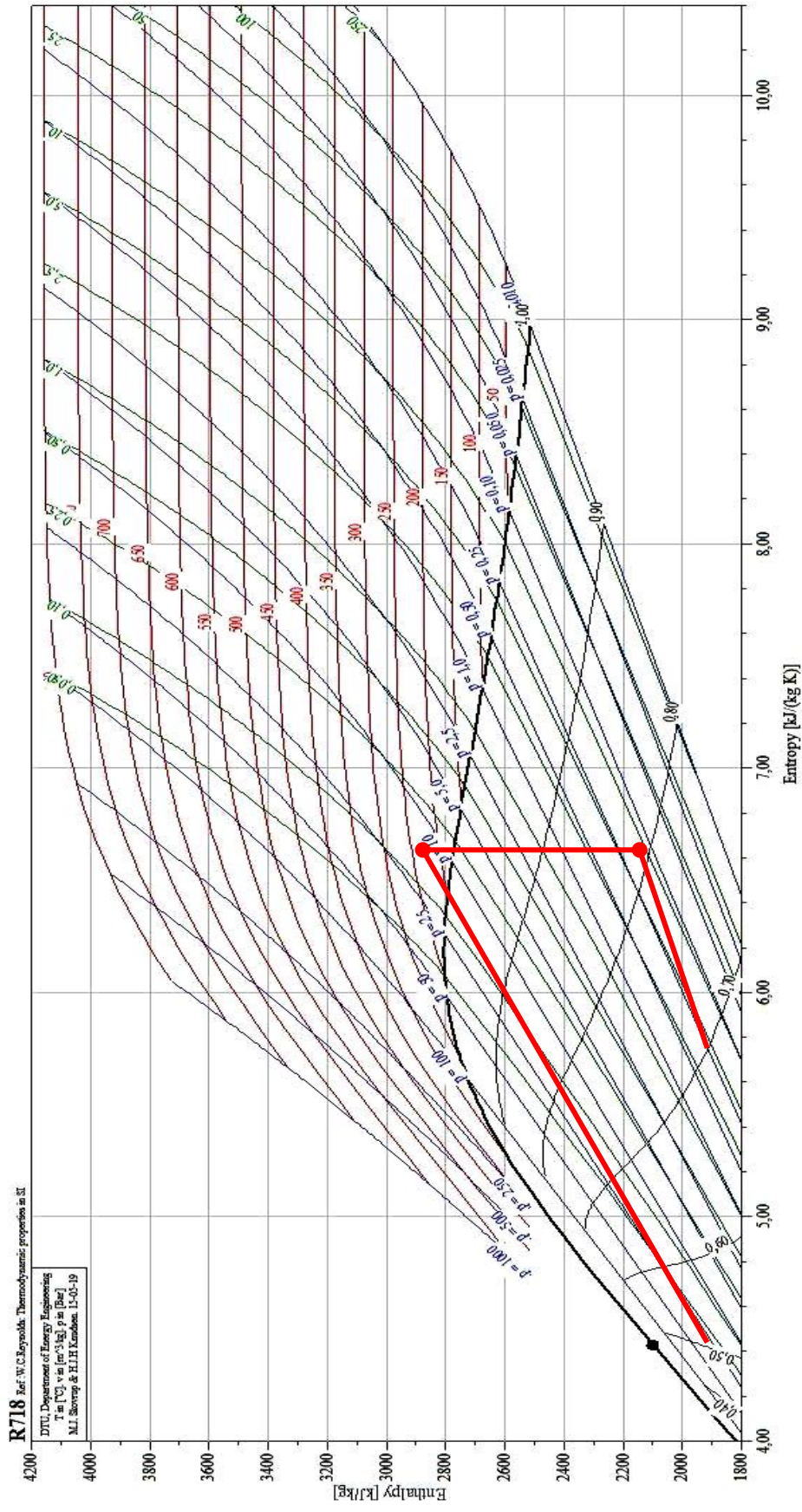


Рисунок 5.7. Процес пароутворення на $h-s$ діаграмі

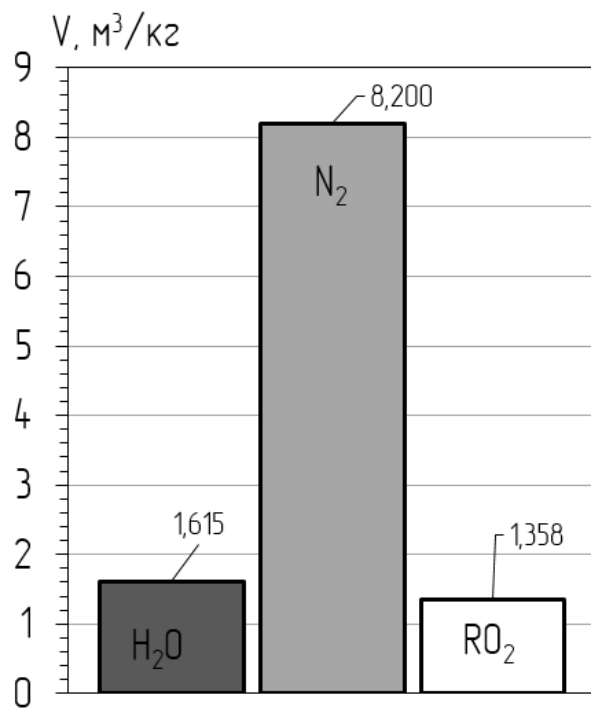


Рисунок 5.8 Теоретичний склад повітря

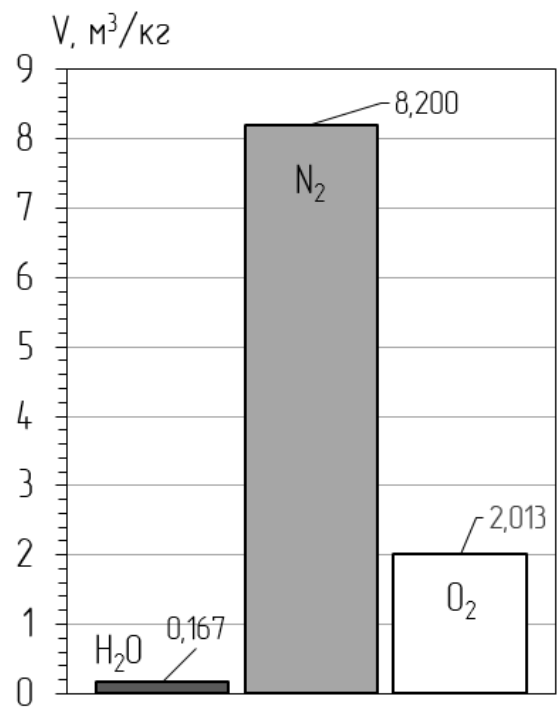


Рисунок 5.9 Дійсний склад повітря

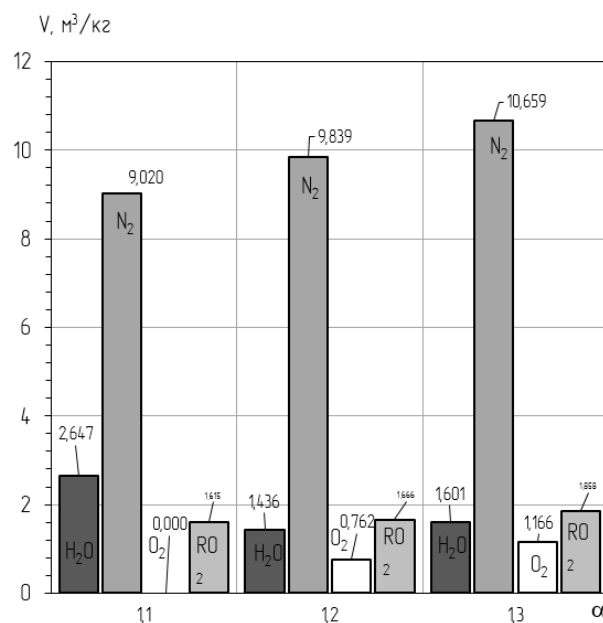


Рисунок 5.10 Теоретичний склад димових газів

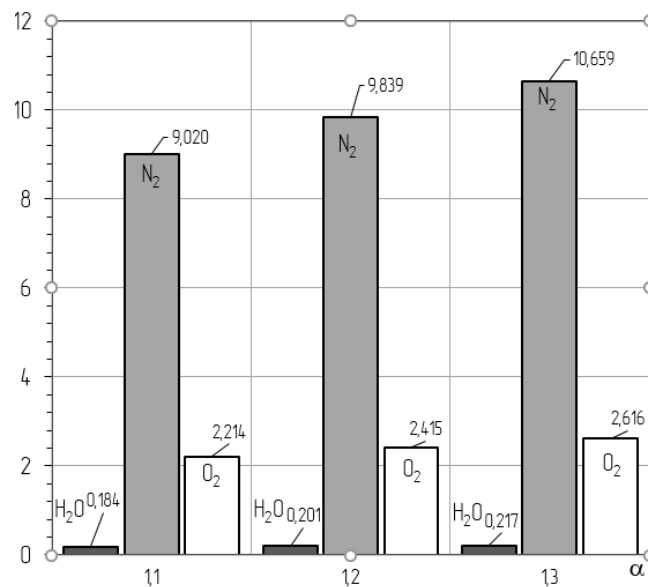


Рисунок 5.11 Дійсний склад димових газів

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

Ентальпією продуктів згоряння називається кількість теплоти, необхідне для нагрівання, при постійному тиску, від температури $t_0, ^\circ\text{C}$ до температури $t_1, ^\circ\text{C}$ продуктів згоряння 1 кг палива.

Ентальпію продуктів згоряння необхідно знати для визначення кількості теплоти, відданої газам, поверхням нагріву. Для цього застосовують графічний метод: будується діаграма, що виражає залежність ентальпії газів від їх температури.

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

ентальпію продуктів повного згоряння 1 кг палива при $\alpha = 1$ и $t, ^\circ\text{C}$

$$I_z^0 = (V_{RO2}^0 c_{RO2} + V_{N2}^0 c_{N2} + V_{H2O}^0 c_{H2O}) t,$$

ентальпія теоретично необхідної кількості повітря при тій же температурі

$$I_n^0 = V^0 c_n t,$$

ентальпія продуктів згоряння

$$I_z = I_z^0 + (\alpha - 1) I_n^0$$

Розрахунки проводимо для діапазона температур 0...2500 °С і коефіцієнтів надлишку повітря $\alpha = 1,1; 1,2; 1,3$. (табл. 5.2.)

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

Побудова $I_z - \theta$ — діаграми												α		
$t, ^\circ\text{C}$	RO_2		N_2		H_2O		$I_z, \text{кДж/кг}$	I_n			$I_{\text{в}}, \text{кДж/кг}$	1,1	1,2	1,3
	$c, \text{кДж/(м}^3\text{К)}$	$I_{\text{сб}}, \text{кДж/(кг К)}$	$c, \text{кДж/(м}^3\text{К)}$	$I_{\text{сб}}, \text{кДж/(кг К)}$	$c, \text{кДж/(м}^3\text{К)}$	$I_{\text{сб}}, \text{кДж/(кг К)}$		$c_{\text{сб}}, \text{кДж/(м}^3\text{К)}$	$c, \text{кДж/(м}^3\text{К)}$	$I_{\text{сб}}, \text{кДж/(кг К)}$		$I, \text{кДж/кг}$	$I, \text{кДж/кг}$	$I, \text{кДж/кг}$
0	1,60	2,55	1,30	10,71	1,50	2,1	0	1,30	1,32	13,76	0	0	0	0
200	1,79	2,86	1,30	10,71	1,52	2,13	3140	1,31	1,33	13,87	2774	3417	3695	3972
400	1,93	3,08	1,32	10,87	1,57	2,21	6464	1,33	1,35	14,08	5632	7027	7590	8254
600	2,04	3,26	1,34	11,04	1,62	2,27	9942	1,36	1,38	14,39	8634	10805	11669	12532
1000	2,20	3,51	1,40	11,53	1,72	2,41	17450	1,41	1,44	15,01	15010	18951	20452	21953
1400	2,31	3,69	1,44	11,86	1,83	2,56	25354	1,45	1,48	15,43	21602	27516	29676	31837
1800	2,39	3,82	1,47	12,11	1,92	2,69	33516	1,49	1,52	15,85	28530	36369	39222	42075
2200	2,45	3,91	1,50	12,36	2,00	2,80	41954	1,51	1,55	16,16	35552	45509	49064	52620

На основі табл. 5.2 будуюмо $I_z - \theta$ — діаграму при різних коефіцієнтах надлишку повітря α рис. 5.12.

5.6. Попередній тепловий баланс і визначення витрати палива

Приймаємо: температуру холодного повітря — $t_{\text{х.б}} = 30 ^\circ\text{C}$; температура гарячого повітря (на всмоктування вентилятора — (повітропідігрівач відсутній) — $t_{\text{г.б}} = 40 ^\circ\text{C}$; температура підігріву палива — $t_{\text{пл}} = 155 ^\circ\text{C}$.

Обираємо теплоємності при $t_{\text{х.б}} 30 ^\circ\text{C}$ [26]:

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

водяної пари $c_{\text{H}_2\text{O}} = 1,5 \text{ кДж/(м}^3\text{К)}$.

Ентальпія холодного повітря $I_{\text{х.б}}$:

$$I_{\text{х.б}} = 1,1 \cdot 10,43 \cdot (1,3 + 1,6 \cdot 0,01 \cdot 1,5) \cdot 30 = 456 \text{ кДж/кг}.$$

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

$$I_{\text{г}} = 2612 \text{ кДж/кг}$$

Фізична теплота палива:

$$i_{\text{пл}} = (1,74 + 0,0025 t_{\text{пл}}) \cdot t_{\text{пл}},$$

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

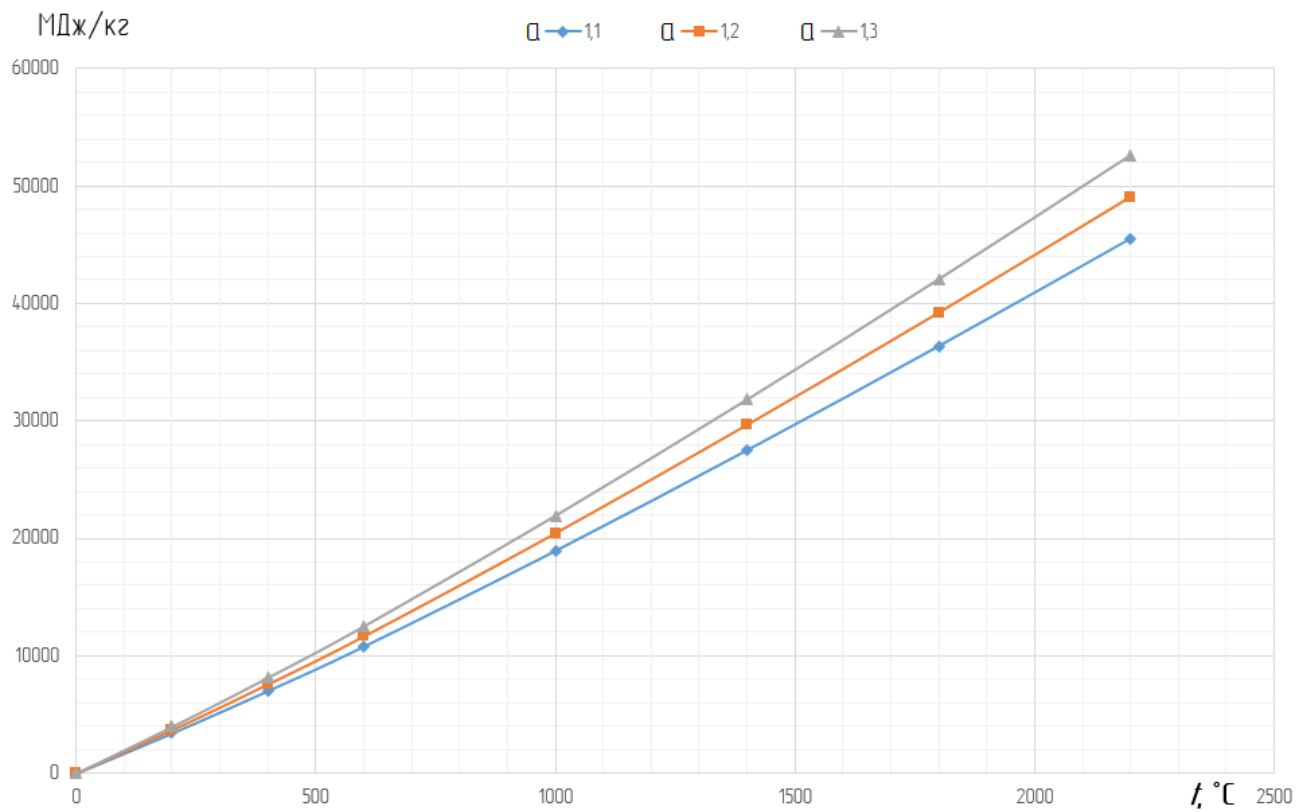


Рисунок 5.12 Залежності ентальпії димових газів від температури газів при $\alpha=1,1$; $\alpha=1,2$; $\alpha=1,3$

Ентальпія пари, що розпливається [26]:

$$i_{\phi} = 2757 \text{ кДж/кг.}$$

Теплота, що вноситься паром:

$$Q_{\phi} = 0,04 \cdot (2757 + 2500) = 10,3 \text{ кДж/кг.}$$

Допустима теплота:

$$Q_p^P = 40530 + 330 + 10,3 = 40870 \text{ кДж/кг.}$$

Теплові втрати з відхідними газами:

$$Q_2 = 2612 - 456 = 2156 \text{ кДж/кг.}$$

Відносна теплова втрата з відхідними газами:

$$q_2 = \frac{2156}{40870} = 0,0527.$$

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:

$$\eta = 1 - (0,0527 + 0,005 + 0,01) = 0,9323$$

Коефіцієнт збереження теплоти:

$$\phi = 1 - \frac{0,01}{1 - 0,0527 + 0,005} = 0,989.$$

Розрахункова витрата палива:

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

$$B = \frac{0,53 \cdot (2757 - 209)}{0,92 \cdot 40870} = 0,036 \text{ кг/с}.$$

Схема теплових потоків відповідно до розрахованого попереднього теплового балансу наведена на рисунку 5.13.

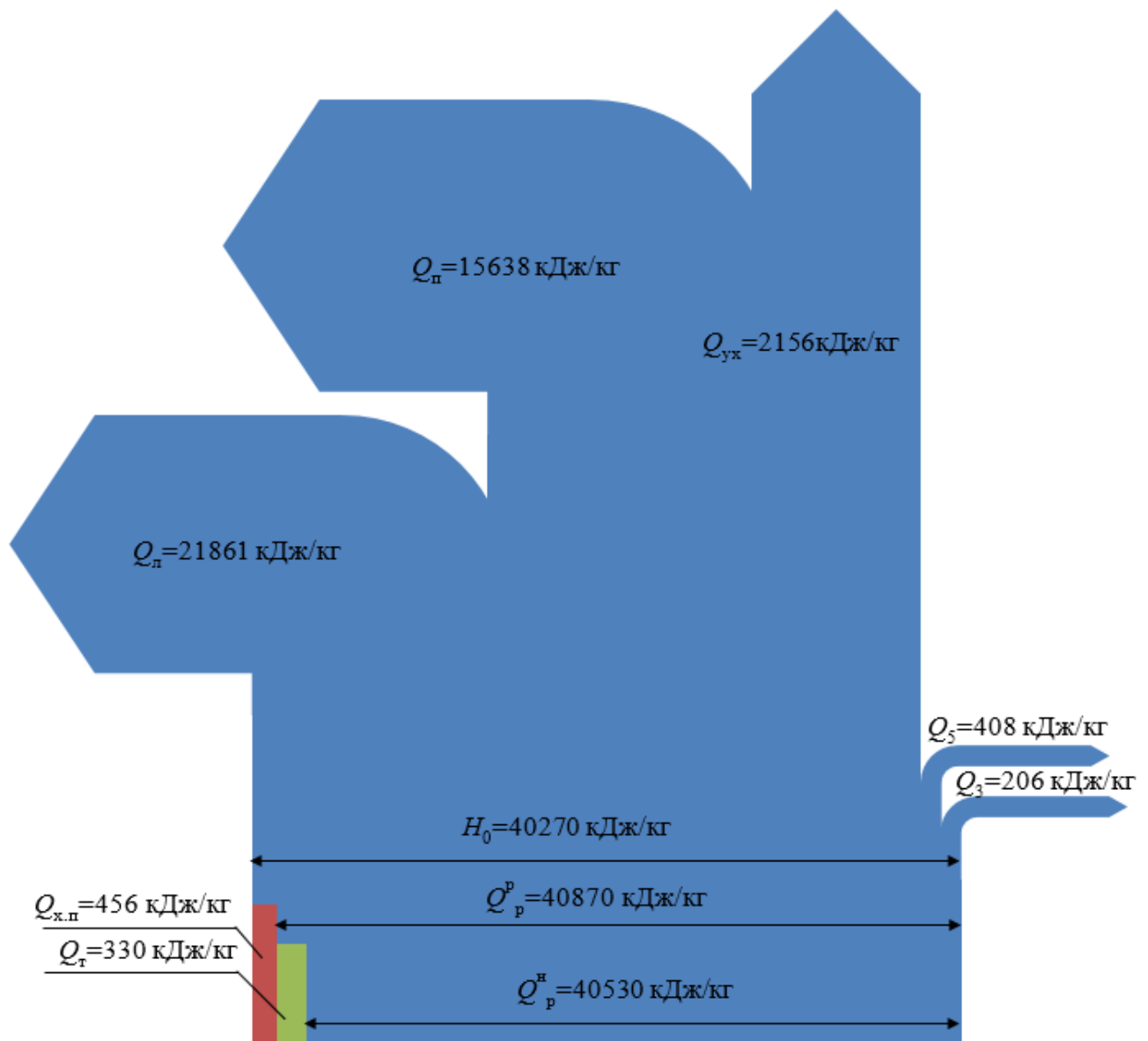


Рисунок 5.13. Графічне зображення попереднього теплового балансу котла

5.7 Перевірочний розрахунок топки

Повна променесприймальна поверхня топки (за конструктивними характеристиками котла):

$$H_{пр} = 4,96 \text{ м}^2.$$

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

$$V_{т} = 3,4 \text{ м}^3.$$

Повна поверхня стін топки (за конструктивними характеристиками котла):

$$F_{ст} = 8 \text{ м}^2.$$

Теплова напруга об'єму топки:

розрахункова

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

$$q_v = \frac{0,036 \cdot 40870}{3,4} = 433 \text{ кВт/м}^3.$$

нормативна (допустима)

$$q_v = 320 \dots 450 \text{ кВт/м}^3$$

Ефективна товщина випромінюючого шару топки:

$$s = 3,6 \frac{V_t}{F_{ст}}$$

$$s = 3,6 \cdot \frac{3,4}{18} = 1,53 \text{ м.}$$

Степінь екранування топки:

$$\psi = \frac{H_{л}}{F_{ст}}$$

$$\psi = \frac{4,96}{8} = 0,62$$

$$\square = 0,55.$$

Коефіцієнт теплової ефективності променесприймальної поверхні:

$$\square\square\square\square\square\square$$

$$\square\square\square\square\square 0,62\square\square 0,55\square\square\square\square 0,341\square$$

Кількість теплоти, що вноситься в топку з повітрям:

$$Q_n = \square \cdot \rho_{ух} = 1,1 \cdot 2612 = 2876 \text{ кДж/кг}$$

Корисне тепловиділення в топці:

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

$$Q_m = \left(40870 \frac{100 - 0,005}{100} + 2873 \right) \cdot 0,029 = 1268 \text{ кВт}$$

Теплоємність при $t_{z.в}$ [26]:

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

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

Ентальпія:

1) повітря при $t_{z.в}$

$$I_{г.в} = \alpha V^0 (c_{с.в} + 1,6dc_{H2O}) t_{г.в},$$

$$I_{г.в} = 1,1 \cdot 10,43 \cdot (1,303 + 1,6 \cdot 0,01 \cdot 1,505) \cdot 40 = 609 \text{ кДж/кг.}$$

газів (продуктів згоряння) при адіабатній температурі

$$I_a = Q_p^p (1 + q_3) + I_{г.в},$$

$$I_a = 40870 \cdot (1 + 0,005) + 609 = 41683 \text{ кДж/кг}$$

Адiabатну температуру газів визначаємо по I_z — $\square$ — діаграмі (рис. 5.12):

$$t_a = 2057 \text{ оС (2330 K)}.$$

Температура газів на виході з топки:

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

Ентальпія газів на виході з топки:

визначаємо з I_z — $\square$ — діаграми $I'm = 28040 \text{ кДж/кг}$.

Середня сумарна теплоємність газів:

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

$$\sum (V_c)_i = \frac{41683 - 28040}{2057 - 1400} = 20,76 \text{ кДж/(кг·K)}$$

Коефіцієнт послаблення променів:

сажистими частками

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

$$k_c = 0,3 \cdot (2 - 1,1) \cdot \left(1,6 \cdot \frac{1673}{1000} - 0,5 \right) \cdot \frac{85,32}{10,57} = 4,74 \text{ 1/(м·МПа)}.$$

трьохатомними газами

$$k = \left(\frac{2,47 + 5,06 r_{H2O}}{\sqrt{p_{г.в} s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 1,37 \cdot \frac{T_T}{1000} \right) \cdot r_{г.в},$$

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

$$k = \left(\frac{2,47 + 5,06 \cdot 0,115}{\sqrt{0,1 \cdot 0,246 \cdot 1,53}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 1,37 \cdot \frac{1673}{1000} \right) \cdot 0,246 = 1,22 \text{ 1/(м·МПа)}.$$

Степінь чорноти:

трьохатомні гази

$$\alpha_T = 1 - e^{-kps},$$

$$\alpha_T = 1 - e^{-1,37 \cdot 0,1153} = 0,170$$

полум'ям, що світиться

$$\alpha_{с.в} = 1 - e^{-(k+k_c)ps},$$

$$a_{c.B} = 1 - e^{-(1,37+4,74)0,1153} = 0,598$$

Коефіцієнт усереднення приймаємо в залежності від qV по лінійній інтерполяції:

$$m = 0,404$$

Ефективність степені чорноти факела:

$$a_{\phi} = m a_{c.B} + (1 - m) a_T,$$

$$a_{\phi} = 0,404 \cdot 0,598 + (1 - 0,404) \cdot 0,170 = 0,343$$

Коефіцієнт забруднення екранних трубок:

$$\text{приймаємо } \square = 0,4$$

Степінь чорноти топки:

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

$$a_T = \frac{0,343}{0,343 + (1 - 0,343) \cdot 0,62 \cdot 0,4} = 0,678$$

Критерій Больцмана:

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

$$Bo = \frac{0,989 \cdot 0,036 \cdot 20,76}{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,4 \cdot 4,96 \cdot 2330^3} = 0,519$$

Температура газів на виході з топки:

безрозмірна

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

$$\vartheta = \frac{0,519^{0,6}}{0,69 \cdot 0,678^{0,6} + 1,03 \cdot 0,519^{0,6}} = 0,543$$

розрахункова

$$t_T = \vartheta T_a - 273,$$

$$t_T = 0,543 \cdot 2330 - 273 = 992 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Ентальпія газів на виході з топки визначається з $I_z - \square$ — діаграми (рис. 5.12):

$$I_m = 19571 \text{ кДж/кг}.$$

Теплове навантаження променесприймальної поверхні нагріву топки:

$$Q_n = \phi (I_a - I_T) B,$$

$$Q_n = 0,989 \cdot (41683 - 19571) \cdot 0,036 = 787 \text{ кВт}.$$

Відносне теплове навантаження променесприймальної поверхні нагріву топки:

$$q_n = \frac{Q_T}{Q_n} 100 \%$$

$$Q_{\text{л}} = \frac{787}{1268} 100 = 62 \%$$

5.8 Визначення невід'язки теплового балансу

Теплове навантаження парового приотопкового пучка:

$$Q_{\text{п}} = D(i_{\text{н.п}} - i_{\text{нб}}) - Q_{\text{л}},$$

$$Q_{\text{п}} = 0,53 \cdot (2757 - 208,4) - 787 = 563 \text{ кВт.}$$

Ентальпія газів на виході з приотопкового пучка:

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

$$I_1 = 19571 - \frac{563}{0,989 \cdot 0,036} = 3758 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Температуру газів визначаємо по $I_z - \theta$ діаграмі (рис. 5.12):

$$\theta_1 = 230 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Уточнення теплових втрат з відхідними газами

$$Q_2^* = I_{\text{ух}}^* - I_{\text{хв}} = I_3^* - I_{\text{хв}} = 3758 - 456 = 3302 \text{ кДж/кг.}$$

$$q_2^* = Q_2^* / Q_{\text{пр}} = 3302 / 40870 = 0,0808.$$

Уточнення ККД котла

$$\eta^* = 1 - q_2^* - q_3 - q_5 = 1 - 0,0808 - 0,005 - 0,01 = 0,9042$$

Уточнення витрати палива

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

$$B^* = \frac{0,53 \cdot (2757 - 208,4)}{0,9042 \cdot 40870} = 0,036 \text{ кг/с.}$$

Умова невід'язки теплового балансу

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

Невід'язка теплового балансу

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

$$\Delta Q = 40870 \cdot 0,9042 - \frac{787 + 563}{0,036} = -203 \text{ кДж/кг} \leq 202 \text{ кДж/кг} - \text{умову виконано.}$$

5.9 Розрахунок та вибір арматури котла

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

Сумарна площа f , мм^2 , вільного проходу запобіжних клапанів повинна бути не менше визначається за формулами:

для насиченої пари

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

де: $G = 1910 \text{ кг/з}$ — розрахункова паропроодуктивність;

$P_w = 1 \text{ МПа}$ — робочий тиск;

$\kappa = 3,5$ — коефіцієнт гідравлічного опору.

$$f = 3,5 \cdot \frac{1910}{10,2 \cdot 1 + 1} = 596,75 \text{ мм}^2;$$

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

$$d = \sqrt{\frac{f}{0,785}} \text{ — мінімальний діаметр клапана}$$

$$d = \sqrt{\frac{596,75}{0,785}} = 27,5 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр запобіжного клапану $D_{\text{ц}} = 32 \text{ мм}$.

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

На котлі встановлюється два запобіжних клапана. На ПВК встановлюється головний стопорний клапан. На входному колекторі ГВП встановлюється живильний клапан. Прохідний перетин цих клапанів — з рівняння безперервності середовища:

$$f = \frac{v}{W_{\text{дон}}} = \frac{D \cdot v}{W_{\text{дон}}},$$

де $W_{\text{дон}}$ — допустима швидкість середовища в клапані (для води — 2...5 м/с, для пари — 20...50 м/с)

D — витрата середовища, кг/с

v — питомий об'єм середовища, $\text{м}^3/\text{с}$

Для головного стопорного клапана:

$$f = \frac{0,53 \cdot 0,19430}{30} = 0,0034 \text{ м}^2.$$

$$d = 1000 \cdot \sqrt{\frac{0,0034}{0,785}} = 65,8 \text{ мм}.$$

Приймаємо діаметр стопорного клапану $D_{\text{ц}} = 80 \text{ мм}$.

Для живильного клапана витрата середовища:

$$U_{\text{хб}} = 0,0010121 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$f = \frac{0,53 \cdot 0,0010121}{2} = 0,00026 \text{ м}^2,$$

$$d = 1000 \sqrt{\frac{0,00026}{0,785}} = 18 \text{ мм.}$$

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

На кожному котлі повинно бути встановлено не менше двох показників рівня води. Вибір типу приладу роблять залежно від робочого тиску.

Водовказівні прилади водотрудинних котлів з обдіривається опускаючи повинні розташовуватися таким чином, щоб нижня проріз скла передувала на 50 мм вище крайок найбільш високо розташованих труб. У котлах з необдіриваним опускаючи положення колонок визначається рівнем води, прийнятим з умови забезпечення надійності циркуляції.

Діаметр клапана верхнього продування приймається рівним 20...40 мм залежно від паропроодуктивності котла. Цей клапан виконується голчастим, щоб мати можливість регулювати кількість продувається води.

Діаметр клапана нижнього продування приймається рівним діаметру клапана верхнього продування; діаметр клапана продування пароперезрівачів – рівним 15...25 мм; діаметр клапана для випуску повітря з котла – 6...10 мм. У клапана для приєднання манометра повинен бути діаметр трухи менше 8 мм, зазвичай він дорівнює 10 мм. Діаметр клапана для відбору проб приймається – 8...10 мм [28].

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 більш, ніж у 2 рази і собівартість теплової енергії в 1,7...2,9 рази.

Паропроодуктивність утилізаційного парогенератора [12]:

$$D_{\text{УК}} = j \cdot g_e^{\text{ГД}} (\alpha_{\Sigma} \cdot L_0' + 1) \cdot C_{\text{ср}} \cdot (t_z - t_{\text{УХ}}) \cdot N_e^{\text{ГД}} / (h'' - h_{\text{жв}})$$

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

$g_e^{\text{ГД}} = 0,171 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{годину})$ – питома ефективна витрата палива, перерахування наведено в розділі 2;

$\alpha_{\Sigma} = 3,0$ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря;

$L_0' = 13,5 \text{ кг}/\text{кг}$ – теоретично необхідна кількість повітря для спалювання 1 кг палива;

$t_z = 250^\circ\text{C}$ – температура газів попереду УК;

$t_{\text{УХ}} = 180^\circ\text{C}$ – температура газів позаду УК;

$C_{\text{ср}} = 1,6 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$ – середня масова ізобарна теплоємність;

Для одного ГД

$$D_{\text{УК}} = 0,96 \cdot 0,170 (3 \cdot 13,5 + 1) \cdot 1,6 (250 - 180) \cdot 4800 / 2566 = 810 \text{ кг}/\text{годину.}$$

Паропроодуктивність утилізаційної секції котла становить 810 кг/годину

5.11 Висновки до розділу

В розділі розглянуто основні характеристики і особливості конструкції допоміжного парового котла фірми "Gesab" марки EGH674V3 паропродуктивністю 1,910 т/год і тиском насиченої пари 1 МПа, що встановлено на судні "BBC Birtch".

Зокрема наведено: схему топкового пристрою, характеристики палива IFO 700(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.

6 Розробка протипожежної системи

6.1 Аналіз вимог Регістра до системи

Заходи, спрямовані на запобігання поширення вогню, для кожного судна в залежності від його особливостей регламентуються спеціальними Правилами протипожежного обладнання і постачання морських суден, вимог Міжнародної Конвенції з охорони людського життя на морі та іншими нормативними матеріалами.

6.1.1 Вимоги Регістра

Системою вуглекислотного гасіння обладнуються декілька приміщень, кількість вуглекислого газу, який розміщується в балонах, повинна розраховуватися із умови забезпечення найбільшого захищеного приміщення. Введення 100% розрахункової кількості вуглекислого газу повинно бути забезпечене протягом не більше 2 хв. для машинних приміщень, приміщень аварійних дизель – генераторів і пожежних насосів та інших приміщень, де застосовується рідке паливо або інші займисті рідини 10 хв. для приміщень, у яких не перевозяться і не застосовуються рідке паливо або інші займисті рідини.

Для зберігання вуглекислого газу повинні застосовуватися балони і резервуари схваленого типу. Кількість балонів для зберігання скрапленого вуглекислого газу визначається залежно від ступеня наповнення (кількість вуглекислого газу на 1 л місткості), який повинен бути: не більше 0,675 кг/л при розрахунковому тиску вуглекислого газу в балоні 12,5 МПа і більше; не більше 0,75 кг/л при розрахунковому тиску вуглекислого газу в балоні 15,0 МПа і більше. При заповненні балонів допускається відхилення не більше ніж $\pm 0,5$ кг від розрахункової кількості вуглекислого газу на балон.

Обладнання станцій вуглекислотного пожежогасіння повинне відповідати вимогам:

1. балони повинні бути встановлені у вертикальному положенні рядами на прокладках, які можуть бути з дерева; балони повинні бути надійно закріплені, доступні для огляду і визначення кількості вуглекислого газу;
2. на станції вуглекислотного гасіння повинен бути пристрій для зважування балонів або виміру рівня рідини в них;
3. кожний балон повинен бути позначений порядковим номером; пускові балони повинні розташовуватися в станції пожежогасіння і мати особливий колір фарбування;
4. двері станції повинні мати відповідне маркування символом «Загального попередження про небезпеку».

6.1.2 Правила класифікації та побудови суден внутрішнього плавання

У разі розташування станції вуглекислотного пожежогасіння або приміщення для зберігання балонів з вуглекислим газом під палубою, вони повинні бути доступні тільки зовні.

Ці приміщення повинні бути обладнані системою сигналізації про перевищення припустимої концентрації газу в приміщенні.

6.1.3 Клапани балонів повинні задовольняти наступним вимогам:

Розрив запобіжних мембран повинен відбуватися у разі підвищенні тиску в балоні до значення $(1,3 \pm 0,1)P$ МПа, де P – розрахунковий тиск у балоні.

1 – для клапанів із прорізними мембранами, обладнаними додатково запобіжними мембранами, тиск розриву прорізних мембран повинен бути більше верхнього граничного значення розриву захисних мембран не менше ніж на 1,0 МПа.

Повинен бути передбачений контрольний пристрій, який вказує на спрацювання запобіжного пристрою;

2 – пристрій для відкривання клапанна повинен бути важільного типу і забезпечувати повне відкривання клапанна поворотом важеля на кут не більше 90°.

Пристрій повинен допускати можливість індивідуального або групового відкривання клапанів;

3 – мати трубки з косим зрізом, які не доходять до днища балонів на 5х15 мм.

Діаметр проходу зазначених трубок, а також трубок, які з'єднують клапани балонів із колектором, повинен бути не менше 10 мм.

4 – якщо клапани пускових балонів відрізняються по конструкції від клапанів

інших балонів, вони повинні бути позначені фарбою іншого кольору і мати на корпусі маркування «пусковий».

Відведення газу від запобіжних пристроїв клапанів повинне здійснюватися за межі станції в атмосферу по окремому трубопроводу, який має на вихідному відростку звуковий сигнальний пристрій, або в розподільний колектор, на якому повинні бути передбачені: два трубопроводи, один з яких із запірним клапаном і відкритим кінцем, а інші – із запобіжною мембраною; сигнальний пристрій про наявність тиску в колекторі, виведений в приміщення з постійною вахтою. У цьому випадку контрольний пристрій, що вказує на спрацювання захисного пристрою, для клапанів не вимагається.

На трубопроводі, який з'єднує балон із колектором, повинен встановлюватися незворотний клапан. Приєднання цього трубопроводу повинне здійснюватися до верхньої половини колектора. Незворотний клапан повинен розташовуватися на вході в колектор або так, щоб виключалося скупчення води над ним. Дренажний пристрій колекторів повинен забезпечувати їх повне осушення. Труба, яка з'єднує балон із колектором, повинна бути суцільнотягнута червоно-мідна. Допускається застосування спеціальних гнучких рукавів із схвалених.

6.1.4 Протипожежний захист матеріалів

На колекторі станції вуглекислотного гасіння повинен бути встановлений манометр зі шкалою, яка перевищує тиск гідралічного випробування балонів не менше ніж на 1,0 МПа. Ціна поділки шкали манометра повинна бути не більше 0,5 МПа.

Матеріали, застосовувані для ущільнень арматури і гнучких рукавів, повинні зберігати працездатність при температурах до 60 °С. Сумарна площа прохідних перерізів колекторів, а також площа прохідного перерізу розподільного колектора повинні бути не більше суми прохідних перерізів клапанів балонів, які одночасно відкриваються для найбільшого за об'ємом захищеного приміщення (для системи високого тиску), або не більше площі перерізу випускного клапана резервуара (для системи низького тиску).

Площа прохідних перерізів розподільних трубопроводів для окремих захищених приміщень повинна бути не більше сумарної площі прохідних перерізів клапанів балонів, які одночасно відкриваються для даного приміщення. При цьому сумарна площа прохідних перерізів відповідних трубопроводів повинна бути не більше площі прохідного перерізу відповідних трубопроводів. Кожний трубопровід до окремих приміщень, які заповнюються газом, повинні бути обладнані запірним пристроєм. Вуглекислий газ повинен надходити в захищене приміщення через сопла, розташовані у верхній частині цих приміщень. Повинен бути забезпечений рівномірний розподіл його по об'єму приміщення.

Якщо настил слані в машинному приміщенні розташований на висоті більше 1,0 м від днища (другого дна), частина сопел (діля 15%) повинна бути розташована у верхній частині простору під настилом.

Сумарна площа випускних отворів сопел даного приміщення повинна бути не більше 85% сумарної площі прохідного перерізу розподільного трубопроводу.

В глушниках, утилізаційних котлах і димоходах замість сопел допускаються перфоровані труби. Сума площ перфорації труби повинна бути на 10% менше площі її перерізу.

Автоматичний пуск вуглекислого газу не допускається. Пускові пристрої системи на станції пожежогасіння повинні забезпечувати одночасне відкривання клапанів балонів, призначених для зазначених приміщень. Повинні бути передбачені два окремі засоби керування подачею вуглекислого газу в захищене приміщення і спрацювання сигналізації про випускання газу.

6.2 Склад і опис протипожежної системи

Для гасіння пожежі в закритих приміщеннях можна використовувати вуглекислий газ CO_2 .

Для гасіння пожежі в закритих приміщеннях (вантажних трюмах, паливних цистернах, МО та насосних відділеннях, приміщеннях електростанції, спеціальних коморах) можна застосовувати вуглекислий газ. Сутність дії вуглекислотного гасіння зводиться до розведення повітря вуглекислим газом для зниження в ньому вмісту кисню до такого відсотка, при якому горіння припиняється. Так, при введенні в приміщення вуглекислого газу в кількості 28,5% від його обсягу атмосфера цього приміщення буде містити 56,5% азоту і 15% кисню. При 8% вмісті кисню в повітрі припиняється навіть тління.

В даний час для гасіння пожеж застосовують газоподібну і туманоутворюючу снігову вуглекислоту. Вуглекислота виходить з балона без сифона (при положенні балона вентилем догори) в газоподібному стані. При випуску через сифону трубку (або при положенні балона вентилем вниз) вуглекислота виходить з балона в рідкому вигляді і, охолоджуючись у отворах зовні, переходить в туманоутворюючий стан або приймає вид пластівців.

Вуглекислий газ при температурі 273 К (0°C) і тиску 3,5 МПа має здатність скраплюватися зі зменшенням обсягу в 400–450 разів у порівнянні з газоподібним станом. Вуглекислота зберігається в сталевих балонах по 40 л з тиском до 5 МПа.

За Правилами Регістру України при пожежі потрібно заповнювати 30% обсягу найбільшого суховантажного трюму і 40% МО. За Правилами Регістру України 85% розрахункової кількості вуглекислого газу повинно бути введено протягом не більше 2 хв – в машинні приміщення, приміщення аварійних дизель-генераторів і пожежних насосів, інші приміщення, де застосовуються рідке паливо або інші займисті рідини; 10 хв – в приміщення з автотранспортом і паливом (крім дизельного) в баках, а також в приміщення, де немає рідкого палива або інших займистих рідин.

Розрізняють системи вуглекислотного гасіння високого і низького тисків. В системі високого тиску число балонів для зберігання зрідженого вуглекислого газу визначається в залежності від ступеня наповнення (кількості вуглекислого газу на 1 л місткості), яка повинна бути не більше 0,675 кг / л при розрахунковому тиску балона 12,5 МПа або не більше 0,75 кг / л при розрахунковому тиску балона 15 МПа і більше. В системі низького тиску розрахункову кількість зрідженого вуглекислого газу повинно зберігатися в одному резервуарі при робочому тиску близько 2 МПа і температурі близько 255 К (–18°C). Ступінь наповнення резервуара повинна бути не більше 0,9 кг / л. Резервуар повинен обслуговуватися двома автономними автоматизованими холодильними установками, що складаються з компресора, конденсатора і охолоджуючої батареї.

Клапани балонів повинні мати конструкцію, яка виключає мимовільне їх відкриття в умовах експлуатації судна.

Заповнення балонів і випуск з них вуглекислоти здійснюються через випускную головку – клапан (рис. 6.1), що розташовується у верхній частині балона.

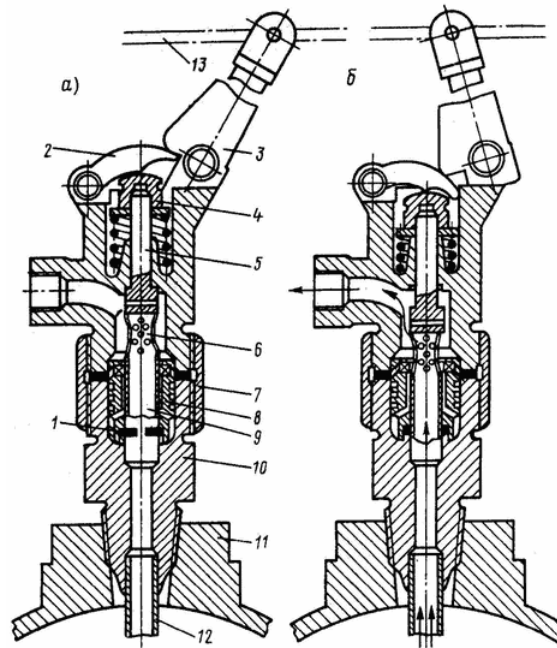


Рисунок 6.1 Випускна головка вуглекислотного балона з приводом від троса або валика:

а – клапан закритий; б – клапан відкритий.

1 – запобіжна мембрана; 2 – натискний важіль; 3 – пусковий важіль; 4 – тарілка; 5 – шток; 6 – випускні отвори нажа; 7 – муфта; 8 – втулка; 9 – ніж-труба; 10 – корпус головки; 11 – корпус балона; 12 – сифона трубка; 13 – трос або валик.

Клапан з'єднується з сифонної трубою, яка не доходить до дна балона на 5–10 мм. Внутрішній діаметр трубки 12–15 мм, а діаметр прохідного каналу у випускному клапані балона 10 мм, що забезпечує зменшення площі прохідного каналу на 20–30 мм

В порівнянні з площею поперечного перерізу сифонної трубки. Це робиться для запобігання замерзання вуглекислоти при випуску її з балона. Запобіжна мембрана з каліброваного латуні або олов'янистої бронзи витримує тиск 18 ± 1 МПа і руйнується при тиску понад 19 МПа.

Сполучені з балонами запобіжні трубопроводи та мембрани дозволяють випускати вуглекислоту в атмосферу при збільшенні тиску в балонах понад допустимого. Це запобігає її доволі швидкому вихід в трубопроводи системи. Вуглекислота випускається в систему через мембрану, яка прорізається переміщенням вниз нажа-труби.

Вона складається з групи балонів 1, де зберігається рідка вуглекислота, колекторів 2, 5 для збору вуглекислоти, що виходить з балонів, і трубопроводів 15 для її подачі в приміщення. Закінчення вуглекислоти відбувається через сопла (насадки) 16 з кільцевого трубопроводу 17, прокладеного під підловою приміщення.

При закінченні вуглекислота випаровується і перетворюється в інертний вуглекислий газ CO_2 , який важчий за повітря і тому осідає вниз, витісняючи кисень з атмосфери. На трубопроводах системи встановлені клапани (головний стопорний 13, пускові 14), що забезпечують герметичність перекривання трубопроводу і швидкий пуск системи в дію. Тиск в системі контролюється манометром 12. Кожен балон забезпечений спеціальною випускною головкою 11. Включення всіх випускних головок проводиться дистанційним пневматичним приводом 9, під час вступу до якого стисненого повітря по трубі 10

поршень 8 переміщує тяги 6 і 4. Відпрацьований повітря йде в атмосферу по трубі 7. Для вказівки початку роботи системи встановлений сповіщувач 3.

У приміщенні станції температура повітря не повинна перевищувати 313 К (40°C), що пояснюється великим тиском (приблизно 13 МПа) вуглекислоти при такій температурі. Станції розміщують в надбудовах і рубках, що мають безпосередній вихід на відкриту палубу, обладнають вентиляцією і тепловою ізоляцією.

Для гасіння пожеж застосовують також ручні вуглекислотні вогнегасники ОУ-2 та ОУ-5 місткістю 2 і 5 л.

Недоліками вуглекислотної системи пожежогасіння є велика кількість балонів, висока вартість обладнання станції, значні витрати на перезарядку балонів і небезпека для особового складу при недотриманні запобіжних заходів.

6.3 Особливості елементів системи

Вуглекислий газ (CO_2) — широко поширений засіб пожежогасіння на судах. Ліквідація пожеж в суднових приміщеннях вуглекислотою здійснюється методом об'ємного гасіння. Для підвищення ефективності гасіння рекомендується герметизація приміщень, в яких застосовується вуглекислота.

При нормальних атмосферних умовах вуглекислота являє собою сухий нейтральний газ без кольору і запаху. Тому при невеликих концентраціях у повітрі (до 5 %) він безпечний для людини. Вуглекислий газ не проводить електричний струм, хімічно не агресивний до металів, нафтопродуктів та інших легкозаймистих рідин, не псує вантажі і суднове обладнання. Будучи у 1,5 рази важчий за повітря, вуглекислота може проникати в місця, недоступні для інших засобів пожежогасіння: під плити машинних та котельних відділень, обмежені простору вантажних трюмів, танків, паливних цистерн, спеціальних суднових комор і т. д.

На судах вуглекислота зберігається зазвичай у сталевих балонах місткістю 30–40 л, в яких вона знаходиться в рідкому стані. Для суднових систем вуглекислотного пожежогасіння, що працюють при тиску близько 12,5 МПа (125 кгс/см²), прийнято використовувати стандартні 40-літрові балони, що містять по 25 кг вуглекислоти. Балони розміщують групами по 8–16 штук у вертикальному положенні головками вгору. Вони повинні бути надійно закріплені у місцях, розташованих далеко від житлових і службових приміщень, так як вуглекислота відноситься до задущлих газів і при високій концентрації в повітрі (22 % і вище) небезпечна для життя.

При виході з балонів і раптового розширенні вуглекислота випаровується, перетворюючись на газ. При цьому обсяг її збільшується більш ніж в 500 разів. Частина вуглекислоти в результаті переохолодження переходить у твердий стан — снігові пластівці, які, потрапляючи в осередок горіння, миттєво перетворюються на газ.

Вуглекислий газ, опускаючись до осередку пожежі і обволікаючи гарячі речовини і предмети, витісняє повітря і знижує таким чином вміст кисню в зоні горіння. У зв'язку з цим горіння припиняється.

Ефективність пожежогасіння досягається при досить високій концентрації вуглекислоти в атмосфері приміщення (22–23 %).

Вуглекислота застосовується для гасіння пожеж в машинних, котельних і насосних відділеннях, вантажних трюмах і танках, паливних цистернах, каютах головних двигунів, глушниках, димоходів, котлів.

Забороняється використовувати вуглекислий газ в житлових, громадських і службових приміщеннях, розміщених у надбудовах. Неефективний він і при гасінні палаючих волокнистих, а також пірофорних речовин (дбовни, джуту, вугілля, сажі та ін.).

Для ліквідації місцевих осередків пожеж застосовуються вуглекислотні вогнегасники. Для гасіння пожеж в каютах двигунів внутрішнього згорання і в окремих пожежонебезпечних приміщеннях застосовуються автономні вуглекислотні установки, що складаються з невеликого числа балонів з вуглекислотою і відповідного обладнання.

Зазвичай вони розташовуються на судні в місцях, де найбільш вірогідне заїмання та пожежа.

Сукупність батарей балонів, відповідного обладнання і трубопроводів називають станцією вуглекислотного пожежогасіння. Залежно від розмірів і призначення судна його вуглекислотна система може складатися з однієї або кількох станцій. Для безпеки людей станції розміщують в надбудовах, що мають безпосередній вихід на відкриту палубу, далеко від житлових і службових приміщень.

Згідно з Правилами Регістру суднові приміщення і ємкості у разі виникнення в них пожежі повинні бути заповнені вуглекислотою на 30 % їх обсягу протягом 15 хв.

В якості недоліків систем вуглекислотного пожежогасіння слід зазначити наступне, небезпека великої концентрації вуглекислого газу для життя людей, неможливість застосування систем для гасіння пожеж на відкритих палубах значні втрати газу з балонів (особливо влітку) і неможливість поповнювати його запаси в рейсі, великі габарити, маса і вартість вуглекислотних систем.

6.3.1 Типи суднових вуглекислотних систем

В даний час на судах застосовують два типи вуглекислотних систем – високого і низького тиску.

В системах високого тиску зріджений вуглекислий газ зберігається в балонах. Тиск у балонах може становити від 12,5 МПа до 20 МПа. Кількість вуглекислоти в балоні залежить від його об'єму і тиску в балоні.

Незважаючи на наявність різновидів систем вуглекислотного пожежогасіння, всі вони мають загальні елементи пристрою (рис. 6.2) трубопроводи, вихідні сопла спеціальної конструкції, клапани, балони для зберігання скрапленого газу, пускові балони, які можуть містити повітря.

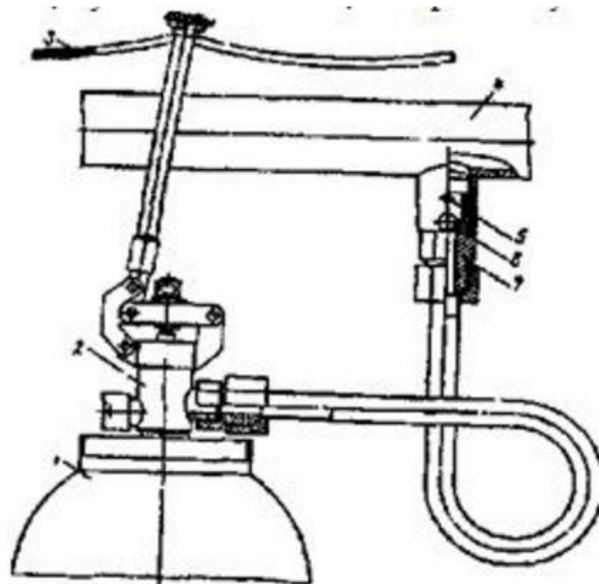


Рисунок 6.2 Під'єднання вуглекислотного балона до збірного колектора:

1 – балон; 2 – випускна головка; 3 – трос групового відкриття балонів; 4 – збірний вуглекислотний колектор; 5 – упор; 6 – кулька; 7 – корпус клапана неповоротного.

Балони (рис. 6.3) встановлюються в спеціально обладнаних приміщеннях-станціях пожежогасіння рядами у вертикальному положенні на ізолюючих прокладках, які можуть бути і дерев'яними. Балони

повинні бути доступні для огляду і визначення кількості вуглекислого газу методом зважування або вимірювання рівня спеціальним приладом.

Кожен балон батареї приєднується до збірного вуглекислотного колектору. При включенні системи вуглекислота не повинна потрапляти в пусті балони. З цією метою на трубках, що йдуть від кожного балона до збірного колектора, встановлюють безповоротні клапани (див. рис. 6.3).

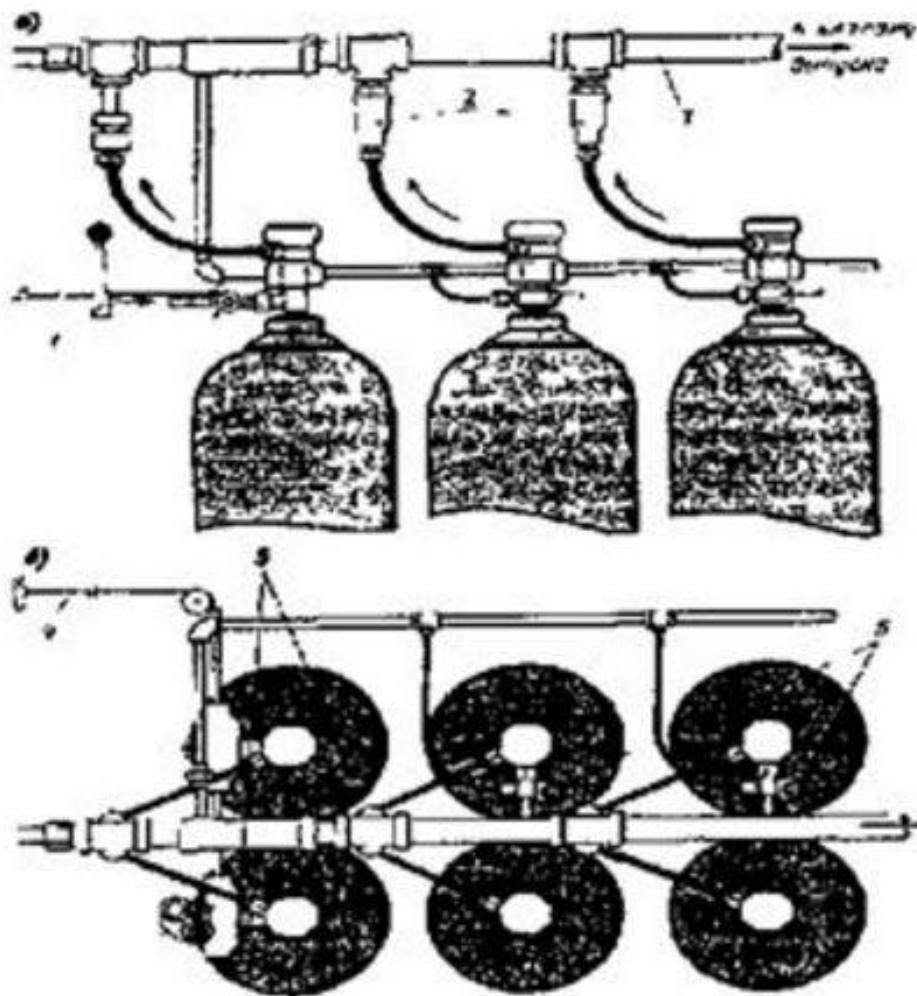


Рисунок 6.3 Типове розташування вуглекислотних балонів у станції:
а – вигляд збоку, б – вигляд зверху.

1 – важіль ручного пуску всіх балонів станції; 2 – безповоротні клапани; 3 – колектор; 4 – рукоятка управління тросом пуску всіх балонів; 5 – пускові балони; 6 – місцевий важіль керування пуском двох балонів; 7 – місцевий важіль пуску всіх балонів.

Кожний ряд балонів обладнується тросовою системою групового відкриття випускних головок, які працюють за допомогою пневмоциліндрів, сервомоторів або рукояток.

Збірні колектори всіх батарей підключаються до сполучної труди, по якій вуглекислота прямує або безпосередньо в приміщення, що захищається (див. рис. 6.3), або до розподільного колектора низки приміщень.

Час введення необхідної кількості вуглекислого газу встановлюють згідно з Правилами Регістру. Так, для машинних приміщень, приміщень аварійних дизель-генераторів і пожежних насосів, інших приміщень, де застосовується рідке паливо або інші легкозаймисті рідини, 85% розрахункової кількості вуглекислого газу повинно бути введено за час не більше двох хвилин. Вуглекислий газ повинен надходити в захищаються приміщення через сопла, розташовані у верхній частині цих приміщень. В окремих випадках частина сопел розташовується у верхній частині простору під настилом.

Управління пуском

Згідно з рекомендаціями Правил Регістра для машинних приміщень, приміщень аварійних дизель-генераторів і пожежних насосів, приміщень, де застосовуються рідке паливо та інші легкозаймисті рідини, необхідно передбачити дистанційний пуск з центрального протипожежного поста (ЦПП) або поблизу входу в нього.

Крім того, повинні бути передбачені два окремих пристрої пуску системи: одне – для пуску балонів, інше – для відкриття клапана подачі вуглекислого газу в приміщення, що захищається. Як правило, пост дистанційного пуску системи високого тиску обладнується пристроєм, що сигналізує про надходження газу в приміщення, що захищається.

Включення сигналізації попередження повинно бути заблоковано з ручним і дистанційним пуском системи незалежно від того, звідки здійснюється пуск.

Час подачі сигналу – 1–2 хвилини перед початком надходження вуглекислого газу в приміщення – визначається часом евакуації з найбільш віддаленої частини приміщення до вихідних дверей з нього. Сигнал повинен бути добре чути серед шуму в приміщенні і по тону відрізнятися від інших сигналів.

На додаток до звукового сигналу повинен бути встановлений світловий сигнал «Газ! Йди!». На рисунку 6.4 наведена схема вуглекислотного пожежогасіння на суховантажному судні.

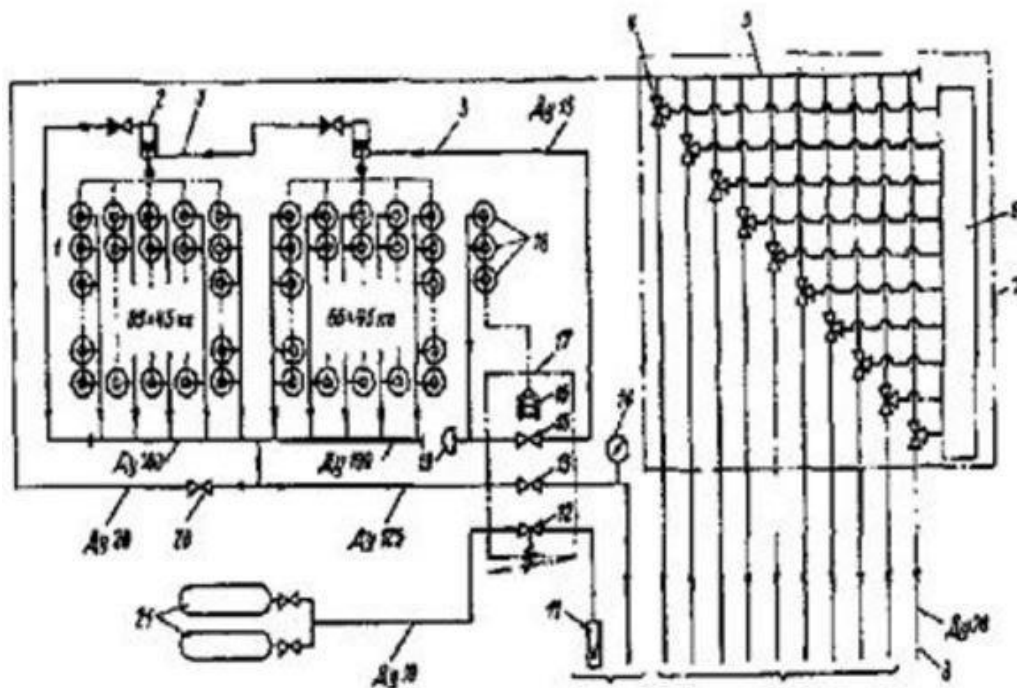


Рисунок 6.4 Схема системи вуглекислотного пожежогасіння на суховантажному судні:
1 – батареї вуглекислотних балонів; 2 – сервомеханізм; 3 – труби відкриття сервомеханізмів; 4 – триходовий клапан; 5 – розподільний колектор вантажних трюмів і малярню; 6 – шафа візуального виявлення диму; 7 – приймальна станція димової системи виявлення пожежі; 8 – трубопровід в малярню; 9 – у вантажні трюми; 10 – МО; 11 – сигнальний свисток; 12 – автоматичний клапан системи попереджувальної сигналізації; 13 – клапан пуску вуглекислоти в МО; 14 – манометр; 15 – клапан групового відкриття випускних головок вуглекислотних балонів; 16 – рукоятка відкриття випускних головок пускових балонів;
17 – шафа керування пуском вуглекислоти в МО; 18 – пускові вуглекислотні балони;
19 – електровимикач вентиляторів МО; 20 – запірний клапан на трубопроводі до розподільного колектора в рульовій рубці; 21 – пускові балони стисненого повітря.

6.4 Гідравлічні розрахунки відрізка трубопроводів системи

Опис принципової схеми розрахункового відрізка системи

Розрахункова схема зображена на рис. 6.5

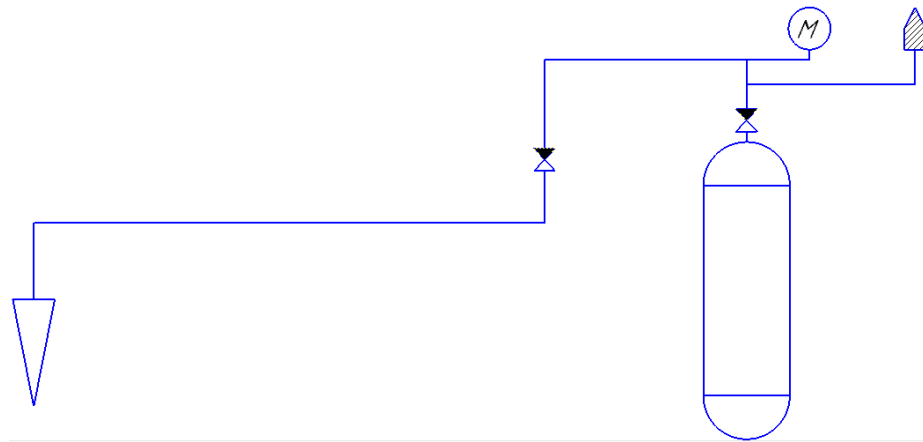


Рисунок 6.5 Схема вуглекислотної системи пожежозасіння

Визначення об'ємів приміщень

Дані для розрахунку:

Розрахунковий об'єм до рівня верхньої палуби:

- машинне відділення – 4020 м³
- трюм № 2 – 24640 м³
- трюм № 1 – 7040 м³

Кількість вуглекислого газу

Кількість вуглецю визначається за формулою

$$G = 1,79 \cdot V \cdot \phi$$

де 1,79 – щільність двоокису вуглецю (при P = 1010 МПа і T=291 К), кг / м³

V – розрахунковий об'єм приміщення, м³;

ϕ – коефіцієнт заповнення приміщення двоокисом вуглецю;

приймаємо: $\phi = 0,4$ – для машинного приміщення без урахування обсягу шахти;

$$G_{mo} = 1,79 \cdot 4020 \cdot 0,4 = 2878 \text{ кг}$$

$$G_2 = 1,79 \cdot 24640 \cdot 0,4 = 17640 \text{ кг}$$

$$G_1 = 1,79 \cdot 7040 \cdot 0,4 = 5040 \text{ кг}$$

$$G = 25558 \text{ кг}$$

Діаметри трубопроводів

Діаметр магістрального трубопроводу

$$Q^2 = (D_1^{5,25} \cdot Y) / (1164 \cdot L_{np} + 503 \cdot D_1^{1,25} \cdot Z)$$

де Q₁ – витрата вуглецю, кг/хв;

$$Q_1 = 0,85 \cdot G / \tau_1 = 0,85 \cdot 25558 / 2 = 10860 \text{ кг/хв}$$

0,85 – перетин повинен бути достатнім для введення 85% розрахункової кількості двоокису вуглецю;

τ_1 – час введення 85% вознегасіння $\tau_1 = 2$ хв;

G – розрахункова кількість двоокису вуглецю $G = 25558$ кг;

D_1 – внутрішній діаметр магістрального трубопроводу, мм;

Y, Z – коефіцієнти, що залежать від кінцевого тиску;

При тиску 7,7 кгс/см² Y = 4837, Z = 2,41;

L_{np} – приведена довжина трубопроводу, мм;

$$L_{np} = L + L_{екв};$$

L – 20 000 мм довжина трубопроводу,

$L_{екв}$ – еквівалентна довжина трубопроводу, що залежить від місцевих опорів, мм. (див. табл. 6.1)

$L_{іекв}$ – значення одного опору, виражену через довжину.

$$L_{np} = 20000 + 36480 = 56480 \text{ мм}$$

Розрахунок діаметра D знайдемо шляхом підбору, при якому $Q = 10860$ кг/хв.

При D = 200 мм

$$Q^2 = (D_1^{5,25} \cdot Y) / (1164 \cdot L_{np} + 503 \cdot D_1^{1,25} \cdot Z)$$

$$Q^2 = (200^{5,25} \cdot 4837) / (1164 \cdot 56480 + 503 \cdot 200^{1,25} \cdot 2,41) = 873,2 \cdot 10^5$$

$$Q = \sqrt{873,2 \cdot 10^5} = 9343,4 \text{ кг/хв}$$

Приймаємо труду 219х10 з внутрішнім діаметром D = 200 мм.

Побудова напірної характеристики відрізка трубопроводу.

Для побудови напірної характеристики трубопроводу використовують формулу втрати напору в трубопроводі:

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

де $h_{ст}$ – статична висота подачі;

λ – коефіцієнт гідралічного тертя.

Так як $H_{тр} = h_{ст} + K \cdot Q^2$ тр:

$$K = \left(\frac{\lambda L}{d} + \sum \xi + 1 \right) \frac{16}{\pi^2 d^4 2g};$$

Визначимо коефіцієнт гідралічного тертя для турбулентної течії:

$$\lambda = 0,1 \cdot \left(1,46 \cdot \frac{K_e}{d_{вн}} + \frac{100}{Re} \right)^{0,25};$$

де $K_e = 0,2$ мм – еквівалентна шорсткість;

$$Re = \frac{Vd}{\nu} = 10^3;$$

$$d_{\text{вн}} = 0,2 \text{ м.}$$

$$\lambda = 0,1 \cdot \left(1,46 \cdot \frac{0,2}{0,2} + \frac{100}{1000} \right)^{0,25} = 0,125$$

Визначимо коефіцієнт К:

$$K = \left(\frac{0,125 \cdot 100}{0,2} + 36,4 + 1 \right) \frac{16}{3,14^2 \cdot 0,2^4 \cdot 2 \cdot 9,81} = 5164,24$$

Рівняння характеристики:

$$H_{\text{тр}} = 5164,24 Q^2_{\text{тр}} + h_{\text{см}}$$

Діаметри розподільних трубопроводів

Діаметри розподільних трубопроводів в приміщеннях, які захищаються визначимо з умови, що сума площ прохідних перетинів відповідних трубопроводів повинна бути не більше площі прохідного перетину трубопроводу.

$$D^2 \geq \sum d_i^2 (i = 1, k)$$

де D – внутрішній діаметр магістрального трубопроводу, мм;

d_i – внутрішній діаметр 1-ої ділянки розподільного трубопроводу, в приміщенні, мм;

k – кількість ділянок розгалуження розподільного трубопроводу.

Вибір діаметрів зведених в табл. 6.1

Таблиця 6.1 Вибір діаметрів трубопроводу

Величина	Внутрішній діаметр трубопроводу	
	D	d_2
d_i , мм	199	92
$d_i^2 \pi / 4$	31415	6644

Кількість випускних сопел

Кількість випускних сопел в приміщенні, шт

$$n \leq 0,85 \cdot d_i^2 / d_c^2$$

де d_i – внутрішній діаметр розподільного трубопроводу в приміщенні, мм;

d_c – 0.012 м, умовний прохід сопла, площа якого дорівнює сумарній площі отворів сопла (4 отв. діаметром 6 мм).

Таблиця 6.2 Кількість випускних сопел

Внутрішній діаметр трубопроводу, мм	92
Кількість сопел	50

Визначення товщини стінки трубопроводів.

Згідно правил Регістру України, глава 1.3 параграф 1.2.4.1 товщина стінок металевої труди, працюючої під внутрішнім тиском, повинна бути не менше величини, яка визначається за формулою:

$$S = S_0 + B + C = 2,79 + 0,45 + 0,3 = 3,54 \text{ мм.}$$

де S_0 – розрахункова товщина стінки, мм;

B — доповнення, яке визначає утоншення труди при їх вигині, мм;

$C = 0,3$ — прибівка на корозію, мм [50].

При визначенні S_0 використовують формулу:

$$S_0 = \frac{p \cdot d_{\text{зоб}}}{2 \cdot \sigma \cdot \phi \pm p} = \frac{2,8 \cdot 219}{2 \cdot 108,3 \cdot 1,0 \pm 2,8} = 2,79 \text{ мм}$$

де $d_{\text{зоб}}$ — зовнішній діаметр труди;

p — розрахунковий тиск, МПа;

σ — допустиме нормальне напруження:

$$\sigma_{\sigma} = \frac{\sigma_m}{1,8} = \frac{195}{1,8} = 108,3 \text{ МПа}$$

σ_T — Тимчасовий опір розриву матеріалу труди для труди приймаємо = 195 МПа;

ϕ — коефіцієнт міцності, залежить від технології виготовлення труди і знаходиться в межах 0,8 – 1,0. Приймаємо $\phi=1$

Визначаємо величину B — прибівку на фактичне стоншення труди при вигині:

$$B = \frac{1}{2,5} \cdot \frac{d_{\text{зоб}} \cdot S_0}{R} = \frac{1}{2,5} \cdot \frac{219 \cdot 2,79}{547,5} = 0,45 \text{ мм.}$$

де R — радіус вигину труди, мм, приймаємо $R = (2,5 \dots 3,0) \cdot d_{\text{зоб}}$.

Визначення температурних видовжень трубопроводу системи

В наслідок різниці температур під час монтажу та експлуатації у трубопроводі виникають напруження. В результаті перепаду температур трубопровід видовжується на величину.

$$\Delta l = \alpha \cdot \Delta t \cdot l, \text{ мм}$$

де $\alpha = 11,7 \cdot 10^{-6}$ м/мк — коефіцієнт температурного розширення;

$\Delta t = 20$ °С — різниця температур між температурою монтажу та температурою експлуатації;

$l = 8$ м, довжина відрізка трубопроводу;

Звідси:

$$\Delta l = 11,7 \cdot 10^{-6} \cdot 20 \cdot 8 = 0,00187 \text{ мм}$$

Відносне видовження трубопроводу ε :

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{0,00187}{8} = 0,000233$$

Пов'язане з видовженням трубопроводу напруження σ визначається за формулою:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon$$

де $E = 2 \cdot 10^5$ МПа;

$\varepsilon = 0,000234$ відносне видовження.

$$\sigma = 2 \cdot 10^5 \cdot 0,000233 = 46,6 \text{ МПа}$$

При розрахунках температурних видовжень трубопроводу повинна виконуватись залежність:

$$\sigma < R_m$$

де $R_m=200$ МПа межа текучості для сталевих труди.

Разом з тим, щоб уникнути вплив стискають сил, трубопровід необхідно проектувати так, щоб при розширенні він міг би подовжуватися за рахунок вигинів або інших пристроїв.

6.5 Оцінка надійності трубопроводів системи

Оцінку надійності елементів труб проводять на стадіях технічного і робочого проектування. Визначимо товщину стінки, при якій відбувається руйнування труб.

$$S_{дог} = P d_{вн} (4R - d) / 4 \cdot \sigma_b (2R - d)$$

де $P_{вн}$ – внутрішній тиск, МПа; $d_{вн} = 200$ мм – внутрішній діаметр труби; R – радіус вигину труби, мм;

$\sigma_b = 195$ МПа – тимчасовий опір розриву матеріалу труби – сталь 10

Гранична товщини стінки для труб:

При $d_3 = 219$ мм, товщині стінки труби 8 мм

$$S_{дог} = 10 \cdot 200 (4 \cdot 3 \cdot 200 - 200) / 4 \cdot 195 (2 \cdot 2 \cdot 200 - 200) = 0,64$$

Товщина стінки труби, яка витрачається на корозійну виразку, визначається за формулою

$$S_k = S - S_{дог}$$

Відрізок:

$$S_k = 8 - 0,64 = 7,36 \text{ мм.}$$

За статичними даними середня швидкість корозії труб, що встановилася, в потоці води при швидкості потоку 3 м/с становить.

Термін служби трубопроводів становить дільше 14 років. З урахуванням коефіцієнта технічного використання судна, що враховує вибід судна із експлуатації.

$$K_{мб} = 0,92;$$

$$T_{cp} = \frac{T_{cp}}{K_{мб}} = \frac{11}{0,92} = 12 \text{ років}$$

Ремонт трубопроводів системи можливий в період великого ремонту судна, тобто через 12 років.

На підставі отриманих результатів можна зробити такі висновки:

Якщо нормативний термін служби судна взяти за 25 років, то експлуатаційно-ремонтний цикл судна може мати вигляд як на рис. 6.6

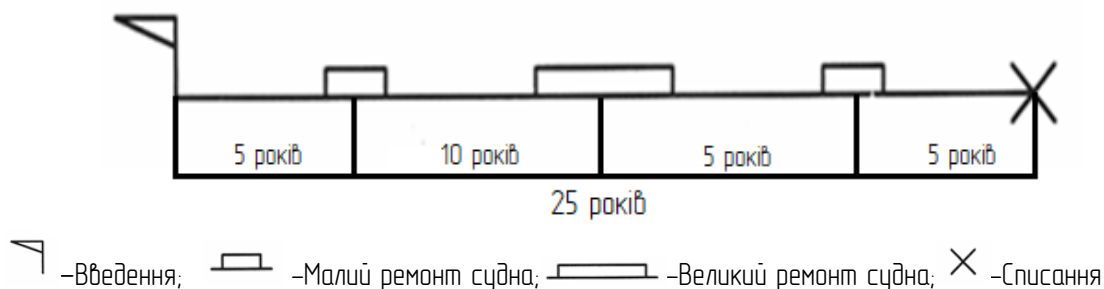


Рисунок 6.6 Експлуатаційно-ремонтний цикл судна

Висновки з розділу

Розрахунок вуглекислотної системи пожежогасіння суховантаж «BBC BRITHE» відповідає вимогам Регістру.

Прийнята кількість двоокису вуглецю для приміщень, час випуску вуглекислого газу в приміщення, діаметри і товщини стінок трубопроводів задовольняють вимоги Правил Регістру. Надійність системи забезпечується протягом усього терміну експлуатації, так як трубопровід майже не знаходиться в роботі.

7 ОХОРОНА ПРАЦІ У МАШИННОМУ ВІДДІЛЕННІ

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 проектного 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, долтів, 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:

$$P_{\text{исп}} = 1,5P, \text{ при } P \leq 0,5 \text{ МПа};$$

$$P_{\text{исп}} = 1,25P \text{ при } P \geq 0,5 \text{ МПа};$$

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 проектованому 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 корпуса, 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 багатопровитковим 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.

Передбачаються також, засоби індивідуального захисту гумові рукавички, інструмент, з ізольованими 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 вогнестійких 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 вибородки, 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 об корпус судна. Вібрація може

викликати порушення нормальної діяльності органів координації, механічні ушкодження, навіть розрив внутрішніх органів. Безпосередній контакт людини з відруючими 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

Середньозгеометричні 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.

Щоб 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 мал шумне обладнання стає джерелом інтенсивного шуму.

Для поглинання звуку використовують здатність будівельних матеріалів і конструкцій розсіювати енергію звукових коливань. При падінні на звуковдирну 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 віброцуттєвих 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 додаткову активне джерело енергії (сервомеханізм), за допомогою якого здійснюється зворотний зв'язок від ізольованих 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 підоснови 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 відбиваються 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 (призлухуватість, 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 й 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 віброхвороб, в зимовий час робочих треба забезпечувати теплими рукавицями.

При роботі з ручними механізмами та за умов дотримання гігієнічних норм, сумарний час роботи в контакті 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, фізеопротективних 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, вибухо 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, вибухів 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 мозку, 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 12.1.006–88 “Електромагнітні поля радіочастот. Загальні вимоги безпеки”. Нормовані параметри в діапазоні частот 60 – 300 кГц, є напруженості E і H 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 сірчаний і сірчистий ангідрид, CO і CO_2 [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 $A = 34$ м, ширина $B = 12$ м, висота $H = 3,7$ 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 $\rho_n = 70\%$, стін $\rho_c = 50\%$, робочої поверхні $\rho_p = 10\%$. Напруга мережі 220 В.

Відстань від стелі до робочої поверхні

$$H_0 = H - h_p = 3,7 - 1 = 2,7 \text{ м.}$$

Відстань від стелі до світильника

$$h_c = 0,2 \cdot H_0 = 0,2 \cdot 2,7 = 0,54 \text{ м.}$$

Висота підвішування світильника над освітлюваною поверхнею

$$h = H_0 - h_c = 2,7 - 0,54 = 2,16 \text{ м.}$$

Висота підвішування світильника над підлогою

$$H_n = h + h_p = 2,16 + 1 = 3,16 \text{ м.}$$

(величина, що знаходиться в межах норм). Для досягнення найбільшої рівномірності освітлення приймаємо відношення

$$L/h = 1,5.$$

Тоді відстань між центром світильників

$$L = 1,5h = 1,5 \cdot 2,16 = 3,24 \text{ м.}$$

Необхідна кількість світильників

$$N = \frac{S}{L^2} = \frac{34 \cdot 12}{3,24^2} = 38.$$

Приймаємо 12 світильників (2 ряди по 19 світильників).

Індекс приміщення

$$i = \frac{A \cdot B}{h(A + B)} = \frac{34 \cdot 12}{2,16 \cdot (34 + 12)} = 4,1.$$

За табл. 22 [47] при $i = 4$, $\rho_n = 70\%$, $\rho_c = 50\%$, $\rho_p = 10\%$ для світильника типу УПМ-15 коефіцієнт використання світлового потоку $\eta = 0,7$.

Світловий потік однієї лампи

$$\phi = \frac{E_{\min} \cdot S \cdot K_z \cdot Z}{N \cdot \eta} = \frac{100 \cdot 408 \cdot 1,3 \cdot 1,15}{38 \cdot 0,7} = 2293 \text{ лм}$$

Де $K_z = 1,3$ за табл. 5 [47];

$Z = 1,15$ для ламп розжарювання.

За знайденим світловим потоком за табл. 16 [47] вибираємо лампу потужністю 150 Вт, що має світловий потік 2280 лм, найбільш близький до розрахункового.

При цьому фактична освітленість

$$E_\phi = E_n \frac{\phi_n}{\phi_p} = 100 \frac{2280}{2293} = 99,4 \text{ лк.}$$

Загальна потужність освітлюваної установки

$$P_z = P_n \cdot N = 150 \cdot 38 = 5700 \text{ Вт} = 5,7 \text{ кВт}.$$

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 дипломній роботі було розглянуто суднову енергетичну установку судна типу ро-ро "ЕСО VALENCIA" дедвейтом 18 120 т. Серед розглянутих компонентів були головний двигун, паровий котел, турбокомпресор та одна з загальносуднових систем.

Також в даній роботі розглянуто та розраховано режими роботи СЕУ в результаті чого побудовано діаграми теплових потоків на різних режимах, в тому числі ходовому та стоянковому.

Після розрахунку робочого циклу та динаміки на одному з креслень приведено поперечний розріз головного двигуна. На окремому аркуші креслень після вибору у четвертому розділі приведено повздовжній переріз агрегату наддуву.

Окремо слід відзначити, що в сьомому розділі бакалаврської роботи приведено норми з охорони праці в МД судна.

Список використаних літературних джерел

1. Гордов В. М. *Енциклопедія суднової енергетики*. Миколаїв : НУК, 2010. 624 с.
2. Шостак В. П., Манзюк А. Ю. *Опір доквілля руху транспортного судна* : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2012. 184 с.
3. Гордов В. М., Шостак В. П. *Методичні вказівки для виконання дипломного проекту за спеціальністю «Суднові енергетичні установки та устаткування»*. Миколаїв : НУК, 2013. 60 с.
4. Гордов В. М., Ратушняк І. О., Трушляков Є. І., Чередніченко О. К. *Суднова енергетика та Світовий океан* : підручник / за ред. В. М. Гордова. Миколаїв : НУК, 2011. 596 с.
5. Molland A. F., Turnock S. R., Hudson D. A. *Ship Resistance and Propulsion: Practical Estimation of Ship Propulsive Power*. 2nd ed. Cambridge : Cambridge University Press, 2017. 626 p.
6. Kuiken K. *Diesel Engines for Ship Propulsion and Power Plants*. London : Adlard Coles Nautical, 2012. 392 p.
7. Heywood J. B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. 2nd ed. New York : McGraw-Hill Education, 2018. 1056 p.
8. Moran M. J., Shapiro H. N., Boettner D. D., Bailey M. B. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 9th ed. Hoboken : Wiley, 2018. 928 p.
9. Zengel Y. A., Boles M. A. *Thermodynamics: An Engineering Approach*. 9th ed. New York : McGraw-Hill Education, 2019. 1040 p.
10. Bergman T. L., Lavine A. S., Incropera F. P., DeWitt D. P. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 8th ed. Hoboken : Wiley, 2018. 1048 p.
11. Woodyard D. *Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines*. 9th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2009. 912 p.
12. MAN Energy Solutions. *Marine Engine Programme 2025* [Електронний ресурс]. Офіційний сайт MAN Energy Solutions, 2024. Дата звернення: 12.2024.
13. MAN Energy Solutions. *Basic Principles of Ship Propulsion* [Електронний ресурс]. Офіційний сайт MAN Energy Solutions, 2024. Дата звернення: 12.2024.
14. Wärtsilä. *Marine Solutions* [Електронний ресурс]. Офіційний сайт Wärtsilä, 2024. Дата звернення: 12.2024.
15. Mitsubishi Heavy Industries. *Marine Engine Lineup* [Електронний ресурс]. Офіційний сайт Mitsubishi Heavy Industries, 2024. Дата звернення: 12.2024.
16. Alfa Laval. *Marine Boilers and Heat Exchangers* [Електронний ресурс]. Офіційний сайт Alfa Laval, 2024. Дата звернення: 12.2024.
17. SAACKЕ GmbH. *Composite Marine Boiler Systems* [Електронний ресурс]. Офіційний сайт SAACKЕ, 2024. Дата звернення: 12.2024.
18. DNV. *Rules for Classification: Ships*. Høvik : DNV, 2024.
19. *International Convention for the Safety of Life at Sea (SOLAS), Consolidated Edition 2024*. London : International Maritime Organization, 2024.
20. *International Convention for the Prevention of Pollution from Ships (MARPOL), Consolidated Edition 2022*. London : International Maritime Organization, 2022.
21. *International Convention on Standards of Training, Certification and Watchkeeping for Seafarers (STCW)*. London : International Maritime Organization, 2017.
22. *International Safety Management Code and Guidelines on Implementation of the ISM Code*. London : International Maritime Organization, 2018.

23. *Code on Noise Levels on Board Ships. Resolution MSC.337(91)*. London : International Maritime Organization, 2012.
24. Закон України *Про охорону праці* : Закон України від 14.10.1992 № 2694–XII.
25. Кодекс цивільного захисту України : Закон України від 02.10.2012 № 5403–VI.
26. ДБН В.2.5–28:2018. *Природне і штучне освітлення*. Київ : Мінрегіон України, 2018.
27. ДСТУ EN 12464–1:2016. *Світло та освітлення. Освітлення робочих місць. Частина 1. Робочі місця в приміщеннях*. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2016.
28. ДСТУ ISO 8995–1:2019. *Світло та освітлення. Освітлення робочих систем. Частина 1. Внутрішні робочі місця*. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019.
29. *Maritime Labour Convention, 2006, as amended*. Geneva : International Labour Organization, 2022.
30. *Safety and Health in Ports*. Geneva : International Labour Office, 2016.